

Dissertation

METHODENUNTERSUCHUNG ZUR AKTIVEN SCHWINGUNGSREDUKTION EINES SCHIENENFAHRZEUG- WAGENKASTENS

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Lugner
325/A1

Institut für Mechanik und Mechatronik
Abteilung für Fahrzeugdynamik und Biomechanik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

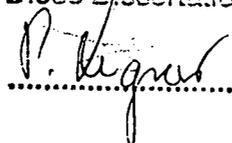
Dipl.-Ing. Gerhard Schandl

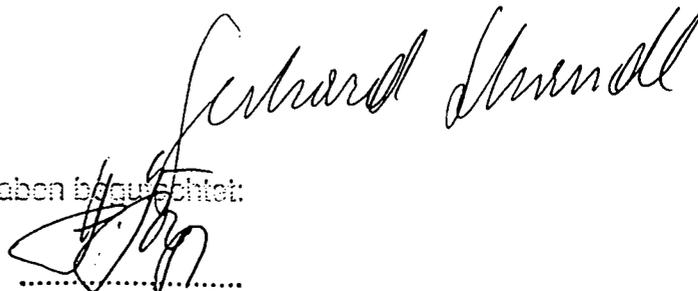
Matr. Nr.: 9627102

Gansterergasse 3/15, 1160 Wien

Wien, am 30.11.2005

Diese Dissertation haben begutachtet:


.....


.....

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das Konzept eines aktiven Schwingungsreduktionssystems für einen Schienenfahrzeug-Wagenkasten entwickelt sowie seine Funktion mittels numerischer Simulation demonstriert. Dieses System soll die Strukturschwingungen des Wagenkastens, die einen maßgeblichen Einfluss auf den Schwingungskomfort ausüben, verringern und damit den Fahrkomfort für die Passagiere erhöhen oder – bei gleich bleibendem Fahrkomfort – eine geringere Fahrzeugmasse und damit geringere Achslasten sowie einen niedrigeren Energieverbrauch ermöglichen.

Das hier untersuchte aktive Schwingungsreduktionssystem besteht aus Piezo-Dehnungssensoren, die an der Wagenkastenstruktur befestigt sind und die Strukturschwingungen erfassen. Die Signale dieser Sensoren werden durch einen Regelalgorithmus verarbeitet, der daraus Stellgrößen berechnet, die zur Ansteuerung von Piezo-Aktoren verwendet werden. Diese ebenfalls an der Wagenkastenstruktur befestigten Aktoren leiten Momente in die Struktur ein, die den Schwingungen der Struktur entgegenwirken. Als Regelalgorithmus wird in der vorliegenden Untersuchung eine Zustandsvektorrückführung mit Polzuweisung verwendet. Die Rekonstruktion des Zustandsvektors aus den Messgrößen erfolgt durch einen LQ-Beobachter.

Zur numerischen Erprobung des Systems wird der Wagenkasten eines Schienenfahrzeugs zuerst durch einen elastischen Balken angenähert. Der Balken wird dabei so dimensioniert, dass die Masse und die erste vertikale Biegeeigenfrequenz im Bereich ausgeführter Wagenkästen liegen. Das zuvor beschriebene Schwingungsreduktionssystem wird so ausgelegt, dass die ersten vertikalen Biegeeigenfrequenzen des Balkens gedämpft werden. Mit dieser Näherung für den Wagenkasten wird ein Mehrkörpermodell eines Schienenfahrzeugs, bestehend aus dem als Balken angenäherten Wagenkasten sowie zugehörigen Drehgestellen, erstellt und die Fahrt auf einer Strecke mit Gleislagefehlern mit dem kommerziellen Mehrkörperdynamikprogramm SIMPACK simuliert. Als Kriterium zur Beurteilung des Fahrkomforts wird die Vertikalbeschleunigung an mehreren Punkten der flexiblen Struktur berechnet und mit einem Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem sowie mit dem Idealfall eines starren Wagenkastens verglichen. Es zeigt sich dabei, dass mit dem vorgeschlagenem Schwingungsreduktionssystem bei diesem vereinfachten Modell eine deutliche Verringerung der Vertikalbeschleunigungen erzielt werden kann.

Ausgehend von diesem stark vereinfachten Modell des Wagenkastens wird danach eine detailliertere Modellierung des Wagenkastens verwendet. Zur Modellierung des Wagenkastens wird dabei ein modal reduziertes Finite-Elemente-Modell eines real ausgeführten Metro-Wagenkastens herangezogen. Bei der Untersuchung des damit gebildeten Fahrzeugs zeigt

sich, dass nicht nur die vertikale Biegeeigenschwingung sondern auch die erste Torsionseigenschwingung sowie die Querverziehung einen wesentlichen Anteil an den Vertikalbeschleunigungen im für die Schwingungskomfortbeurteilung relevanten Frequenzbereich aufweisen. Das Schwingungsreduktionssystem wird daher so entworfen, dass diese drei Eigenschwingungen gedämpft werden. Es wird gezeigt, dass mit einer relativ geringen Anzahl von zwölf Aktoren, die am unteren Langträger des Wagenkastens angebracht werden, die Beeinflussung der drei ausgewählten Struktureigenschwingungen möglich ist. Bei der Simulation einer Fahrt auf einer Strecke mit Gleislagefehlern können Reduktionen der mit einem Komfortfilter bewerteten Vertikalbeschleunigung von bis zu 35% gegenüber einem baugleichen Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem erzielt werden.

Weiters wird der Einfluss der Fahrgäste auf das Schwingungsverhalten des Wagenkastens untersucht. Dies erweist sich in diesem Zusammenhang als notwendig, weil durch die Fahrgäste die – für die Auslegung des Schwingungsreduktionssystems maßgeblichen – Schwingungseigenschaften des Wagenkastens verändert werden. Die Funktion des Schwingungsreduktionssystems muss auch bei variierenden Besetzungsgraden des Fahrzeugs sichergestellt sein. Dazu sind eine ausreichende Robustheit des Reglers sowie vor allem eine Kenntnis des Passagiereinflusses auf die Schwingungseigenschaften des Wagenkastens notwendig. Es wird daher eine Modellierung zur Berücksichtigung der Fahrgäste vorgeschlagen. Die Ergebnisse dieser numerischen Berechnungen werden mit den Ergebnissen veröffentlichter Messungen an realen Fahrzeugen verglichen. Dabei kann eine gute Übereinstimmung erzielt werden.

Zuletzt wird eine Methode zur modalen Synthese komplexer Strukturen aus einfacheren Strukturelementen entwickelt und untersucht. Dabei werden zuerst aus Balkenelementen zusammengesetzte Rahmenstrukturen untersucht. Davon ausgehend findet dann eine Verallgemeinerung auf beliebige Finite-Elemente-Strukturen bis hin zum aus Modulen zusammengesetzten Schienenfahrzeug-Wagenkasten statt. Das Ziel ist dabei durch Zusammen setzen standardisierter Module eine näherungsweise Vorabberechnung der Schwingungseigenschaften eines Wagenkastens zu ermöglichen.

Abstract

In the present thesis the concept of an active vibration reduction system of a railway vehicle car body is developed and studied in numerical simulations. The aim of this system is the reduction of structural vibrations, which have a great impact on the ride comfort and therefore an increase in passenger ride comfort or a reduction of the vehicle mass and therefore axle loads and energy consumption while still reaching the ride comfort level of a heavier vehicle with stiffer car body.

The active vibration reduction system investigated here consists of piezo-strain-sensors mounted on the car body structure measuring the flexible deformation. Via a feedback control loop the output signals of these sensors generate a set value which is used to drive piezo-actuators. These actuators which are also mounted on the car body structure apply moments to the car body reducing the structural vibration. In the present study state-feedback with pole-placement is used as control algorithm. Furthermore, a LQ-observer estimates the state variables of the sensor signals.

In order to conduct a numerical study of the active vibration reduction system the car body of a railway vehicle is first approximated by an elastic beam. The dimensions of the beam are selected to give similar mass and first vertical bending eigenfrequency to a completed car body. The active vibration reduction system described above is designed to increase the damping of the first vertical bending eigenfrequencies. Using this approximation for the flexible car body a multi-body model of a railway vehicle consisting of bogies and the beam approximation of the car body is set up. The ride of the resulting vehicle on a track with irregularities is simulated using the commercial multi-body-simulation software SIMPACK. In order to investigate the resulting ride comfort the vertical acceleration on selected points of the flexible structure is calculated. The vehicle with active vibration reduction system is compared to a similar vehicle without vibration reduction system. It is shown that a significant reduction of the vertical acceleration is achieved.

Starting from this simplified model of the car body a more detailed model of the car body is set up. For this purpose a finite-element-model of a metro car body is used. This finite-element-model is modal reduced and the resulting model – with 29 degrees of freedom – is studied in simulations. Again a multi-body-model of a complete railway vehicle is setup now using this more elaborate model of the flexible car body. An investigation of this model points out that additional to the vertical bending eigenmode the first torsion eigenmode and the first diagonal distortion eigenmode have a great impact on the vertical acceleration in the relevant frequency spectrum for human vibration responsiveness. Hence, the active vibration reduction system is designed to increase the damping of these three eigen-

modes. It is shown that the relative small number of 12 actuators mounted on the side members of the car body allows a sufficient manipulation of these three eigenmodes. Again the ride on a track with irregularities is simulated and the vertical acceleration on different positions on the car body floor is calculated. Compared to the similar vehicle without active vibration reduction system a reduction of up to 35% of the comfort-weighted vertical acceleration is achieved.

Furthermore, the influence of the passengers on the vibration behaviour of the car body is investigated. This is required in this context because the passengers perform a significant influence on the vibration characteristics of the car body which are crucial for the design of the active vibration reduction system. Therefore the operation of the vibration reduction system has to be guaranteed for different occupation levels of the vehicle. Hence, an adequate robustness of the control algorithm and knowledge of the passenger influence on the vibration characteristics is necessary. For this reason a simple passenger model which can be easily incorporated in a multi-body model of a railway vehicle is proposed. Results of numerical calculations achieved with this model are compared to published measurements of railway vehicle. The comparison shows a good agreement of simulation results and experimental data.

Finally a method for a modal synthesis to build up complex structures from simpler structural elements is developed and investigated. At first simple structures consisting of beams are investigated. Starting from this a generalization on arbitrary finite-element-structures up to a modularized railway vehicle car body is performed. The aim of this approach is to enable an approximate pre-calculation of the vibration characteristics of a car body by assembling of standardized modules.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen einer Forschungs Kooperation von Siemens Transportation Systems Wien mit dem Institut für Mechanik und Mechatronik der TU Wien. Dem Betreuer meiner Dissertation, O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Peter Lugner möchte ich für die vielen Diskussionen und Anregungen meinen besonderen Dank aussprechen. Mein Dank gilt ebenfalls Herrn O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Hanns Peter Jörgl für die sorgfältige Durchsicht der Arbeit.

Weiters möchte ich mich bei allen Mitarbeitern von Siemens Transportation Systems bedanken, die mich bei der Durchführung des Projekts unterstützt haben. Insbesondere gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Dr. Anton Stribersky für seinen Einsatz bei der Initiierung und Abwicklung des Projekts.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinen Kollegen am Institut sowohl für interessante fachliche Diskussionen wie auch für das hervorragende Arbeitsklima.

Nicht zuletzt danke ich auch meiner Familie, die mich bei meinem Vorhaben unterstützt und damit wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Inhaltsverzeichnis

Kapitel 1	Einleitung	1
1.1	Zielsetzung	2
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Gliederung der Arbeit	6
Kapitel 2	Grundlagen der Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme	8
2.1	Kinematik eines flexiblen Mehrkörpersystems	8
2.2	Kinetik flexibler Mehrkörpersysteme	10
2.3	Die Bewegungsgleichung einer aktiv geregelten Struktur	15
2.4	Berechnung der für eine Mehrkörpersimulation notwendigen Terme aus den FE-Daten eines flexiblen Körpers	16
2.4.1	Reduktion der Freiheitsgrade des FE-Modells	17
2.4.2	Berechnung der modalen Massenmatrix	18
2.4.3	Berechnung der modalen Steifigkeitsmatrix	19
2.4.4	Berechnung der modalen Dämpfungsmatrix	19
2.4.5	Berechnung der translatorischen Koppelmatrix	19
2.4.6	Berechnung der rotatorischen Koppelmatrix	20
2.4.7	Berechnung der Matrizen der verallgemeinerten Corioliskräfte	21
2.4.8	Berechnung der Matrizen der verallgemeinerten Zentrifugalkräfte	21
2.4.9	Berechnung der verallgemeinerten Kräfte zufolge Vorspannung	22
2.5	Wahl der Ansatzfunktionen	22
Kapitel 3	Modale Synthese	24
3.1	Kopplung durch modale Synthese	24
Kapitel 4	Grundlagen der Piezoelektrizität	28
4.1	Piezoelektrizität	28
4.1.1	Ferroelektrizität	28
4.1.2	Piezoelektrische Werkstoffe	30

4.1.3	Grundlegende Gleichungen	32
4.1.4	Piezoelektrische Aktorik	34
4.1.5	Piezoelektrische Sensorik	37
Kapitel 5	Modale Zustandsraumdarstellung	38
5.1	Zustandsraummodell	38
5.2	Der aktiv geregelte flexible Körper in der modalen Zustandsraumdarstellung	38
5.3	Blockschaltbilddarstellung	39
Kapitel 6	Regelungskonzepte zur aktiven Schwingungsreduktion	41
6.1	Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe	41
6.2	LQ-Regelung	43
6.3	Beobachter	43
6.3.1	Luenberger-Beobachter	44
6.3.2	LQ-Beobachter	45
Kapitel 7	Einfluss der Fahrgäste auf das Schwingungsverhalten von Schienenfahrzeug-Wagenkästen	46
7.1	Modellierung der Impedanz des stehenden menschlichen Körpers	46
7.2	Modellierung der Impedanz des sitzenden menschlichen Körpers	49
7.3	Einfluss des menschlichen Körpers auf das Schwingungsverhalten einer flexiblen Struktur	51
7.4	Numerische Ergebnisse für ein beladenes Metro-Fahrzeug	53
Kapitel 8	Numerische Beispiele zur modalen Synthese	57
8.1	Betrachtungen zum Einfluss der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte	57
8.2	Strukturen aus Balkenelementen	58
8.2.1	Leiterrahmen	58
8.2.2	Räumliche Rahmenstruktur	61
8.3	Allgemeine Finite-Elemente-Strukturen	63

8.3.1	Quader	64
8.3.2	Lochplatte	66
8.3.3	Schienenfahrzeug-Wagenkasten	68
Kapitel 9	Modellbildung	72
9.1	Kragträger	72
9.1.1	Aktormodellierung	73
9.1.2	Sensormodellierung	74
9.1.3	Aktor- und Sensorplatzierung	75
9.1.4	Verwendetes Regelkonzept	75
9.2	Vereinfachtes Fahrzeugmodell	76
9.2.1	Aktormodellierung	79
9.2.2	Sensormodellierung	79
9.2.3	Aktor- und Sensorplatzierung	80
9.2.4	Verwendetes Regelkonzept	81
9.3	Realer Wagenkasten	82
9.3.1	Aktormodellierung	85
9.3.2	Sensormodellierung	85
9.3.3	Aktor- und Sensorplatzierung	85
9.3.4	Regelkonzept	86
Kapitel 10	Simulationsergebnisse	88
10.1	Kragträger	88
10.2	Vereinfachtes Fahrzeugmodell	91
10.3	Realer Wagenkasten	94
10.3.1	Schwingungsanregung des Wagenkastens ohne Drehgestelle	95
10.3.2	Simulation der Fahrt eines Gesamtfahrzeugs	99
Kapitel 11	Zusammenfassung	128
	Literaturverzeichnis	131

Verwendete Formelzeichen und Bezeichnungskonventionen

Bezeichnungskonventionen

Fettgedruckte Formelzeichen bezeichnen einen Vektor oder eine Matrix, Kursivschreibweise eine skalare Größe.

Der im Folgenden verwendete Tildeoperator eines Vektors berechnet sich für einen Vektor

$$\mathbf{u} \text{ mit } \mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} \text{ zu } \tilde{\mathbf{u}} = \begin{pmatrix} 0 & -u_3 & u_2 \\ u_3 & 0 & -u_1 \\ -u_2 & u_1 & 0 \end{pmatrix}$$

Eine transponierte Matrix wird durch ein hochgestelltes T gekennzeichnet.

Formelzeichen

$\mathbf{0}$	Nullmatrix
$\mathbf{1}$	Einheitsmatrix
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Verzerrungsvektor, $[\boldsymbol{\varepsilon}] = 1$
$\boldsymbol{\varepsilon}_\varphi$	Dielektrizitätsmatrix, $[\boldsymbol{\varepsilon}_\varphi] = CV^{-1}m^{-1} = A^2kg^{-1}m^{-3}s^4$
$\boldsymbol{\vartheta}$	Vektor der Verdrehungen der Koordinatensysteme in den Punkten eines flexiblen Körpers, $[\boldsymbol{\vartheta}] = rad$
ν	Querdehnzahl, $[\nu] = 1$
$\boldsymbol{\rho}$	Koordinatenvektor, $[\boldsymbol{\rho}] = m$
$\boldsymbol{\sigma}$	mechanischer Spannungsvektor, $[\boldsymbol{\sigma}] = Pa = kgm^{-1}s^{-2}$
$\boldsymbol{\Phi}$	ortsabhängiger Vektor der Ansatzfunktionen für die elastische Verformung eines flexiblen Körpers, $[\boldsymbol{\Phi}] = m$
$\boldsymbol{\psi}$	ortsabhängiger Vektor der Ansatzfunktionen für die Verdrehung der Koordinatensysteme in den Punkten eines flexiblen Körpers, $[\boldsymbol{\psi}] = rad$
$\boldsymbol{\omega}$	Winkelgeschwindigkeitsvektor, $[\boldsymbol{\omega}] = rads^{-1}$
Ω	Kreisfrequenz, $[\Omega] = s^{-1}$

A	Systemmatrix
B	Steuermatrix
C	Beobachtungsmatrix
D	Durchgangsmatrix
e	Beobachtungsfehler
ε	Systemstörmatrix
F	Ausgangsstörmatrix
J	Gütefunktional der LQ-Regelung
K	Rückführmatrix der Regelung mit Zustandsvektorrückführung
L	Rückführmatrix des Beobachters
M	scheinbare Masse, $[M] = kg$
P	Lösung der Matrix-Riccati-Gleichung
Q	Wichtungsmatrix des Zustandsvektors
Q_B	Beobachtbarkeitsmatrix
Q_S	Steuerbarkeitsmatrix
R	Wichtungsmatrix des Eingangsvektors
U	Eingangsvektor
x	Zustandsvektor
y	Ausgangsvektor
Z	Störgrößenvektor
a	Beschleunigungsvektor, $[a] = ms^{-2}$
A	Fläche, $[A] = m^2$
b_s	Sensorbreite, $[b_s] = m$
B	Verzerrungsmatrix, $[B] = 1$
c	Vektor des Massenmittelpunkts, $[c] = m$
C_φ	elektrische Kapazität, $[C_φ] = F = A^2kg^{-1}m^{-2}s^4$
C_r	rotatorische Koppelmatrix, $[C_r] = kgm^2$
C_t	translatorische Koppelmatrix, $[C_t] = kgm$
d	Dämpfungskonstante, $[d] = Nm^{-1}s = kgs^{-1}$
D_φ	Vektor der elektrischen Verschiebungsdichte, $[D_φ] = Cm^{-2} = Am^{-2}s$
D_{ee}	modale Dämpfungsmatrix, $[D_{ee}] = kgm^2s^{-1}$
e	piezoelektrische Matrix, $[e] = Cm^{-2} = Asm^{-2}$

\mathbf{E}_φ	Vektor der elektrischen Feldstärke, $[\mathbf{E}_\varphi] = Vm^{-1} = A^{-1}kgms^{-3}$
\mathbf{E}_ν	Eigenvektor
\mathbf{F}	Kraftvektor, $[\mathbf{F}] = N = kgms^{-2}$
\mathbf{G}_e	Matrix zur Berechnung der generalisierten Corioliskräfte, Kopplung mit elastischer Verformung, $[\mathbf{G}_e] = kgm^2$
\mathbf{G}_r	Matrix zur Berechnung der generalisierten Corioliskräfte, Kopplung mit rotatorischer Bewegung, $[\mathbf{G}_r] = kgm^2$
h	Dicke, $[h] = m$
\mathbf{h}_e	verallgemeinerter Kraft- und Momentenvektor für die elastischen Freiheitsgrade, $[\mathbf{h}_e] = Nm = kgm^2s^{-2}$
\mathbf{h}_r	Momentenvektor, $[\mathbf{h}_r] = Nm = kgm^2s^{-2}$
\mathbf{h}_t	Kraftvektor, $[\mathbf{h}_t] = N = kgms^{-2}$
\mathbf{H}	Materialmatrix, $[\mathbf{H}] = Pa = kgm^{-1}s^{-2}$
\mathbf{I}	Trägheitsmatrix, $[\mathbf{I}] = kgm^2$
k	Steifigkeit, $[k] = Nm^{-1} = kgs^{-2}$
\mathbf{k}_0	Vektor der Kraftdichte der Volumskräfte, $[\mathbf{k}_0] = Nm^{-3} = kgm^{-2}s^{-2}$
\mathbf{k}_{e0}	verallgemeinerte Kräfte infolge Vorspannung, linearer Anteil, $[\mathbf{k}_{e0}] = kgm^2s^{-2}$
\mathbf{K}	Steifigkeitsmatrix, $[\mathbf{K}] = Nm^{-1} = kgs^{-2}$
\mathbf{K}_{e0}	verallgemeinerte Kräfte infolge Vorspannung, nichtlinearer Anteil, $[\mathbf{K}_{e0}] = kgm^2s^{-2}$
$\mathbf{K}_{\varphi\varphi}$	piezoelektrische Sensorausgangsmatrix, $[\mathbf{K}_{\varphi\varphi}] = F = A^2kg^{-1}m^{-2}s^4$
\mathbf{K}_{ee}	modale Steifigkeitsmatrix, $[\mathbf{K}_{ee}] = kgm^2s^{-2}$
$\mathbf{K}_{e\varphi}$	piezoelektrische Koppelmatrix, $[\mathbf{K}_{e\varphi}] = As$
\mathbf{L}	Momentenvektor, $[\mathbf{L}] = Nm = kgm^2s^{-2}$
m	Masse, $[m] = kg$
\mathbf{M}	Massenmatrix, $[\mathbf{M}] = kg$
\mathbf{M}_{ee}	modale Massenmatrix, $[\mathbf{M}_{ee}] = kgm^2$

\mathbf{O}_e	Matrix zur Berechnung der generalisierten Zentrifugalkräfte, $[\mathbf{O}_e] = \text{kgm}^2$
$\bar{\mathbf{p}}_0$	Vektor der Kraftdichte der Oberflächenkräfte, $[\bar{\mathbf{p}}_0] = \text{Nm}^{-2} = \text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
P	Leistung, $[P] = W = \text{kgm}^2\text{s}^{-3}$
\mathbf{P}	Verknüpfungsmatrix der geometrischen Kompatibilitätsbedingungen
\mathbf{q}	Vektor der Modalkoordinaten eines flexiblen Körpers, $[\mathbf{q}] = 1$
\mathbf{Q}_φ	elektrische Ladung, Vektorschreibweise zur Zusammenfassung mehrerer Sensoren, $[\mathbf{Q}_\varphi] = C = \text{As}$
\mathbf{r}	Abstandsvektor, $[\mathbf{r}] = m$
\mathbf{R}	Koordinatenvektor eines Punktes eines flexiblen Körpers relativ zu dessen Bezugssystem in der unverformten Referenzkonfiguration, $[\mathbf{R}] = m$
\mathbf{S}	Transformationsmatrix zwischen verknüpftem und unverknüpftem System
t	Zeit, $[t] = s$
\mathbf{u}	elastische Verformung, $[\mathbf{u}] = m$
\mathbf{u}_φ	elektrische Spannung, $[\mathbf{u}_\varphi] = V = A^{-1}\text{kgm}^2\text{s}^{-3}$
U	elektrische Spannung, skalare Schreibweise, $[U] = V = A^{-1}\text{kgm}^2\text{s}^{-3}$
\mathbf{v}	Geschwindigkeitsvektor, $[\mathbf{v}] = \text{ms}^{-1}$
V	Volumen, $[V] = m^3$
w	Durchbiegung, $[w] = m$
Y	Elastizitätsmodul, $[Y] = \text{Pa} = \text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$

Kapitel 1

Einleitung

Um die vorgeschriebenen zulässigen Achslasten einzuhalten sowie den Energieverbrauch zu verringern, erfolgt die Konstruktion moderner Schienenfahrzeuge zunehmend in Leichtbauweise. Schienenfahrzeug-Wagenkästen in Leichtbauweise weisen allerdings häufig relativ niedrige Eigenfrequenzen, die in der Nähe von Drehgestell-Eigenfrequenzen sowie nahe des vom Menschen besonders stark wahrgenommenen Frequenzbereichs von 4-8 Hz liegen, auf. Dadurch hat die Flexibilität des Wagenkastens unter Umständen einen gravierenden Einfluss auf den Schwingungskomfort [1,2,3,4].

Die konventionelle Lösung dieses Problems besteht in einer Versteifung des Wagenkastens. Damit geht aber eine – dem Ziel des Leichtbaus entgegenwirkende – Massezunahme einher. Eine andere Möglichkeit zur Verbesserung des Schwingungsverhaltens der Struktur besteht in der Anbringung von passiven Dämpfungsmaßnahmen. Dabei wird die Schwingungsenergie durch Dissipation in Wärme umgewandelt und die Schwingung dadurch verringert. Diese Maßnahme führt allerdings ebenso zu einer beträchtlichen Gewichtserhöhung und erweist sich bei den hier vorliegenden niederfrequenten Strukturschwingungen zudem als wenig effektiv.

Ein gänzlich anderer Weg wird bei der aktiven Schwingungsreduktion elastischer Strukturen beschritten. Dabei bringen an der schwingungsfähigen Struktur angebrachte aktive Stellelemente, Aktoren, Biegemomente in die Struktur ein, die im günstigsten Fall zur völligen Auslöschung der zu unterdrückenden Schwingung führen. Anders als bei passiven Systemen wird hier der schwingenden Struktur von außen Energie zugeführt, weshalb man von aktiven Systemen spricht.

In der folgenden Arbeit wird das Konzept eines aktiven Schwingungsreduktionssystems für ein Schienenfahrzeug entwickelt und die damit erzielbare Komfortverbesserung durch Simulationen untersucht. Anders als bei bereits vorgeschlagenen Systemen, die die Schwingungsanregung der Struktur durch Eingriffe direkt am Fahrwerk verringern [5,6,7,8] – wodurch hohe Anforderungen an die Ausfallssicherheit und eine Überführung in einen nicht sicherheitskritischen Zustand im Fehlerfall hohe Implementierungskosten anfallen – soll hier das Schwingungsverhalten der Wagenkastenstruktur selbst beeinflusst werden. Der Einfluss dieser Anordnung auf die Entgleisungssicherheit im Versagensfall ist als wesentlich geringer einzuschätzen, wie sich durch Simulationen zeigen lässt.

1.1 Zielsetzung

Die Zielsetzung der Arbeit besteht in der Entwicklung eines Konzepts zur aktiven Schwingungsreduktion von Schienenfahrzeug-Wagenkästen. Es wird dabei ausgehend von Untersuchungen an einem einfachen Strukturelement – einem elastischen Balken – ein aktives Schwingungsreduktionssystem entwickelt. Dieses System besteht aus Piezoaktoren, die ein Biegemoment in die zu regelnde elastische Struktur einleiten, welches den Schwingungen der Struktur entgegenwirkt.

Aufbauend auf den daraus gewonnenen Erkenntnissen wird ein aktives Schwingungsreduktionssystem für die komplexe elastische Struktur eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens entworfen. In diesem Fall treten komplexe Eigenschwingungsformen auf, die bei der Sensor- und Aktorplatzierung sowie bei der Reglerauslegung entsprechend zu berücksichtigen sind.

Da die Funktion des Schwingungsreduktionssystems bei unterschiedlichen Besetzungsgraden gewährleistet sein muss, ist auch der Einfluss der Beladung des Fahrzeugs auf die Parameter dieses Modells zu erfassen. Aus diesem Grund wird ein geeignetes Modell zur Berücksichtigung des Einflusses der Beladung – also der Passagiere – auf das Schwingungsverhalten des Wagenkastens vorgeschlagen.

Um eine Auslegung eines aktiven Schwingungsreduktionssystems bereits in einem möglichst frühen Stadium der Entwicklung eines Schienenfahrzeugs zu ermöglichen, wird eine Methode entwickelt, mit der die Eigenschaften eines elastischen Schienenfahrzeug-Wagenkastens durch Zusammensetzen einzelner, einfacherer, möglichst standardisierter Module bereits zu einem frühen Zeitpunkt berechnet werden können.

1.2 Stand der Technik

Obwohl bereits zuvor einige Konzepte zur aktiven Schwingungsreduktion elastischer Strukturen veröffentlicht wurden, wurde die aktive Schwingungsreduktion elastischer Strukturen erst beginnend mit den frühen 80er Jahren des 20. Jahrhunderts häufiger zu einem Gegenstand von Untersuchungen, wie zum Beispiel bei Bailey und Hubbard in [9], die eine Schwingungsreduktion mit Hilfe von Aktoren aus Polyvinyliden Fluorid (PVDF) realisieren. Vor allem ab den 90er Jahren wurden zunehmend Untersuchungen zu diesem Thema durchgeführt. Einen Überblick über Methoden der aktiven Schwingungsreduktion bieten Preumont [10] und Fuller [11].

Der überwiegende Teil der Veröffentlichungen bezieht sich auf Untersuchungen an einfachen Strukturelementen wie Balken und Platten.

Burke und Hubbard zeigen die aktive Schwingungsreduktion an einem Balken [12]. Als Aktor wird dabei eine an die Balkenoberfläche geklebte PVDF-Folie verwendet. Die Ergebnisse werden anhand eines Experiments diskutiert.

Ebenfalls mit der aktiven Schwingungsreduktion eines Balkens mit Hilfe kollozierter Aktoren und Sensoren befassen sich – sowohl in der Simulation wie auch im Experiment - Halim und Moheimani [13]. Der Regler wird dabei entsprechend der H_2 -Norm ausgelegt. Aufgrund der gewählten Reglerstruktur wird der Spill-over Effekt (die Anregung nicht geregelter Eigenschwingungsformen durch die aktive Schwingungsreduktion) vermieden, die Stabilität des geregelten Systems ist damit gewährleistet. Im Vergleich zum unregulierten System werden Reduktionen der Schwingungsamplituden im Resonanzbereich von 15 bis 20 dB erzielt.

Die aktive Schwingungsreduktion eines einseitig eingespannten Balkens untersuchen Gabbert et al. [14]. Es wird dabei eine LQ-Regelung verwendet. Die Wirksamkeit der vorgeschlagenen Regelung wird numerisch durch Simulation untersucht. Dabei wird das Schwingungsreduktionssystem durch das Modell des einseitig eingespannten Balkens mit vier Aktoren dargestellt. Als Eingang wird durch einen Sensor die Auslenkung am freien Ende erfasst. Der Balken wird durch eine sinusförmige Kraft am freien Ende zur Schwingung angeregt. Betrachtet man die Auslenkung am freien Ende bei Anregung mit den ersten vier Biegeeigenfrequenzen, so kann dabei in der Simulation eine erhebliche Reduktion der Schwingungsamplituden beobachtet werden. Eine experimentelle Verifikation der Ergebnisse ist in der Veröffentlichung nicht enthalten.

Von Ma wird ein adaptiver Regler zur aktiven Schwingungsreduktion vorgeschlagen und an einem Kragträger experimentell erprobt [15]. Der Balken wird dabei mit vier Piezoelementen bestückt, wobei ein Teil der Elemente als Aktoren und ein Teil als Sensoren verwendet wird. Weiters erfolgt auch die Schwingungsanregung des Balkens durch eines der Elemente. Der Vorteil dieses adaptiven Regelalgorithmus im Vergleich zu den üblicherweise verwendeten modellbasierten Reglern liegt darin, dass hier keine Probleme durch Modellierungsungenauigkeiten, Umwelteinflüsse und Fertigungstoleranzen, die zu einer Abweichung zwischen dem Auslegungsmodell und dem realen System führen, entstehen.

Chen et al. diskutieren die aktive Dämpfung durch Ausgangsrückführung sowohl an einem Balkenelement wie auch an einer Platte [16]. Die Demonstration der aktiven Dämpfung

geschieht dabei auf der Basis von numerischen Beispielen in einer Finite-Elemente-Formulierung.

Der aktiven Schwingungsreduktion einer elastischen Struktur, die sich aus mehreren Balkenelementen zusammensetzt, widmen sich Kar et al. [17]. Die Schwingungsreduktion wird hier – abweichend von den anderen hier angeführten Beispielen – durch zwei durch elektromagnetische Aktoren mit der Struktur verbundene Tilgermassen realisiert. Ziel ist dabei die Reduktion der Schwingungsamplitude von Hochbaustrukturen bei Anregung durch Erdbeben oder starke Stürme. Als Regelalgorithmus wird dabei eine H_∞ -Regelung verwendet. Die Struktur wird dabei durch ein Fünf-Freiheitsgrad-Modell mit verteilten Massen modelliert. Mit Hilfe dieses vereinfachten Modells wird dann der Regler ausgelegt und numerisch sowie experimentell erprobt. Dabei werden deutliche Reduktionen der Schwingungsamplitude erzielt.

Einen Vergleich zwischen der H_∞ -Regelung und der Ausgangsrückführung bei der Schwingungsreduktion einer Platte ziehen Falangas et al. [18]. Anhand einer experimentellen Untersuchung wird dabei die höhere Wirksamkeit der H_∞ -Regelung gegenüber der Ausgangsrückführung demonstriert.

Die Finite-Element Simulation einer aktiv bedämpften Platte behandelt Lim [19]. Es wird ein einfacher PD-Regelalgorithmus verwendet. Es werden dazu fünf Aktoren an der Plattenoberseite und fünf Sensoren an den jeweils gegenüberliegenden Positionen an der Plattenunterseite angebracht. Die Auswertung geschieht dabei auf der Basis von Simulationsergebnissen. Es wird die Schwingungsamplitude bei harmonischer Anregung der Platte an jeweils zwei Punkten der Platte berechnet. Die Ergebnisse der unregelmäßigten werden mit den Ergebnissen der geregelten Platte verglichen. Es zeigt sich, dass die Schwingungsamplitude im Resonanzbereich im Fall der geregelten Platte um bis zu zwei Größenordnungen kleiner ist als im Fall der unregelmäßigten Platte.

Strassberger und Waller [20] befassen sich mit der Anwendung einer aktiven Schwingungsreduktion zur Verringerung der Schallabstrahlung einer Platte sowohl in der Simulation wie auch in einer experimentellen Anordnung. Der Regler wird dabei durch Zustandsvektorrückführung als LQ-Regler entworfen. Damit können Reduktionen der Schwingungsamplitude der Platte von bis zu 15 dB bei Anregung mit einer Resonanzfrequenz erzielt werden.

Ebenfalls der Schallabstrahlung von Platten widmen sich Stöbener [21] und Stöbener und Gaul [22]. Hier wird die aktive Schwingungsreduktion durch eine Zustandsvektorrückführung mit Polzuweisung zuerst an einer Platte und im Weiteren an einzelnen Blechfeldern einer Autokarosserie sowohl numerisch wie auch experimentell untersucht. Als Aktoren kommen hier PVDF-Folien zur Anwendung. Die Ergebnisse der aktiven Schwingungsre-

duktion werden nicht nur mit dem unregulierten Fall, sondern auch mit einem konventionellen, passiven Dämpfungsbelag verglichen. Es zeigt sich, dass im Bereich der Resonanzfrequenzen die aktive Schwingungsreduktion wirksamer ist als der passive Dämpfungsbelag. Über den gesamten Frequenzbereich wird allerdings durch den passiven Dämpfungsbelag eine größere Schallreduktion als durch die aktive Schwingungsreduktion erzielt. Dazu muss allerdings angemerkt werden, dass die Massezunahme bei Anwendung eines passiven Dämpfungsbelags erheblich größer ist als bei einem aktiven Schwingungsreduktionssystem.

Die Modellierung einer mit Piezoelementen aktiv gedämpften Struktur in einem Finite-Elemente-Programm wird von Piefort realisiert [23]. Als Anwendungsbeispiele werden dabei aktiv gedämpfte Balken angeführt. Anhand dieser einfachen Beispiele wird eine Verifikation des Finite-Elemente-Modells einer aktiv gedämpften Struktur durch den Vergleich mit experimentellen Versuchen durchgeführt.

Die Anwendung einer aktiven Schwingungsreduktion an einer komplexeren elastischen Struktur wird von Ki Song et al. [24] gezeigt. Es wird dabei eine LQ-Regelung zur Verringerung der Schallabstrahlung in der Fahrerkabine eines Straßenfahrzeugs verwendet. Ausgehend von einem Finite-Element-Modell der Fahrerkabine wird das Schwingungsreduktionssystem entworfen und simuliert. Ziel ist dabei die Bedämpfung von fünf Eigenschwingungsformen. Danach werden die Ergebnisse mit einem experimentellen Versuchsaufbau verglichen. Bei der gezeigten Anordnung wird für die fünf Eigenmoden eine Verringerung der Schallabstrahlung zwischen 4 und 9 dB erreicht.

Die Möglichkeit einer passiven Bedämpfung von Schienenfahrzeug-Wagenkästen mittels Piezoelementen zeigen Hansson et al. [25]. Dabei werden die an der Struktur angebrachten Piezoelemente mit einem elektrischen Schwingkreis beschaltet, der so ausgelegt wird, dass eine bestimmte Eigenfrequenz der elastischen Struktur bedämpft wird. Zur Auslegung wird zuerst ein einfaches numerisches Modell, bei dem der Wagenkasten als Bernoulli-Euler-Balken modelliert wird, verwendet (Dieses Modell ist allerdings nur zur Darstellung der Biegeeigenform geeignet). Danach werden die numerischen Resultate mit den Ergebnissen der Experimente an einem 1:5 Modell eines Wagenkastens verglichen, wobei eine relativ gute Übereinstimmung erzielt wird. Im Vergleich zum ungedämpften Fall werden dabei bei Anregung des Wagenkastens mit der Biegeeigenfrequenz in Wagenkastenmitte Reduktionen der Beschleunigungsamplitude von bis zu 50% erzielt.

Auf die Integration aktiver Strukturen in gängige Formalismen flexibler Mehrkörpersysteme wird kurz von Arnold et al. [26] eingegangen. Als einfaches Anwendungsbeispiel wird dabei die aktive Schwingungsreduktion an einem flexiblen Balken erwähnt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass zur aktiven Schwingungsreduktion flexibler Strukturen bereits sowohl theoretische wie auch experimentelle Untersuchungen vorliegen. Die bislang veröffentlichten Ergebnisse befassen sich aber nur mit den Schwingungen einfacher Strukturelemente wie Balken oder Platten, nicht aber mit den Strukturschwingungen komplex geformter Körper, die i. a. komplizierte Eigenschwingungsformen aufweisen. Auch die Robustheit der Regler hinsichtlich Modellierungsungenauigkeiten, die aufgrund des großen Einflusses der Fahrgäste auf das Schwingungsverhalten eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens besonders hier von Bedeutung ist, wurde noch kaum untersucht.

Bezüglich einer Umsetzung in die Serie muss festgehalten werden, dass momentan noch keine Untersuchungen zur Lebensdauer und zu eventuell notwendigen Wartungsmaßnahmen solcher Systeme bekannt sind.

1.3 Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 bis Kapitel 5 werden die für die aktive Schwingungsreduktion notwendigen theoretischen Grundlagen dargestellt. In Kapitel 6 werden verschiedene Regelungskonzepte zur aktiven Schwingungsreduktion elastischer Strukturen gezeigt.

Kapitel 7 befasst sich mit dem Einfluss der Fahrgäste auf das Schwingungsverhalten von Schienenfahrzeug-Wagenkästen. Dabei werden aus der vorhandenen Literatur zum Schwingungsverhalten des menschlichen Körpers und aus veröffentlichten Messergebnissen zum Einfluss der Passagiere auf das Schwingungsverhalten eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens Modelle abgeleitet, die Rückschlüsse auf die Änderungen der Modellparameter des flexiblen Wagenkastens unter dem Einfluss der Beladung erlauben.

Kapitel 8 diskutiert numerische Beispiele zur modalen Synthese komplexer Strukturen aus einfacheren Strukturelementen. Dabei werden zuerst aus Balkenelementen zusammengesetzte Rahmenstrukturen untersucht. Davon ausgehend findet dann eine Verallgemeinerung auf beliebige Finite-Elemente-Strukturen bis hin zum aus Modulen zusammengesetzten Schienenfahrzeug-Wagenkasten statt.

In Kapitel 9 wird die Modellbildung zur Simulation eines aktiven Schwingungsreduktionssystems erläutert. Dabei wird zuerst von einem einfachen Kragträger ausgegangen. Danach wird der Wagenkasten eines Schienenfahrzeugs durch ein Balkenmodell angenähert und ein aktives Schwingungsreduktionssystem für dieses Problem entwickelt. Mit den daraus gewonnenen Erfahrungen wird ein aktives Schwingungsreduktionssystem für einen real ausgeführten Schienenfahrzeug-Wagenkasten ausgelegt.

Kapitel 10 befasst sich mit den Simulationsergebnissen der zuvor erstellten Modelle. Dabei wird zuerst die Auslenkung des am freien Ende zur Schwingung angeregten Kragträgers mit aktiver und ohne aktive Schwingungsreduktion untersucht. Danach wird die Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion am vereinfachten Fahrzeugmodell diskutiert. Zuletzt werden die Ergebnisse für den real ausgeführten Wagenkasten gezeigt. Dabei wird zuerst die Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion an einem an den Sekundärfederanlenkpunkten gelagertem Wagenkasten gezeigt. Danach werden Ergebnisse aus der Simulation der Fahrt eines Gesamtfahrzeuges, bestehend aus Wagenkasten und Drehgestellen, auf einem Gleis mit Gleislagefehlern präsentiert. Weiters wird die Robustheit des Reglers gegenüber Änderungen der Modellparameter, wie sie sich zum Beispiel durch unterschiedliche Besetzungsgrade ergeben können, geprüft. Abschließend wird die Rückwirkung der aktiven Schwingungsreduktion – sowohl im Normalbetrieb wie bei einem angenommenen Störfall – auf die Entgleisungssicherheit des Fahrzeugs geprüft.

Zum Abschluss werden die gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst sowie ein Ausblick auf mögliche weitere Entwicklungen gegeben.

Kapitel 2

Grundlagen der Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme

Während die Ursprünge der Mehrkörperdynamik in der Berechnung von Systemen aus starren Körpern liegen, wurden später auch Methoden zur Berücksichtigung flexibler Körper entwickelt.

Bei einer der gängigsten Methoden zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen flexibler Mehrkörpersysteme, die auch hier verwendet wird, wird die Annahme getroffen, dass sich die Bewegung des Punktes eines flexiblen Körpers zusammensetzt aus einer Referenzbewegung, der Bewegung eines dem Körper zugeordneten Bezugskordinatensystems, die beliebig groß sein kann, und der Verformung, einer Bewegung eines Punktes des Körpers relativ zu diesem Bezugskordinatensystem, die klein bleibt. Dies wird als Methode des bewegten Bezugssystems bezeichnet [27].

2.1 Kinematik eines flexiblen Mehrkörpersystems

Die Kinematik eines Mehrkörpersystems mit flexiblen Körpern lässt sich beschreiben durch den Koordinatenvektor des Orts $\boldsymbol{\rho}(\mathbf{R}, t)$, den Vektor der Geschwindigkeit $\mathbf{v}(\mathbf{R}, t)$ und den Vektor der Beschleunigung $\mathbf{a}(\mathbf{R}, t)$ eines Punktes des Körpers [27] (Bild 2.1).

$$\boldsymbol{\rho}(\mathbf{R}, t) = \boldsymbol{\rho}^i(t) + \mathbf{R} + \mathbf{u}^i(\mathbf{R}, t) \quad (2.1)$$

$$\mathbf{v}(\mathbf{R}, t) = \mathbf{v}^i(t) + \dot{\mathbf{u}}^i(\mathbf{R}, t) + \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i(t)(\mathbf{R} + \mathbf{u}^i(\mathbf{R}, t)) \quad (2.2)$$

$$\mathbf{a}(\mathbf{R}, t) = \mathbf{a}^i(t) + \ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{R}, t) + 2\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i(t)\dot{\mathbf{u}}^i(\mathbf{R}, t) + (\dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}^i(t) + \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i(t)\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i(t))(\mathbf{R} + \mathbf{u}^i(\mathbf{R}, t)) \quad (2.3)$$

Der Vektor $\boldsymbol{\rho}^i$ bezeichnet dabei den Koordinatenvektor des körperfesten Bezugssystems relativ zu einem Inertialsystem, \mathbf{R} bezeichnet den Koordinatenvektor eines Punktes dieses Körpers relativ zu diesem Bezugssystem in der unverformten Referenzkonfiguration. Die Winkelgeschwindigkeit des Bezugssystems gegen das Inertialsystem wird mit $\boldsymbol{\omega}^i$ bezeichnet. Der Index i bezeichnet einen flexiblen Körper i .

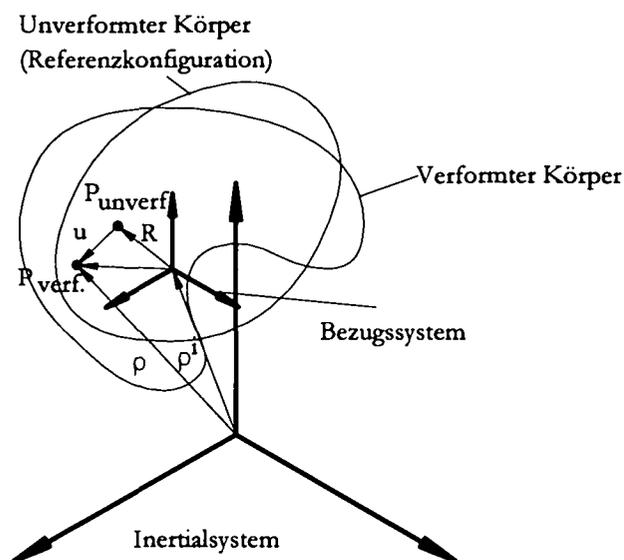


Bild 2.1 Kinematik des flexiblen Körpers. Bezugssystem und Koordinatenvektor

Die Verformung \mathbf{u}^i der flexiblen Körper kann dabei mit z. B. Hilfe des Ritzschen Verfahrens behandelt werden, wobei als Ansatzfunktionen z. B. Eigenschwingungsformen $\Phi(\mathbf{R})$ des flexiblen Körpers verwendet werden. Für die Verformung setzt man dann

$$\mathbf{u}^i(\mathbf{R}, t) = \Phi^i(\mathbf{R}) \mathbf{q}^i(t) \quad (2.4)$$

In gleicher Weise kann man die Verdrehung der Koordinatensysteme in den Knotenpunkten unter Verwendung der modalen Verdrehungen ψ^i folgendermaßen ausdrücken

$$\mathfrak{g}^i(\mathbf{R}, t) = \psi^i(\mathbf{R}) \mathbf{q}^i(t) \quad (2.5)$$

Die Elemente des zeitabhängigen Vektors $\mathbf{q}^i(t)$ werden im Folgenden als Modalkoordinaten bezeichnet.

Durch Einführung von Lage- und Geschwindigkeitsvariablen $\mathbf{z}_I^i(t)$ und $\mathbf{z}_{II}^i(t)$ in der Form

$$\mathbf{z}_I^i(t) = (\boldsymbol{\rho}^i(t) \quad \boldsymbol{\varphi}^i(t) \quad \mathbf{q}^i(t))^T \quad (2.6)$$

$$\mathbf{z}_{II}^i(t) = (\mathbf{v}^i(t) \quad \boldsymbol{\omega}^i(t) \quad \dot{\mathbf{q}}^i(t))^T \quad (2.7)$$

wobei $\boldsymbol{\varphi}^i(t)$ die Orientierung des Bezugssystems gegenüber dem Inertialsystem beschreibt, können die Gleichungen (2.1) bis (2.3) folgendermaßen geschrieben werden

$$\boldsymbol{\rho} = \boldsymbol{\rho}(\mathbf{R}, \mathbf{z}_I^i(t)) \quad (2.8)$$

$$\mathbf{v} = \mathbf{T}_r^i(\mathbf{R}, \mathbf{q}^i) \mathbf{z}_{r,II}^i(t) \quad (2.9)$$

$$\mathbf{a} = \mathbf{T}_r^i \dot{\mathbf{z}}_{r,II}^i + \zeta_r^i \quad (2.10)$$

Ebenso kann die Berechnung der Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}$ und der Winkelbeschleunigung $\boldsymbol{\alpha}$ eines Punktes des flexiblen Körpers folgendermaßen erfolgen

$$\boldsymbol{\omega} = \mathbf{T}_r^i \mathbf{z}_{r,II}^i \quad (2.11)$$

$$\boldsymbol{\alpha} = \mathbf{T}_r^i \dot{\mathbf{z}}_{r,II}^i + \zeta_r^i \quad (2.12)$$

dabei ist

$$\mathbf{T}_r^i(\mathbf{R}, \mathbf{q}^i) = \begin{pmatrix} \mathbf{1} & -(\widetilde{\mathbf{R}} + \widetilde{\boldsymbol{\Phi}^i \mathbf{q}^i}) & \boldsymbol{\Phi}^i \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

$$\mathbf{T}_r^i(\mathbf{R}) = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} & \boldsymbol{\psi}^i(\mathbf{R}) \end{pmatrix} \quad (2.14)$$

$$\zeta_r^i = \widetilde{\boldsymbol{\omega}}^i \left(\mathbf{v}^i + 2\boldsymbol{\Phi}^i \dot{\mathbf{q}}^i + \widetilde{\boldsymbol{\omega}}^i (\mathbf{R} + \boldsymbol{\Phi}^i \mathbf{q}^i) \right) \quad (2.15)$$

$$\zeta_r^i = \widetilde{\boldsymbol{\omega}}^i \boldsymbol{\psi}^i \dot{\mathbf{q}}^i \quad (2.16)$$

2.2 Kinetik flexibler Mehrkörpersysteme

Die Angabe der Systemgleichungen kann zweckmäßig mit Hilfe des Jourdain'schen Prinzips erfolgen. Die bei der Aufstellung der virtuellen Leistung aller im Mehrkörpersystem wirkenden Kräfte auftretenden Terme können dabei als Bewegungsgleichungen eines aus dem System herausgeschnittenen Körpers interpretiert werden [27].

Die virtuelle Leistung δP^i der Kräfte an einem Körper i des Volumens V_0 ergibt sich dann zu [27]

$$\begin{aligned} \delta P^i = & \int_{V_0^i} \delta \mathbf{v}^T \mathbf{a} dm + \int_{V_0^i} \delta \boldsymbol{\varepsilon}^{i,T} \boldsymbol{\sigma}^i dV - \int_{V_0^i} \delta \mathbf{v}^T \mathbf{k}_0^i dV - \int_{A_{p_0}^i} \delta \mathbf{v}^T \overline{\mathbf{p}}_0^i dA \\ & - \sum_{k:i=i(k)} \left(\delta \mathbf{v}^{k,i,T} \mathbf{F}^{k,i} + \delta \boldsymbol{\omega}^{k,i,T} \mathbf{L}^{k,i} \right) \end{aligned} \quad (2.17)$$

Das erste Integral ist dabei die virtuelle Leistung der Trägheitskräfte. Das zweite Integral erfasst die virtuelle Leistung der inneren Kräfte, das dritte und vierte Integral beinhalten die Volums- und Oberflächenkräfte und der Summenausdruck die an Knoten k angreifenden, äußeren, eingepprägten Kräfte und Momente. $\boldsymbol{\varepsilon}^i$ sind dabei die im Körper auftretenden

Verzerrungen, σ^i die wirkenden Spannungen, \bar{p}_0 die Kraftdichte der Oberflächenkräfte, k_0 die Kraftdichte der Volumskräfte und $F^{k,i}$ und $L^{k,i}$ die Einzelkräfte und Momente, die an den Knotenpunkten des betrachteten Körpers angreifen.

Nach Einsetzen der Gleichung (2.8) bis (2.10) in (2.17) und Linearisierung der Gleichung für kleine Verformungen (q^i , \dot{q}^i und \ddot{q}^i klein) ergibt sich [27]

$$\begin{pmatrix} m^i \mathbf{1} & m^i \tilde{c}^{iT} & C_t^{iT} \\ m^i \tilde{c}^i & \mathbf{I}^i & C_r^{iT} \\ C_t^i & C_r^i & M_{ee}^i \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{v}^i \\ \dot{\omega}^i \\ \dot{q}^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -m^i \tilde{\omega}^i v^i - 2\tilde{\omega}^i C_t^{iT} \dot{q}^i - m^i \tilde{\omega}^i \tilde{\omega}^i c^i \\ -m^i \tilde{c}^i \tilde{\omega}^i v^i - \sum_{l=1}^{n_q^i} G_{rl}^i \dot{q}_l^i \omega^i - \tilde{\omega}^i \mathbf{I}^i \omega^i \\ -C_t^i \tilde{\omega}^i v^i - \sum_{l=1}^{n_q^i} G_{el}^i \dot{q}_l^i \omega^i - O_e^i \omega_q^i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} h_{gt}^i + h_{pt}^i + h_{dt}^i \\ h_{gr}^i + h_{pr}^i + h_{dr}^i \\ h_{ge}^i + h_{pe}^i + h_{de}^i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -k_{e0}^i - K_{e0}^i q^i - K_{ee}^i \dot{q}^i - K_{eN}^i q^i - D_{ee}^i \dot{q}^i \end{pmatrix} \quad (2.18)$$

Der Ausdruck ω_q^i in der dritten Zeile des ersten Klammersausdrucks der rechten Seite steht dabei für

$$\omega_q^i = \left(\omega_x^i{}^2 \quad \omega_y^i{}^2 \quad \omega_z^i{}^2 \quad \omega_x^i \omega_y^i \quad \omega_y^i \omega_z^i \quad \omega_x^i \omega_z^i \right)^T \quad (2.19)$$

In Gleichung (2.18) ist m^i die Masse des Körpers i . \mathbf{I}^i ist die Trägheitsmatrix des Körpers i unter Vernachlässigung der Terme zweiter Ordnung. Es gilt damit

$$\mathbf{I}^i = \int_{V_0^i} \tilde{\mathbf{R}} \tilde{\mathbf{R}}^T dm + \int_{V_0^i} \left(\tilde{\mathbf{R}} \left(\widetilde{\Phi^i q^i} \right)^T + \left(\widetilde{\Phi^i q^i} \right) \tilde{\mathbf{R}}^T \right) dm \quad (2.20)$$

Die Koppelterme C_t^i und C_r^i werden dabei bestimmt nach

$$C_t^i = \int_{V_0^i} \Phi(\mathbf{R})^{iT} dm \quad (2.21)$$

$$C_r^i = \int_{V_0^i} \Phi^{iT} \left(\tilde{\mathbf{R}} + \widetilde{\Phi^i q^i} \right)^T dm \quad (2.22)$$

\mathbf{c}^i gibt den Ort des Massenmittelpunktes des verformten Körpers an

$$\mathbf{c}^i = \frac{1}{m^i} \int_{V_0^i} \mathbf{R} dm + \frac{1}{m^i} \mathbf{C}_i^{iT} \mathbf{q}^i \quad (2.23)$$

Die sogenannte modale Massenmatrix \mathbf{M}_{ee}^i berechnet sich zu

$$\mathbf{M}_{ee}^i = \int_{V_0^i} \Phi^{iT} \Phi^i dm \quad (2.24)$$

Auf der rechten Seite der Gleichung steht der Vektor der generalisierten Kräfte. Er enthält die aus den von $\dot{\mathbf{z}}_{II}^i$ verschiedenen Beschleunigungen des Bezugssystems resultierenden Trägheitskräfte (erster, ausführlich angeschriebener Vektor der rechten Seite in (2.18)), die Volumskräfte $(\mathbf{h}_{gt}^i \quad \mathbf{h}_{gr}^i \quad \mathbf{h}_{ge}^i)^T$, die Oberflächenkräfte $(\mathbf{h}_{pt}^i \quad \mathbf{h}_{pr}^i \quad \mathbf{h}_{pe}^i)^T$ sowie die diskreten Knotenpunktkräfte und -momente $(\mathbf{h}_{dt}^i \quad \mathbf{h}_{dr}^i \quad \mathbf{h}_{de}^i)^T$. Sie berechnen sich dabei zu

$$\begin{pmatrix} \mathbf{h}_{dt}^i \\ \mathbf{h}_{dr}^i \\ \mathbf{h}_{de}^i \end{pmatrix} = \sum_{k:i=(k)} \left(\begin{pmatrix} \mathbf{1} \\ \widetilde{\mathbf{R}}^{k,i} + \Phi^{k,i} \mathbf{q}^i \\ \Phi^{k,iT} \end{pmatrix} \mathbf{F}^{k,i} + \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{1} \\ \Psi^{k,iT} \end{pmatrix} \mathbf{L}^{k,i} \right) \quad (2.25)$$

$\Psi^{k,i}$ sind dabei die Ansatzfunktionen für die Verdrehung der Koordinatensysteme der Knotenpunkte k nach Gleichung (2.5).

Die modale Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{ee}^i berechnet sich zu

$$\mathbf{K}_{ee}^i = \int_{V_0^i} \mathbf{B}_L^{iT} \mathbf{H}^i \mathbf{B}_L^i dV \quad (2.26)$$

Die nichtlineare Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{eN}^i berechnet sich zu

$$\mathbf{K}_{eN}^i = \int_{V_0^i} \mathbf{B}_N^{iT} \mathbf{H}^i \mathbf{B}_L^i dV + \frac{1}{2} \int_{V_0^i} (\mathbf{B}_L^i + \mathbf{B}_N^i)^T \mathbf{H}^i \mathbf{B}_N^i dV \quad (2.27)$$

Dabei ist \mathbf{B}_L^i der lineare Anteil der Verzerrungsmatrix \mathbf{B}^i und \mathbf{B}_N^i der nichtlineare Anteil, wobei für die Verzerrungen $\boldsymbol{\varepsilon}^i$ gilt

$$\boldsymbol{\varepsilon}^i = \mathbf{B}^i \mathbf{q}^i = \left(\mathbf{B}_L^i + \frac{1}{2} \mathbf{B}_N^i \right) \mathbf{q}^i \quad (2.28)$$

\mathbf{H}^i ist die Materialmatrix, mit dem Vektor der Spannungskomponenten $\boldsymbol{\sigma}^i$ und dem Vektor der Verzerrungskomponenten $\boldsymbol{\varepsilon}^i$ gilt

$$\boldsymbol{\sigma}^i = \mathbf{H}^i \boldsymbol{\varepsilon}^i + \boldsymbol{\sigma}_0^i \quad (2.29)$$

Die Terme \mathbf{k}_{e0}^i und \mathbf{K}_{e0}^i enthalten die verallgemeinerten Kräfte infolge der Vorspannungen $\boldsymbol{\sigma}_0^i$

$$\mathbf{k}_{e0}^i = \int_{V_0^i} \mathbf{B}_L^{iT} \boldsymbol{\sigma}_0^i dV \quad (2.30)$$

$$\mathbf{K}_{e0}^i \mathbf{q}^i = \int_{V_0^i} \mathbf{B}_N^{iT} \boldsymbol{\sigma}_0^i dV \quad (2.31)$$

Für die Berechnung der Dämpfungsmatrix existieren verschiedene Ansätze. Eine anschauliche Variante ist die „modale“ Dämpfung [27]. Dabei wird zur k -ten Eigenschwingungsform ein zugehöriges Lehrsches Dämpfungsmaß ζ_k^i vorgegeben. Man erhält damit eine modale Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_{ee}^i in der Form

$$\mathbf{D}_{ee}^i = \text{diag} [D_{ek}^i] \quad \text{mit} \quad D_{ek}^i = 2\zeta_k^i \sqrt{K_{ek}^i M_{ek}^i} \quad (2.32)$$

Dabei sind K_{ek}^i und M_{ek}^i die k -ten Elemente der Diagonale der Matrizen \mathbf{K}_{ee}^i und \mathbf{M}_{ee}^i .

Einige weitere Ausdrücke sind im Vektor der aus den von $\dot{\mathbf{z}}_{II}^i$ verschiedenen Beschleunigungen resultierenden Trägheitskräften enthalten. Es sind dies die Matrizen zur Berechnung der generalisierten Corioliskräfte \mathbf{G}_r^i und \mathbf{G}_e^i sowie die Matrix zur Berechnung der generalisierten Zentrifugalkräfte \mathbf{O}_e^i . Sie berechnen sich zu

$$\mathbf{G}_{rl}^i = \mathbf{G}_{rl0}^i + \mathbf{G}_{rl1}^i (\mathbf{q}^i) \quad (2.33)$$

mit

$$\mathbf{G}_{rl0}^i = -2 \int_{V_0^i} \tilde{\mathbf{R}} \tilde{\Phi}_{,l}^i dm \quad (2.34)$$

$$\mathbf{G}_{rl1}^i = -2 \int_{V_0^i} (\widehat{\Phi^i \mathbf{q}^i}) \tilde{\Phi}_{,l}^i dm \quad (2.35)$$

wobei $\Phi_{,l}^i$ die Spalte l von Φ^i ist,

$$\mathbf{G}_{el}^i = -2 \int_{V_0^i} \Phi^{iT} \tilde{\Phi}_{,l}^i dm \quad (2.36)$$

Für die Matrix zur Berechnung der generalisierten Zentrifugalkräfte \mathbf{O}_e^i gilt

$$\mathbf{O}_e^i = \mathbf{O}_{e0}^i + \mathbf{O}_{e1}^i(\mathbf{q}^i) \quad (2.37)$$

und mit

$$\mathbf{C4}_l^i = \int_{V_0^i} \tilde{\mathbf{R}} \tilde{\Phi}_{,l}^i dm = \begin{pmatrix} C4_{l11}^i & C4_{l12}^i & C4_{l13}^i \\ C4_{l21}^i & C4_{l22}^i & C4_{l23}^i \\ C4_{l31}^i & C4_{l32}^i & C4_{l33}^i \end{pmatrix} \quad (2.38)$$

gilt für \mathbf{O}_{e0}^i

$$\mathbf{O}_{e0}^i = \begin{pmatrix} C4_{k11}^i & C4_{k22}^i & C4_{k33}^i & C4_{k12}^i + C4_{k21}^i & C4_{k23}^i + C4_{k32}^i & C4_{k31}^i + C4_{k13}^i \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

für $k = 1, \dots, n_q$, wobei n_q für die Anzahl der gewählten Ansatzfunktionen steht. Für den von \mathbf{q}^i in erster Ordnung abhängigen Term gilt

$$\mathbf{O}_{e1}^i = \begin{pmatrix} \mathbf{O}_{e1 \cdot 1}^i & \mathbf{O}_{e1 \cdot 2}^i & \mathbf{O}_{e1 \cdot 3}^i & \mathbf{O}_{e1 \cdot 4}^i & \mathbf{O}_{e1 \cdot 5}^i & \mathbf{O}_{e1 \cdot 6}^i \end{pmatrix} \quad (2.40)$$

Die Spalten in Gleichung (2.40) werden folgendermaßen ermittelt

$$\mathbf{O}_{e1 \cdot m}^i = \mathbf{K}_{\omega\alpha}^i \mathbf{q}^i \quad \text{wo} \quad \alpha = m = 1, 2, 3 \quad (2.41)$$

$$\mathbf{O}_{e1 \cdot m}^i = \left(\mathbf{K}_{\omega\beta}^i + \mathbf{K}_{\omega\beta}^{iT} \right) \mathbf{q}^i \quad \text{wo} \quad \begin{cases} \alpha = 1, \beta = 2 & \text{für } m = 4 \\ \alpha = 2, \beta = 3 & \text{für } m = 5 \\ \alpha = 3, \beta = 1 & \text{für } m = 6 \end{cases}$$

Die Berechnung von $\mathbf{K}_{\omega\beta}^i$ erfolgt mit

$$\mathbf{K}_{\omega\beta}^i = \begin{pmatrix} K_{\omega\beta 1}^i & \cdots & K_{\omega\beta n_q}^i \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{\omega\beta n_q 1}^i & \cdots & K_{\omega\beta n_q n_q}^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C6_{1\alpha\beta}^i & \cdots & C6_{n_q\alpha\beta}^i \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ C6_{n_q 1\alpha\beta}^i & \cdots & C6_{n_q n_q\alpha\beta}^i \end{pmatrix} \quad (2.42)$$

wobei die Matrix $\mathbf{C6}_{kl}^i$ auf folgende Weise definiert ist

$$\mathbf{C6}_{kl}^i = \int_{V_0^i} \tilde{\Phi}_{\cdot k}^i \tilde{\Phi}_{\cdot l}^i dm = \begin{pmatrix} C6_{kl11}^i & C6_{kl12}^i & C6_{kl13}^i \\ C6_{kl21}^i & C6_{kl22}^i & C6_{kl23}^i \\ C6_{kl31}^i & C6_{kl32}^i & C6_{kl33}^i \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

2.3 Die Bewegungsgleichung einer aktiv geregelten Struktur

Betrachtet man nur einen elastischen Körper i ohne Starrkörperfreiheitsgrade, so kann ausgehend von Gleichung (2.18) und (2.25) die Bewegungsgleichung einer aktiv geregelten Struktur ohne Vorspannung und unter der Voraussetzung einer linearen Steifigkeitsmatrix in der folgenden Form geschrieben werden [26]

$$\mathbf{M}_{ee}^i \ddot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{D}_{ee}^i \dot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{K}_{ee}^i \mathbf{q}^i = -\mathbf{K}_{e\varphi}^i \mathbf{u}_{\varphi} \quad (2.44)$$

\mathbf{u}_{φ} bezeichnet dabei die an den Aktoren angelegten Eingangsgrößen, z. B. bei einem Piezoaktor die elektrische Spannung. Geht man davon aus, dass als Aktor ein Piezo-Stapelaktor verwendet wird (siehe Kapitel 4.1.4), der an zwei diskreten Punkten m und n eine Kraft bzw. ein Moment in die Struktur einbringt, so berechnet sich die piezoelektrische Koppelmatrix $\mathbf{K}_{e\varphi}^i$ unter der Voraussetzung, dass die Abhängigkeit der aufbringbaren Aktorkraft vom Aktorhub vernachlässigt oder anderweitig berücksichtigt wird zu

$$\mathbf{K}_{e\varphi}^i = \begin{pmatrix} \Phi^{m,iT} \frac{\mathbf{r}_{mn}}{|\mathbf{r}_{mn}|} - \Phi^{n,iT} \frac{\mathbf{r}_{mn}}{|\mathbf{r}_{mn}|} \end{pmatrix} e_{33} A \frac{n}{h_{St}} \quad (2.45)$$

A bezeichnet die Querschnittsfläche des Piezoaktors, n die Anzahl der Piezoscheiben des Stapelaktors, h_{St} die Dicke einer Piezoscheibe und e_{33} die Piezokonstante (siehe Kapitel 4). Der Abstandsvektor zwischen den Knotenpunkten m und n wird mit \mathbf{r}_{mn} bezeichnet (Bild 2.2).

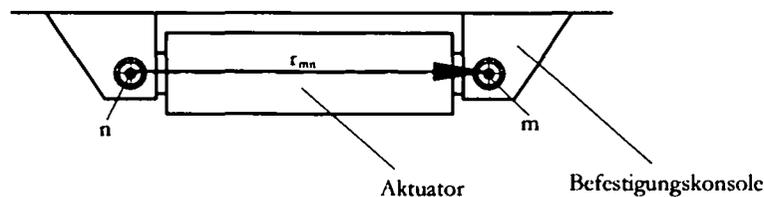


Bild 2.2 Piezo-Stapelaktor mit Befestigungskonsolen

In (2.45) wird davon ausgegangen, dass die Aktorangriffspunkte bereits als Knotenpunkte vorhanden sind. Greift der Aktor über einen Hebelarm an den Knoten an, so muss das dadurch entstehende Moment berechnet und mit den Ansatzfunktionen für die Verdrehung $\psi^{m,i}$ und $\psi^{n,i}$ der Koordinatensysteme der Knotenpunkte multipliziert werden.

Die Sensorgleichung eines Piezosensors gleicher Ausführung berechnet sich dann zu

$$\mathbf{Q}_\varphi^i = \mathbf{K}_{e\varphi}^{iT} \mathbf{q}^i + \mathbf{K}_{\varphi\varphi}^i \mathbf{u}_\varphi \quad (2.46)$$

\mathbf{Q}_φ^i bezeichnet dabei die Ausgangsgrößen der Sensoren, die elektrische Ladung. $\mathbf{K}_{\varphi\varphi}^i$ berücksichtigt den Einfluss der angelegten elektrischen Spannung auf das Ausgangssignal für den Fall, dass ein Element gleichzeitig als Aktor und Sensor verwendet wird. Die Berechnung erfolgt nach

$$\mathbf{K}_{\varphi\varphi}^i = \mathbf{diag} [C_{\varphi l}] \quad (2.47)$$

wobei $C_{\varphi l}$ die elektrische Kapazität der l Piezoelemente ist.

2.4 Berechnung der für eine Mehrkörpersimulation notwendigen Terme aus den FE-Daten eines flexiblen Körpers

Um die Bewegungsgleichung eines flexiblen Mehrkörpersystems aufstellen zu können, müssen folgende Ausdrücke zusätzlich zu den bei starren Körpern verwendeten Daten wie Bauteilmasse, Trägheitsmatrix etc. verfügbar sein:

- Modale Verformungen Φ^i und Verdrehungen ψ^i
- Modale Massenmatrix \mathbf{M}_{ee}^i nach Gleichung (2.24)
- Modale Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{ee}^i nach Gleichung (2.26)
- Modale Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_{ee}^i nach Gleichung (2.32)
- Translatorische Koppelmatrix \mathbf{C}_t^i nach Gleichung (2.21)
- Rotatorische Koppelmatrix \mathbf{C}_r^i nach Gleichung (2.22)
- Matrizen zur Berechnung der verallgemeinerten Corioliskräfte \mathbf{G}_{r0}^i und \mathbf{G}_e^i nach Gleichung (2.33) bis (2.36)

- Matrix zur Berechnung der verallgemeinerten Zentrifugalkräfte \mathbf{O}_e^i nach Gleichung (2.37) bis (2.43)
- Die verallgemeinerten Kräfte zufolge Vorspannung \mathbf{k}_{e0}^i und \mathbf{K}_{e0}^i nach Gleichung (2.30) und (2.31).
- Durch Linearisierung in den Verformungskoodinaten entfallen die Terme \mathbf{G}_{r1}^i nach Gleichung (2.35) und \mathbf{K}_{eN}^i nach Gleichung (2.27)

Im Mehrkörperdynamikprogramm SIMPACK werden diese Ausdrücke vorab aus den FE-Daten berechnet und in der sogenannten SID (Standard Input Data)-Datei zusammengefasst [28]. Dabei müssen die zuvor angeführten Volumsintegrale aus den FE-Daten berechnet werden. Diese Berechnung wird in den folgenden Abschnitten erläutert [27,29,30,31].

2.4.1 Reduktion der Freiheitsgrade des FE-Modells

Die Berechnung der zuvor angeführten Daten eines flexiblen Körpers erfolgt – wie bereits erwähnt – aus den Daten eines FE-Modells. Als Eingangsgrößen werden dabei die Massen- und Steifigkeitsmatrix sowie die Eigenvektoren des Guyan-reduzierten FE-Modells verwendet.

Der Guyan-Reduktion liegt dabei die folgende Idee zugrunde [32,33]: Ist die Gleichung für das statische Gleichgewicht einer Struktur in der folgenden Form gegeben

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{u} \quad (2.48)$$

wobei \mathbf{F} der Lastvektor, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix der Struktur und \mathbf{u} der Verformungsvektor der Knotenpunkte ist, so wird die Gleichung in der folgenden Form angeordnet

$$\begin{pmatrix} \mathbf{F}_1 \\ \mathbf{F}_2 \equiv \mathbf{0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} \\ \mathbf{K}_{12}^T & \mathbf{K}_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \end{pmatrix} \quad (2.49)$$

Da entsprechend des Ausgangspunktes der Reduktion diese Anordnung so gewählt wird, dass die Kräfte \mathbf{F}_2 gleich Null sind, kann damit der Verformungsvektor \mathbf{u}_2 durch \mathbf{u}_1 ausgedrückt werden und es ergibt sich

$$\mathbf{F}_1 = (\mathbf{K}_{11} - \mathbf{K}_{12}\mathbf{K}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{12}^T)\mathbf{u}_1 \quad (2.50)$$

Man erhält also eine reduzierte Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_F

$$\mathbf{K}_F = (\mathbf{K}_{11} - \mathbf{K}_{12}\mathbf{K}_{22}^{-1}\mathbf{K}_{12}^T) \quad (2.51)$$

Aus einer Betrachtung der Energien erhält man damit auch die reduzierte Massenmatrix. Schreibt man die Massenmatrix so wie die Steifigkeitsmatrix in der Form

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_{11} & \mathbf{M}_{12} \\ \mathbf{M}_{12}^T & \mathbf{M}_{22} \end{pmatrix} \quad (2.52)$$

erhält man durch Anwendung der gleichen Transformation wie bei der Steifigkeitsmatrix so die reduzierte Massenmatrix in der Form

$$\mathbf{M}_F = \mathbf{M}_{11} - \mathbf{M}_{12} \mathbf{K}_{22}^{-1} \mathbf{K}_{12}^T - (\mathbf{K}_{22}^{-1} \mathbf{K}_{12}^T)^T (\mathbf{M}_{12}^T - \mathbf{M}_{22} \mathbf{K}_{22}^{-1} \mathbf{K}_{12}^T) \quad (2.53)$$

Es muss dabei beachtet werden, dass dieser Transformation der Massenmatrix die Annahme zugrunde liegt, dass die Massen an den sogenannten Masterfreiheitsgraden \mathbf{u}_1 konzentriert sind. Die Ergebnisse einer Eigenfrequenzanalyse auf Grundlage der reduzierten Matrizen ist daher – bei geeigneter Wahl der Masterfreiheitsgrade – nahe am, aber nicht genau gleich dem Ergebnis des unreduzierten Systems.

Danach werden die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Eigenformen dieser reduzierten Struktur berechnet. Die auf diese Weise erhaltenen Eigenformen werden als Ansatzfunktionen für einen Ritz-Ansatz verwendet.

2.4.2 Berechnung der modalen Massenmatrix

Sind aus einer FE-Berechnung einer flexiblen Struktur die Ansatzfunktionen (z. B. Eigenvektoren) Φ_F^i und die Massenmatrix \mathbf{M}_F^i in diskreter Formulierung bekannt, so wird die modale Massenmatrix \mathbf{M}_{ee}^i analog zu Gleichung (2.24) folgendermaßen berechnet

$$\mathbf{M}_{ee}^i = \Phi_F^{iT} \mathbf{M}_F^i \Phi_F^i \quad (2.54)$$

Die Matrix der Ansatzfunktionen Φ_F^i hat dabei die folgende Form (unter der Voraussetzung, dass die Knoten des FE-Modells jeweils 6 Freiheitsgrade aufweisen)

$$\Phi_F^i = \begin{pmatrix} \Phi_{1x}^{i,1} & \dots & \Phi_{n_q x}^{i,1} \\ \Phi_{1y}^{i,1} & & \Phi_{n_q y}^{i,1} \\ \Phi_{1z}^{i,1} & & \Phi_{n_q z}^{i,1} \\ \psi_{1x}^{i,1} & & \psi_{n_q x}^{i,1} \\ \psi_{1y}^{i,1} & & \psi_{n_q y}^{i,1} \\ \psi_{1z}^{i,1} & & \psi_{n_q z}^{i,1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \psi_{1z}^{i,n_k} & \dots & \psi_{n_q z}^{i,n_k} \end{pmatrix} \quad (2.55)$$

Die Matrix hat $n=6n_K$ Zeilen und $m=n_q$ Spalten, wobei n_K die Anzahl der Knoten und n_q die Anzahl der bei der Modalreduktion ausgewählten Eigenformen ist. Die Eigenvektoren werden aus rechtechnischen Gründen üblicherweise so skaliert, dass die modale Massenmatrix zur Einheitsmatrix wird.

2.4.3 Berechnung der modalen Steifigkeitsmatrix

Die Modaltransformation erfolgt auf die gleiche Weise wie bei der modalen Massenmatrix. Mit der Steifigkeitsmatrix in diskreter Formulierung \mathbf{K}_F^i folgt

$$\mathbf{K}_{ee}^i = \Phi_F^{iT} \mathbf{K}_F^i \Phi_F^i \quad (2.56)$$

2.4.4 Berechnung der modalen Dämpfungsmatrix

Die Berechnung der modalen Dämpfungsmatrix erfolgt aus der modalen Massen- und Steifigkeitsmatrix nach Vorgabe eines Lehrschen Dämpfungsmaßes für jede Eigenschwingungsform entsprechend Gleichung (2.32).

2.4.5 Berechnung der translatorischen Koppelmatrix

Definiert man eine Matrix der Form

$$\Phi_i^j = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.57)$$

so erhält man die translatorische Koppelmatrix durch Ausführen der folgenden Matrixmultiplikation

$$C_i^j = \Phi_F^{i,T} M_F^i \Phi_i^j \quad (2.58)$$

2.4.6 Berechnung der rotatorischen Koppelmatrix

Definiert man eine Matrix $\bar{\mathbf{R}}^i$ der Form

$$\bar{\mathbf{R}}^i = \begin{pmatrix} \tilde{\mathbf{R}}^{i,1} \\ 1 \\ \tilde{\mathbf{R}}^{i,2} \\ 1 \\ \vdots \\ \tilde{\mathbf{R}}^{i,n_k} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.59)$$

wobei $\mathbf{R}^{i,k}$ den Ortsvektor des Knoten k am Körper i darstellt, so erhält man den von den Modalkoordinaten \mathbf{q}^i unabhängigen Term der rotatorischen Koppelmatrix mit

$$C_{r0}^i = \Phi_F^{i,T} M_F^i \bar{\mathbf{R}}^i \quad (2.60)$$

und für die von \mathbf{q}^i abhängigen Terme

$$C_{r1}^i = \sum_{m=1}^{n_k} \Phi_F^{i,T} M_F^i \bar{\Phi}_{Fm}^i q_m^i \quad (2.61)$$

Dabei ist die Tildematrix der Ansatzfunktionen $\bar{\Phi}_{Fm}^i$ in der folgenden Form definiert

$$\bar{\Phi}_{F1}^i = \begin{pmatrix} \tilde{\Phi}_1^{i,1} \\ \tilde{\Psi}_1^{i,1} \\ \tilde{\Phi}_1^{i,2} \\ \tilde{\Psi}_1^{i,2} \\ \vdots \\ \tilde{\Phi}_1^{i,n_k} \\ \tilde{\Psi}_1^{i,n_k} \end{pmatrix}, \dots, \bar{\Phi}_{Fn_q}^i = \begin{pmatrix} \tilde{\Phi}_{n_q}^{i,1} \\ \tilde{\Psi}_{n_q}^{i,1} \\ \tilde{\Phi}_{n_q}^{i,2} \\ \tilde{\Psi}_{n_q}^{i,2} \\ \vdots \\ \tilde{\Phi}_{n_q}^{i,n_k} \\ \tilde{\Psi}_{n_q}^{i,n_k} \end{pmatrix} \quad (2.62)$$

2.4.7 Berechnung der Matrizen der verallgemeinerten Corioliskräfte

Die Matrizen der verallgemeinerten Corioliskräfte erhält man mit den zuvor eingeführten Matrizen aus folgender Matrixmultiplikation zu

$$\mathbf{G}_{em}^i = 2\Phi_F^{iT} \mathbf{M}_F^i \bar{\Phi}_{Fm}^i \quad (2.63)$$

$$\mathbf{G}_{rm}^i = -2\bar{\mathbf{R}}^{iT} \mathbf{M}_F^i \bar{\Phi}_{Fm}^i \quad (2.64)$$

2.4.8 Berechnung der Matrizen der verallgemeinerten Zentrifugalkräfte

Für den von \mathbf{q}^i unabhängigen Teil der Matrix der verallgemeinerten Zentrifugalkräfte ergibt sich – analog zu Gleichung (2.39)

$$\mathbf{O}_{e0}^i = \begin{pmatrix} C4_{111}^i & C4_{122}^i & C4_{133}^i & C4_{112}^i + C4_{121}^i & C4_{123}^i + C4_{132}^i & C4_{131}^i + C4_{113}^i \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C4_{n_q 11}^i & C4_{n_q 22}^i & C4_{n_q 33}^i & C4_{n_q 12}^i + C4_{n_q 21}^i & C4_{n_q 23}^i + C4_{n_q 32}^i & C4_{n_q 31}^i + C4_{n_q 13}^i \end{pmatrix} \quad (2.65)$$

Die Matrix $C4_j^i$ berechnet sich jetzt aber zu

$$\mathbf{C4}_j^i = \bar{\mathbf{R}}^{iT} \mathbf{M}_F^i \bar{\Phi}_{Fj}^i = \begin{pmatrix} C4_{j11}^i & C4_{j12}^i & C4_{j13}^i \\ C4_{j21}^i & C4_{j22}^i & C4_{j23}^i \\ C4_{j31}^i & C4_{j32}^i & C4_{j33}^i \end{pmatrix} \quad (2.66)$$

Die Berechnung des von \mathbf{q}^i abhängigen Teils der Matrix erfolgt wie im vorangegangenen Abschnitt nach Gleichung (2.40), (2.41) und (2.42)

$$\mathbf{O}_{e1}^i = \left(\mathbf{O}_{e1 \cdot 1}^i \quad \mathbf{O}_{e1 \cdot 2}^i \quad \mathbf{O}_{e1 \cdot 3}^i \quad \mathbf{O}_{e1 \cdot 4}^i \quad \mathbf{O}_{e1 \cdot 5}^i \quad \mathbf{O}_{e1 \cdot 6}^i \right) \quad (2.67)$$

$$\mathbf{O}_{e1 \cdot m}^i = \mathbf{K}_{w\alpha}^i \mathbf{q}^i \quad \text{wo} \quad \alpha = m = 1, 2, 3 \quad (2.68)$$

$$\mathbf{O}_{e1 \cdot m}^i = \left(\mathbf{K}_{w\alpha}^i + \mathbf{K}_{w\alpha}^{iT} \right) \mathbf{q}^i \quad \text{wo} \quad \begin{cases} \alpha = 1, \beta = 2 & \text{für } m = 4 \\ \alpha = 2, \beta = 3 & \text{für } m = 5 \\ \alpha = 3, \beta = 1 & \text{für } m = 6 \end{cases}$$

$$\mathbf{K}_{w\alpha\beta}^i = \begin{pmatrix} K_{w\alpha\beta_{11}}^i & \cdots & K_{w\alpha\beta_{1n_q}}^i \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{w\alpha\beta_{n_q 1}}^i & \cdots & K_{w\alpha\beta_{n_q n_q}}^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C6_{11, \alpha\beta}^i & \cdots & C6_{q n_q, \alpha\beta}^i \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ C6_{n_q 1, \alpha\beta}^i & \cdots & C6_{n_q n_q, \alpha\beta}^i \end{pmatrix} \quad (2.69)$$

Die Matrix $\mathbf{C6}_{kl}^i$ wird nun aber aus den in diskreter Formulierung vorliegenden FE-Daten folgendermaßen ermittelt

$$\mathbf{C6}_{kl}^i = \bar{\Phi}_{Fk}^{iT} \mathbf{M}_F^i \bar{\Phi}_{Fl}^i \quad (2.70)$$

2.4.9 Berechnung der verallgemeinerten Kräfte zufolge Vorspannung

Die Berechnung der verallgemeinerten Kräfte zufolge Vorspannung gemäß Gleichung (2.30) und (2.31) aus den zuvor angeführten Ergebnissen einer FE-Berechnung erfolgt folgendermaßen

$$\mathbf{k}_{e0}^i = \Phi_F^{iT} \mathbf{k}_{F0}^i \quad (2.71)$$

$$\mathbf{K}_{e0}^i = \Phi_F^{iT} \mathbf{K}_{F0}^i \Phi_F^i \quad (2.72)$$

Die Matrizen \mathbf{k}_{F0}^i und \mathbf{K}_{F0}^i werden dabei mit Hilfe der aus vorgegebenen Dehnungen, Verschiebungen oder thermischen Belastungen resultierenden Vorspannungen σ_0^i vom FE-Programm berechnet [27].

2.5 Wahl der Ansatzfunktionen

Wie bereits in Kapitel 2.1 erwähnt, sind Eigenschwingungsformen des flexiblen Körpers sehr gut als Ansatzfunktionen $\Phi(\mathbf{R})$ im Ritz-Ansatz (Gleichung (2.4)) geeignet. Ziel dieser

sogenannten Modalreduktion ist es, die Flexibilität des Körpers im betrachteten Frequenzbereich mit hinreichender Genauigkeit abzubilden, wobei eine möglichst geringe Anzahl von Ansatzfunktionen und damit eine möglichst geringe Anzahl von Freiheitsgraden verwendet werden soll.

So kann zum Beispiel durch die Verwendung dieses Ansatzes zum Aufbau eines Mehrkörper-Modells eines Schienenfahrzeugs mit flexiblem Wagenkasten zur Durchführung von Komfortuntersuchungen die Anzahl der Freiheitsgrade des Wagenkastens von typischerweise ca. 10^5 bis 10^6 im FE-Modell auf ca. 20 bis 30 reduziert werden.

Kommt es allerdings durch das Einbringen von Kräften (wie z. B. durch die Aktoren eines aktiven Schwingungsreduktionssystems) zu großen lokalen Deformationen der Struktur, so können solche Effekte durch ein Modell, bei dem ein kleiner Satz von Eigenformen als Ansatzfunktionen verwendet wird, nicht mehr dargestellt werden. Eine Möglichkeit der Berücksichtigung solcher lokaler Effekte besteht darin, die statische Verformung der Struktur bei der Einwirkung dieser Kräfte zu berechnen und die so erhaltenen Verformungen ergänzend zu den Eigenformen als zusätzliche Ansatzfunktionen zu verwenden [34,35].

Das Anbringen statischer Kräfte an der elastischen Struktur setzt allerdings voraus, dass entsprechende Randbedingungen definiert werden, die die Starrkörperbewegung des Körpers einschränken. Eine sinnvolle Definition dieser Randbedingungen ist aber in vielen Fällen nicht möglich. Aus diesem Grund werden im kommerziellen Mehrkörperdynamikprogramm SIMPACK [29] die zusätzlichen Ansatzfunktionen nicht unter Einwirkung statischer Kräfte, sondern unter der Wirkung von dynamischen Lasten berechnet. Die damit erhaltenen Ansatzfunktionen werden als Frequency Response Modes (FRM) bezeichnet [36]. Die FRMs Φ_k^p werden durch das Lösen der folgenden Gleichung berechnet

$$\left(\mathbf{K}_F^i - \Omega_0^2 \mathbf{M}_F^i\right) \Phi_k^p = \hat{\mathbf{h}}_k \quad (2.73)$$

Die dynamischen Lasten $\mathbf{h}_k = \hat{\mathbf{h}}_k e^{i\Omega_0 t}$ wirken dabei als zeitabhängige harmonische Funktionen mit der von den Eigenfrequenzen des Modells verschiedenen Erregerkreisfrequenz Ω_0 . Es wird empfohlen, für die Erregerfrequenz die Hälfte der ersten Eigenfrequenz der elastischen Struktur zu wählen [36]. \mathbf{K}_F^i und \mathbf{M}_F^i sind die Steifigkeits- und die Massenmatrix des Guyan-reduzierten FE-Modells. Durch das dynamische Aufbringen der Lasten müssen keine Randbedingungen definiert werden.

Kapitel 3

Modale Synthese

Die modalen Synthesetechniken wurden ursprünglich vor allem zur Berechnung der Eigenwerte sehr großer, die verfügbare Rechnerkapazität übersteigende FE-Strukturen entwickelt [37,38,39,40,41,42,43,44]. Ziel war daher die Steifigkeits- und die Massenmatrix der Gesamtstruktur durch Zusammensetzen von Substrukturen kleinerer Dimension zu ermitteln. Für die Einbindung flexibler Strukturen in eine Mehrkörperdynamiksimulation nach dem in Kapitel 2 gezeigten Schema sind aber noch zusätzliche Terme (z. B. Matrizen zur Ermittlung der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte, translatorische und rotatorische Koppeltermine,...) erforderlich. Für diese Anwendung muss eine Substrukturtechnik daher entweder so erweiterbar sein, dass auch die oben angeführten Terme aus entsprechenden Ergebnissen der Substrukturen für die Gesamtstruktur ermittelt werden können, oder es muss gezeigt werden können, dass unter bestimmten Voraussetzungen eine Vernachlässigung dieser Terme möglich ist.

Die Kopplung der Substrukturen zu einer Gesamtstruktur kann prinzipiell auf zwei verschiedene Arten durchgeführt werden: durch Verknüpfung der modal reduzierten Bauteile in den entsprechenden Modalkoordinaten oder durch Verknüpfung in physikalischen Koordinaten z. B. nach einer Guyan-Reduktion der Substrukturen. Die hier gezeigte Methode führt die Verknüpfung auf der Grundlage der modal reduzierten Bauteile durch.

3.1 Kopplung durch modale Synthese

Bei der modalen Synthese wird das dynamische Verhalten der Gesamtstruktur durch die modale Beschreibung einzelner Substrukturen des Systems ermittelt. Als Ansatzfunktionen für die modale Beschreibung der Substrukturen werden in der Literatur zahlreiche Möglichkeiten vorgeschlagen: Eigenformen der freien Substruktur, Eigenformen der an den Rändern gefesselten Substruktur, statische Ansatzfunktionen, die durch das Aufbringen von Einheitslasten an den Verknüpfungspunkten ermittelt werden sowie diverse Kombinationen dieser Ansatzfunktionen.

Die Verknüpfung selbst erfolgt dabei aber immer auf die gleiche Weise [39]. Zuerst werden die N Massen- und Steifigkeitsmatrizen \mathbf{M}^i und \mathbf{K}^i der einzelnen Substrukturen zur Massen- und Steifigkeitsmatrix der unverbundenen Struktur zusammengefasst:

$$\mathbf{M}_{UV} = \begin{pmatrix} \mathbf{M}^1 & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}^2 & \dots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{M}^N \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

$$\mathbf{K}_{UV} = \begin{pmatrix} \mathbf{K}^1 & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}^2 & \dots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{K}^N \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

Bei der Berechnung der modal reduzierten Massen- und Steifigkeitsmatrizen \mathbf{M}^i und \mathbf{K}^i werden zusätzlich zu den elastischen Eigenformen auch die Starrkörpereigenformen verwendet. Die Matrizen gleichen daher im Aufbau der gesamten Massenmatrix (vgl. Gleichung (2.18) linke Seite) inklusive Massen- und Trägheitsmatrix etc. Die Substruktursteifigkeitsmatrix berechnet man mit der in Gleichung (2.26) definierten modalen Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{ee}^i folgendermaßen

$$\mathbf{K}^i = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{ee}^i \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

Hat die Matrix \mathbf{K}_{ee}^i die Dimension $[n_q^i \times n_q^i]$, so weist die nach (3.3) definierte Matrix die Dimension $[(n_q^i + 6) \times (n_q^i + 6)]$ auf. Die unverbundenen Gesamtmassen- und Gesamtsteifigkeitsmatrizen haben demnach die Dimension $[n_{UV} \times n_{UV}]$, wobei gilt $n_{UV} = \sum_{i=1}^N (n_q^i + 6)$.

Im nächsten Schritt müssen die Kompatibilitätsbedingungen an den Rändern der Substrukturen ermittelt werden. Dies entspricht der Forderung gleicher Verschiebungen und Verdrehungen an den Verknüpfungspunkten.

Dabei ist zu beachten, dass zusätzlich zu den elastischen Verformungen auch der Einfluss der Starrkörperverschiebungen sowie der Starrkörperrotationen auf die Knotenpunktverschiebung berücksichtigt werden muss. Unter Verwendung des Gesamtvektors der Modalkoordinaten \mathbf{q}_{UV}

$$\mathbf{q}_{UV} = \begin{pmatrix} \mathbf{q}^1 \\ \vdots \\ \mathbf{q}^N \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

(wobei hier auch entsprechende Modalkoordinaten für die Starrkörpereigenformen enthalten sein müssen) können die n_C Kompatibilitätsbedingungen folgendermaßen angeschrieben werden

$$\mathbf{P}\mathbf{q}_{UV} = \mathbf{0} \quad (3.5)$$

Die Matrix \mathbf{P} hat dabei die Dimension $[n_C \times n_{UV}]$. Geht man davon aus, dass keine redundanten Kompatibilitätsbedingungen vorliegen, weist die verbundene Gesamtstruktur $n_V = n_{UV} - n_C$ Freiheitsgrade auf. Um nun die Ordnung des Systems entsprechend zu reduzieren, ist es erforderlich eine Transformation vom n_V -Raum auf den n_{UV} -Raum in der folgenden Form zu finden

$$\mathbf{q}_{UV} = \mathbf{S}\mathbf{q}_V \quad (3.6)$$

Setzt man (3.6) in (3.5) ein, so erhält man

$$\mathbf{P}\mathbf{S}\mathbf{q}_V = \mathbf{0} \quad (3.7)$$

Da die Freiheitsgrade \mathbf{q}_V des verbundenen Systems unabhängig voneinander beliebig gewählt werden können, ist Gleichung (3.7) nur dann für alle \mathbf{q}_V erfüllt, wenn gilt

$$\mathbf{P}\mathbf{S} = \mathbf{0} \quad (3.8)$$

Um eine Matrix \mathbf{S} , die die Gleichung (3.8) erfüllt, aufzufinden, wird zuerst eine Singulärwertzerlegung der Matrix \mathbf{P} durchgeführt [44].

$$\mathbf{P} = \mathbf{Q}_1 \mathbf{\Sigma} \mathbf{Q}_2^T \quad (3.9)$$

Dabei ist \mathbf{Q}_1 eine orthogonale $[n_C \times n_C]$ -Matrix, \mathbf{Q}_2 eine orthogonale $[n_{UV} \times n_{UV}]$ -Matrix und $\mathbf{\Sigma}$ weist die folgende Form auf

$$\mathbf{\Sigma} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\mu}_{n_C \times n_C} & \mathbf{0}_{n_C \times (n_{UV} - n_C)} \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

Die Teilmatrix $\boldsymbol{\mu}$ ist dabei eine Diagonalmatrix. Durch Multiplikation beider Seiten der Gleichung mit \mathbf{Q}_2 erhält man unter Ausnutzung der Orthogonalität

$$\mathbf{P}\mathbf{Q}_2 = \mathbf{Q}_1 \mathbf{\Sigma} \quad (3.11)$$

Unterteilt man nun \mathbf{Q}_2 in der folgenden Form

$$\mathbf{Q}_2 = \begin{pmatrix} \mathbf{T}_{n_{UV} \times n_C} & \mathbf{S}_{n_{UV} \times (n_{UV} - n_C)} \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

so erhält man damit die Transformationsmatrix \mathbf{S} vom n_V -Raum auf den n_{UV} -Raum. Den Vektor der Modalkoordinaten der unverbundenen Gesamtstruktur erhält man dann aus dem Vektor der assemblierten Gesamtstruktur durch Gleichung (3.6).

Die Gesamtsteifigkeitsmatrix und die Gesamtmassenmatrix der verbundenen Struktur ergibt sich dann zu

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_V &= \mathbf{S}^T \mathbf{M}_{UV} \mathbf{S} \\ \mathbf{K}_V &= \mathbf{S}^T \mathbf{K}_{UV} \mathbf{S} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Aus diesen Matrizen können nun die Eigenwerte mit den zugehörigen Eigenvektoren \mathbf{E}_V berechnet werden. Mit den erhaltenen Eigenvektoren als Ansatzfunktionen kann nun eine Modaltransformation der gesamten Struktur auf Diagonalform durchgeführt werden.

Bezeichnet man die Eigenformen der verbundenen Gesamtstruktur in der für die Formulierung der Gleichungen (2.18) bis (2.43) notwendigen Diagonalform mit Φ_V , die Eigenvektoren des $\mathbf{M}_V, \mathbf{K}_V$ -Systems mit \mathbf{E}_V und die Eigenvektoren der unverbundenen Gesamtstruktur mit Φ_{UV} so erhält man Φ_V zu

$$\Phi_V = \Phi_{UV} \mathbf{S} \mathbf{E}_V \quad (3.14)$$

Die modale Massen- und Steifigkeitsmatrix der verbundenen Gesamtstruktur in Diagonalform erhält man durch entsprechende Multiplikationen mit den Eigenvektoren zu

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{Vee} &= \mathbf{E}_V^T \mathbf{S}^T \mathbf{M}_{UV} \mathbf{S} \mathbf{E}_V \\ \mathbf{K}_{Vee} &= \mathbf{E}_V^T \mathbf{S}^T \mathbf{K}_{UV} \mathbf{S} \mathbf{E}_V \end{aligned} \quad (3.15)$$

Die Problematik bei der Anwendung dieser Methode zur Ermittlung der notwendigen Daten zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen eines flexiblen Mehrkörpersystems liegt in der Ermittlung der Matrizen zur Berechnung der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte. Die dabei verwendeten Kreuzprodukte der Eigenvektoren (vgl. z. B. Gleichung (2.62) bis (2.64)) können der bei Gleichung (3.14) gezeigten Transformation nicht unterworfen werden. Die Berechnung der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte ausschließlich auf modaler Ebene ohne Rückgriff auf zumindest die Massensteifigkeitsmatrix in physikalischen Koordinaten ist daher nicht möglich.

Wird die hier angeführte Methode allerdings für Schienenfahrzeug-Wagenkästen angewandt, also für Bauteile die keinen großen Starrkörperrotationsgeschwindigkeiten unterworfen sind, so ist der Einfluss der Terme für die generalisierte Coriolis- und Zentrifugalkraft vernachlässigbar (siehe auch Kapitel 8). Das gezeigte Verfahren ist daher für die beabsichtigte Anwendung nutzbar.

Kapitel 4

Grundlagen der Piezoelektrizität

Zur Realisierung eines aktiven Schwingungsreduktionssystems sind Aktoren und Sensoren notwendig. Als ein geeignetes Aktor-/Sensorprinzip für flexible Strukturen hat sich die Nutzung des piezoelektrischen Effekts herausgestellt. Im Folgenden werden die Grundlagen des piezoelektrischen Effekts erläutert.

4.1 Piezoelektrizität

Darunter versteht man die Eigenschaft bestimmter Kristalle unter Einwirkung einer äußeren Kraft eine elektrische Ladung zu produzieren. Diese Eigenschaft wird als direkter piezoelektrischer Effekt bezeichnet. Entgegengesetzt dazu reagieren Werkstoffe mit piezoelektrischen Eigenschaften auf die Einwirkung eines elektrischen Felds mit einer Deformation. Dies wird als indirekter piezoelektrischer Effekt bezeichnet. Man kann den piezoelektrischen Effekt also als Transfer zwischen elektrischer und mechanischer Energie betrachten.

4.1.1 Ferroelektrizität

Eine Untergruppe der piezoelektrischen Werkstoffe bilden die ferroelektrischen Kristalle. Der Begriff Ferroelektrizität wird aufgrund der Analogie zum Ferromagnetismus verwendet, insbesondere hinsichtlich der Hystereseeigenschaften ferroelektrischer Werkstoffe [45,46]. Diese Analogie erstreckt sich jedoch nicht auf die atomphysikalischen Eigenschaften der Ferroelektrizität. Das Verhalten ferroelektrischer Werkstoffe ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kristallstruktur oberhalb einer bestimmten Temperatur, der Curie-Temperatur, eine Symmetrieachse aufweist und daher über kein elektrisches Dipolmoment verfügt [47,45]. Unterhalb der Curie-Temperatur bilden sich innerhalb eines ferroelektrischen Kristalls sogenannte Domänen. Innerhalb einer Domäne sind die elektrischen Dipole einheitlich ausgerichtet, die daraus resultierenden Dipolmomente der verschiedenen Domänen zeigen aber in unterschiedliche Richtungen.

Wird ein ferroelektrischer Kristall bei einer Temperatur knapp unterhalb der Curie-Temperatur einem starken elektrischen Feld ausgesetzt, so richten sich die einzelnen Domänen entsprechend der Richtung des elektrischen Feldes aus. Der gesamte Kristall ist daher nun ein elektrischer Dipol.

Wird nach der Abkühlung des Elements das elektrische Feld entfernt, so können die einzelnen Dipole nicht mehr einfach in ihre Ausgangslage zurückkehren, die Polarisierung des Kristalls bleibt erhalten (remanente Polarisierung). Ein auf diese Weise behandelter ferroelektrischer Kristall ist nun piezoelektrisch (Bild 4.1). Wird ein solcher Kristall eingesetzt, so muss beachtet werden, dass er während des Betriebes keinen Betriebszuständen unterworfen ist, die zum Verlust dieser Polarisierung führen können. Solche Betriebszustände sind:

- Anlegen eines der Polarisierung entgegenwirkenden elektrischen Feldes mit einer Feldstärke größer oder gleich der Koerzitivfeldstärke E_k
- Erhitzen auf eine Temperatur in der Nähe oder über der Curie-Temperatur
- Belastung mit einer mechanischen Spannung oberhalb einer materialabhängigen Schwelle

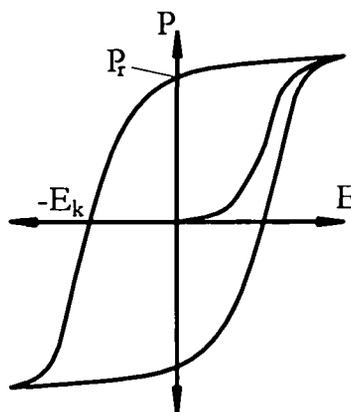


Bild 4.1 Ferroelektrische Hystereseschleife. E_k Koerzitivfeldstärke, P_r remanente Polarisierung

Wird ein polarisierter Kristall einer mechanischen Spannung unterworfen, so wird das Kristallgitter gestört und einzelne Domänen wachsen auf Kosten anderer. Dies bewirkt eine Änderung des elektrischen Dipolmoments des Kristalls. Der Zusammenhang zwischen dieser Dipoländerung und der mechanischen Spannung kann innerhalb bestimmter Grenzen der mechanischen Spannung als linear und reversibel angesehen werden [23].

Wird umgekehrt an einen polarisierten ferroelektrischen Werkstoff ein elektrisches Feld, das der ursprünglichen Polung entgegenwirkt, angelegt, so wird der Kristall schrumpfen. Wirkt das angelegte elektrische Feld in Richtung der eingepprägten Polung, so kommt es zur Dehnung des Kristalls (Bild 4.2).

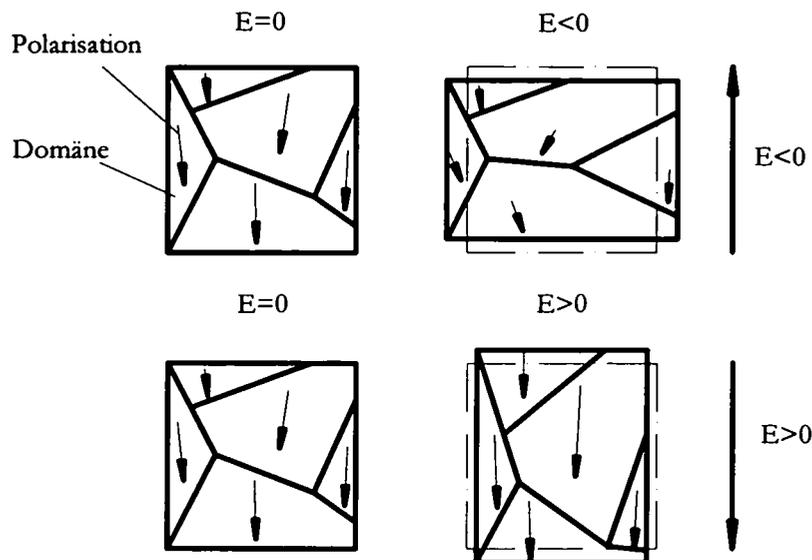


Bild 4.2 Dehnungseigenschaften eines polarisierten ferroelektrischen Kristalls in Abhängigkeit des angelegten elektrischen Feldes E

4.1.2 Piezoelektrische Werkstoffe

Der piezoelektrische Effekt lässt sich in natürlich vorkommenden Kristallen wie z. B. Quarz finden, es können aber auch Polymere mit piezoelektrischen Eigenschaften versehen werden. Der Großteil der kommerziell eingesetzten piezoelektrischen Werkstoffe besteht allerdings aus synthetischen polykristallinen ferroelektrischen Keramiken, und hier vor allem PZT [48]. PZT ist dabei eine Bezeichnung für einen Kristall aus 52-54 mol% Blei-Zirkonat ($PbZrO_3$) und 46-48 mol% Blei-Titanat ($PbTiO_3$).

Vor allem für Sensoranwendungen werden auch Polymere eingesetzt. Der gängigste Vertreter eines Polymers mit piezoelektrischen Eigenschaften ist Polyvinyliden Fluorid (PVDF).

4.1.2.1 Blei-Zirkonat-Titanat (PZT)

Die Struktur von PZT wird von Blei-Ionen an den Ecken der Elementarzelle und Sauerstoff-Ionen im Schnittpunkt der Flächendiagonalen der Elementarzelle gebildet. Die Titan- oder Zirkon-Ionen sind in der Mitte der Elementarzelle angeordnet [48]. Oberhalb der Curie-Temperatur ist die Elementarzelle kubisch-raumzentriert (Bild 4.3).

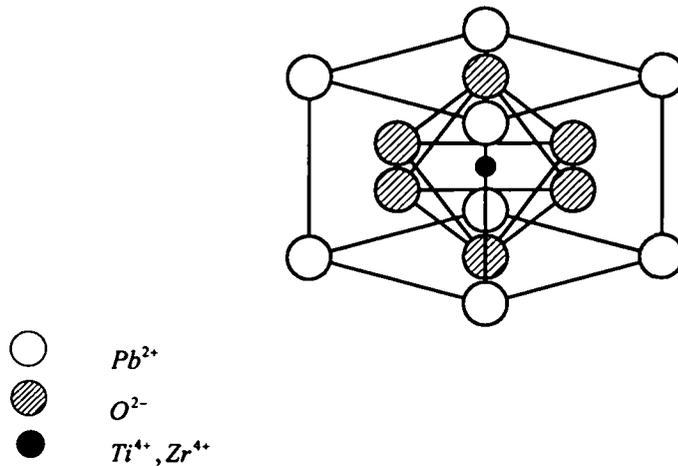


Bild 4.3 PZT Elementarzelle oberhalb der Curie-Temperatur (kubisch-raumzentriert)

Beim Unterschreiten der Curie-Temperatur kommt es zu einer Änderung der Kristallstruktur der Elementarzelle. Die Kristallstruktur verändert sich zu einer tetragonalen Struktur. Durch diese Verschiebung der Ionen kommt es zur Ausbildung eines elektrischen Dipols (Bild 4.4)

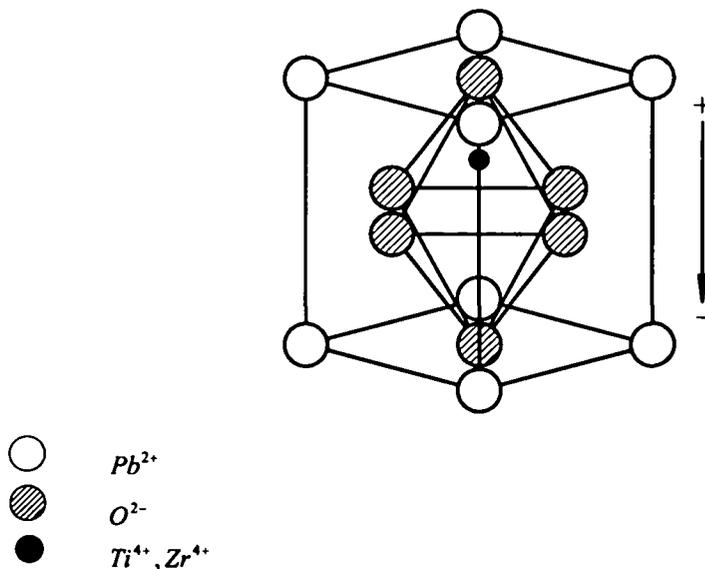


Bild 4.4 PZT Elementarzelle unterhalb der Curie-Temperatur (tetragonal). Das Ti^{4+} bzw. Zr^{4+} Ion ist aus der Raumdiagonale heraus verschoben – es bildet sich ein elektrischer Dipol

Die elektrischen Eigenschaften ferroelektrischer Keramiken können durch das Einfügen zusätzlicher Atome in das Kristallgitter verändert werden (Doping) [48].

Durch das sogenannte Akzeptor Doping (Einfügen dreiwertiger Ionen, z. B. Fe^{3+} anstelle des vierwertigen Ti^{4+} bzw. Zr^{4+}) entsteht ein Mangel an Sauerstoffionen. Die Dipole, in

deren Kristallstrukturen diese dreiwertigen Ionen eingefügt sind, werden als Defektdipole bezeichnet. Der Mangel an Sauerstoffionen in den Defektdipolen ermöglicht eine höhere Mobilität der Sauerstoffionen auch bei Temperaturen unterhalb der Curie-Temperatur. Dadurch wird eine Parallelausrichtung der Defektdipole zu den Domänen erleichtert. Die Polarisierung der einzelnen Domänen wird durch das von den Defektdipolen induzierte innere Feld verstärkt. Damit wird die Domänenkonfiguration stabilisiert, woraus geringere Dielektrizitätskonstanten, höhere Koerzitivfeldstärken, eine schlechtere Polarisierbarkeit und kleinere elektromechanische Kopplungsfaktoren resultieren. Akzeptordotierte PZT-Keramiken werden daher als „hart“ bezeichnet.

Beim Donator Doping werden die vierwertigen Ti^{4+} oder Zr^{4+} Ionen durch fünfwertige Ionen (z. B. Nb^{5+}) ersetzt. Ein Ladungsausgleich kann hier durch die Bildung von Leerstellen im Kationengitter der Kristallstruktur stattfinden. Dadurch wird die Beweglichkeit der Domänenwand erhöht, weil die Wanderung einzelner Ionen erleichtert wird. Daraus resultieren kleinere Koerzitivfeldstärken, größere Dielektrizitätskonstanten, eine leichtere Polarisierbarkeit und größere elektromechanische Kopplungsfaktoren. Donatordotierte PZT-Keramiken werden als „weich“ bezeichnet und werden hauptsächlich für Aktor- und Sensoranwendungen eingesetzt.

4.1.2.2 Polymere

Piezoelektrisches Materialverhalten kann auch durch die Orientierung der molekularen Dipole polarer Polymere wie Polyvinyliden Fluorid (PVDF) in die gleiche Richtung erreicht werden. Dabei wird ein Polymerfilm nach einer mechanischen Dehnung der Einwirkung eines starken elektrischen Felds unterworfen. Die Polarisierung wird hauptsächlich durch eine räumliche Neuausrichtung der polaren Teile der Makromolekülketten erreicht.

Solche Polymere können im Vergleich zu PZT als Aktor nur wesentliche geringere Kräfte aufbringen und finden daher hauptsächlich als Sensoren Verwendung.

4.1.3 Grundlegende Gleichungen

Eine bedeutende Eigenschaft piezoelektrischer Werkstoffe ist ihr – innerhalb gewisser Grenzen – lineares Verhalten. Im Folgenden wird nur auf die piezoelektrische Kopplung eingegangen, thermoelektrische Effekte werden vernachlässigt. Unter Annahme eines linearen Verhaltens sind die mechanischen und elektrischen Größen durch piezoelektrische Konstanten gekoppelt.

Im Allgemeinen gilt für einen homogenen, isotropen Körper unter Annahme eines linear-elastischen Materialverhaltens bei kleinen Verzerrungen das Hooksche Gesetz

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{H}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (4.1)$$

Dabei ist $\boldsymbol{\sigma} = (\sigma_{xx} \ \sigma_{yy} \ \sigma_{zz} \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{zx})^T$ der Vektor der Spannungskomponenten, $\boldsymbol{\varepsilon} = (\varepsilon_{xx} \ \varepsilon_{yy} \ \varepsilon_{zz} \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx})^T$ der Vektor der Verzerrungskomponenten und \mathbf{H} die Materialmatrix in der Form

$$\mathbf{H} = \frac{Y(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

Dabei sind der Elastizitätsmodul Y und die Querdehnzahl ν Materialkonstanten.

Handelt es sich bei dem Körper um einen Körper mit piezoelektrischen Eigenschaften, der einem elektrischen Feld $\mathbf{E}_\varphi = (E_x \ E_y \ E_z)^T$ ausgesetzt ist, so wird die Gleichung (4.1) folgendermaßen erweitert [50,55]

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{H}\boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{e}^T \mathbf{E}_\varphi \quad (4.3)$$

Dabei ist \mathbf{e} die piezoelektrische Matrix. Umgekehrt gilt in Erweiterung des Zusammenhangs zwischen elektrischer Verschiebungsdichte \mathbf{D}_φ und elektrischer Feldstärke \mathbf{E}_φ an einem Dielektrikum für einen piezoelektrischen Körper, der einer mechanischen Dehnung unterworfen wird

$$\mathbf{D}_\varphi = \boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\varepsilon}_\varphi \mathbf{E}_\varphi \quad (4.4)$$

Dabei ist $\boldsymbol{\varepsilon}_\varphi$ die Dielektrizitätsmatrix in der Form

$$\boldsymbol{\varepsilon}_\varphi = \begin{pmatrix} \varepsilon_{11}^{\text{Dielekt}} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22}^{\text{Dielekt}} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^{\text{Dielekt}} \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

Unter Zusammenfassung von (4.3) und (4.4) lassen sich die gekoppelten Gleichungen in folgender Form anschreiben

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{\sigma} \\ \mathbf{D}_\varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{c} & -\mathbf{e}^T \\ \mathbf{e} & \boldsymbol{\varepsilon}_\varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\varepsilon} \\ \mathbf{E}_\varphi \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

Dabei ist die erste Zeile die Basis für die Wirkung eines piezoelektrischen Aktors, die zweite Zeile für die Sensoreigenschaften. Für ein ausgezeichnetes Koordinatensystem, bei dem die 3-Achse die Polarisierungsrichtung kennzeichnet, besteht die piezoelektrische Matrix typischerweise nur aus wenigen Elementen ungleich Null, z. B. für PZT [49]:

$$\mathbf{e} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{24} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

Weiters gilt $e_{31} = e_{32}$ und $e_{24} = e_{15}$. Diese Form der piezoelektrischen Matrix wird von Symmetrien im Kristallgitter verursacht.

4.1.4 Piezoelektrische Aktorik

Man unterscheidet Piezoaktoren in drei unterschiedliche Gruppen [50,51](Bild 4.5)

- Axialaktoren
- Transversalaktoren
- Biegeaktoren

Axial- und Transversalaktoren ermöglichen das Aufbringen großer Kräfte bei kleinen Verformungen, während Biegeaktoren für Anwendungen, bei denen große Wege bei kleineren Kräften erforderlich sind, geeignet sind.

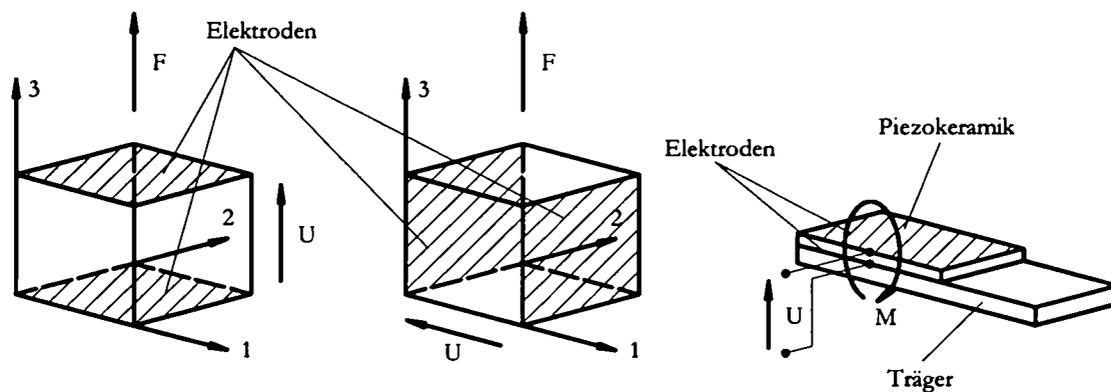


Bild 4.5 (Von links nach rechts): Axialaktor, Transversalaktor und Biegeaktor

Das Aufbringen der Kräfte geschieht folgendermaßen: Wird an den Aktor eine elektrische Spannung (und damit ein elektrisches Feld) angelegt, so wird er einer Dehnung unterworfen. Wird diese Dehnung behindert, so wird eine Kraft aufgebaut. Die erzeugte Kraft nimmt also mit zunehmendem Weg ab, kann sich der Aktor frei bewegen, so wird keine Kraft mehr erzeugt (Bild 4.6). Dies entspricht dem in Gleichung (4.3) gezeigten Zusammenhang zwischen Spannung, elektrischer Feldstärke und Dehnung.

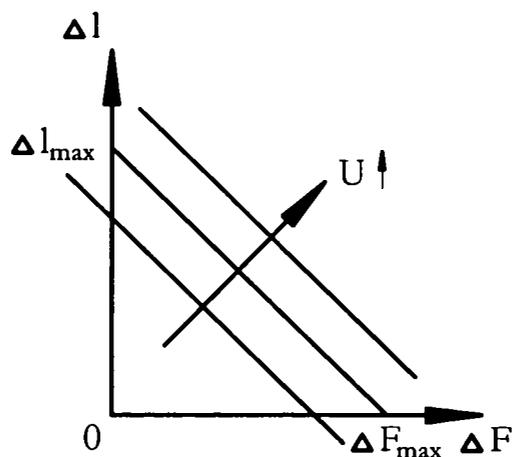


Bild 4.6 Zusammenhang zwischen erzeugter Kraft und Weg bei einem Piezoaktor. Die Maximalkraft wird nur bei blockiertem Aktor aufgebracht. Bei Erreichen des maximalen Wegs wird keine Kraft mehr erzeugt

Da für die aktive Schwingungsreduktion großer Strukturen wie z. B. Schienenfahrzeug-Wagenkästen nur Aktoren in Frage kommen, die entsprechend große Kräfte aufbringen können, wird hier nur auf sogenannte Stapel-Aktoren eingegangen. Biegeaktoren sind für Anwendungen, bei denen große Kräfte erforderlich sind, weniger geeignet.

In real ausgeführten Aktoren wird nicht nur ein Piezoelement genutzt, da sehr große Bauteillängen und damit hohe elektrische Spannungen erforderlich wären, um technisch nutz-

bare Verformungen zu erreichen. Daher werden in real ausgeführten Aktoren mehrere dünne Piezokeramikscheiben hintereinander verwendet. Solche Aktoren werden als Stapelaktoren bezeichnet (Bild 4.7). Durch Aufbau des Aktors aus dünnen Piezokeramikscheiben (ca. 0.3 – 1 mm dick) ist eine Ansteuerung mit Spannungen in der Größenordnung von 100 V möglich [52]. Da Piezokeramiken außerdem keinen großen Zugspannungen ausgesetzt werden sollten, werden Stapelaktoren häufig mit einer mechanischen Vorspannung versehen. Diese Vorspannkraft beträgt teilweise – um eine symmetrische Wirkung des Aktors für Zug/Druck zu ermöglichen – bis zu 50% der Maximalkraft des Aktors.

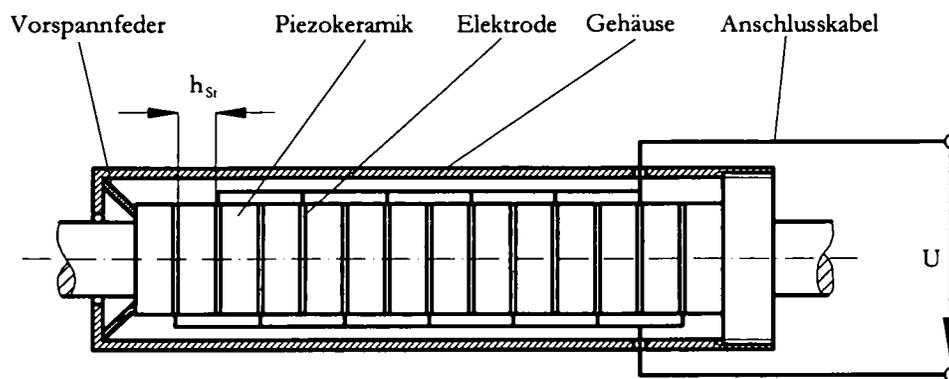


Bild 4.7 Schematische Darstellung eines Stapelaktors mit Vorspannung

Die maximal aufbringbare Kraft – bei Einwirkung auf einen ideal starren Körper – des Stapelaktors ist dann

$$F = -e_{33} A \frac{U}{h_{st}} n \quad (4.8)$$

Dabei ist A die Querschnittsfläche der einzelnen Piezokeramikscheiben, h_{st} die Dicke einer Scheibe, U die angelegte elektrische Spannung und n die Anzahl der übereinander gestapelten Scheiben. Wirkt der Aktor gegen einen realen, verformbaren Körper, so ändert sich die aufgebrachte Kraft auf

$$F = Y_{st} A \varepsilon_{zz} - e_{33} A \frac{U}{h_{st}} n \quad (4.9)$$

mit dem Elastizitätsmodul Y_{st} der Piezokeramik und der Dehnung ε_{zz} des Aktors. Man sieht also, dass die Maximalkraft eine theoretische Größe für den Fall eines vollkommen starren Systems darstellt. Ebenso ist die maximale Verformung in der Praxis nicht erreichbar, da ein Aktor in der Realität Widerstände überwinden und damit eine Kraft aufbringen muss.

4.1.5 Piezoelektrische Sensorik

Grundsätzlich kommen beim Einsatz von Piezokeramiken zur Dehnungsmessung die gleichen Prinzipien wie bei der Aktoranwendung zum Einsatz.

Man unterscheidet zwischen Axialsensoren, deren Aufbau und Wirkungsprinzip gleich den Stapelaktoren ist, und Biegesensoren, die in Aufbau und Wirkungsprinzip den Biegeaktoren gleichen.

Für einen Axialsensor berechnet sich das Ausgangssignal, die elektrische Ladung Q_φ , zu

$$Q_\varphi = n \int_A D_\varphi dA = nAe_{33}\varepsilon_z \quad (4.10)$$

Für Biegesensoren berechnet sich das Ausgangssignal zu

$$Q_\varphi = e_{31}hb_s (w'(b) - w'(a)) \quad (4.11)$$

Dabei bezeichnet h den Abstand des Sensors von der neutralen Achse des Trägerkörpers, b_s ist die Breite des Sensors und a bzw. b geben Anfangs- und Endkoordinate des Sensors an. Wirkt auf den Sensor zusätzlich noch ein elektrisches Feld (z. B. durch gleichzeitige Nutzung eines Elements als Aktor und Sensor), so muss dies in den oben angeführten Gleichungen noch entsprechend Gleichung (4.6) berücksichtigt werden.

Kapitel 5

Modale Zustandsraumdarstellung

Eine in der Regelungstechnik etablierte Möglichkeit der Darstellung linearer Systeme ist die Zustandsraumdarstellung. Da für lineare Systeme umfangreiche Analyse- und Syntheseverfahren existieren, wird daher versucht, reale, nichtlineare Systeme (sofern nur kleine Änderungen um den Ruhezustand auftreten) durch lineare Modelle anzunähern [53,54].

5.1 Zustandsraummodell

Ein lineares zeitinvariantes System kann durch die folgende allgemeine mathematische Beschreibung dargestellt werden, wobei die hier verwendete Formulierung auf die Anwendung einer Systemregelung abgestimmt ist.

$$\dot{\mathcal{X}} = \mathbf{A}\mathcal{X} + \mathbf{B}\mathcal{U} + \epsilon\mathcal{Z} \tag{5.1}$$

$$\mathcal{Y} = \mathbf{C}\mathcal{X} + \mathbf{D}\mathcal{U} + \mathcal{F}\mathcal{Z}$$

Dabei bezeichnet \mathcal{X} den Vektor der Zustandsgrößen des Systems, \mathcal{U} den Vektor der Eingangsgrößen des Systems, \mathcal{Y} den Vektor der Ausgangsgrößen und \mathcal{Z} den Störgrößenvektor des Systems. \mathbf{A} wird als Systemmatrix, \mathbf{B} als Steuermatrix, \mathbf{C} als Beobachtungsmatrix und \mathbf{D} als Durchgangsmatrix bezeichnet. Ist \mathbf{D} ungleich der Nullmatrix, so ist das System sprungfähig, d. h. eine Änderung der Eingangsgröße bewirkt ohne Zeitverzug eine Änderung der Ausgangsgröße. Die Matrix ϵ wird als Systemstörmatrix und die Matrix \mathcal{F} als Ausgangsstörmatrix bezeichnet.

5.2 Der aktiv geregelte flexible Körper in der modalen Zustandsraumdarstellung

Wählt man den Vektor der Modalkoordinaten \mathbf{q} und ihrer Ableitungen $\dot{\mathbf{q}}$ eines flexiblen Körpers in modal reduzierter Formulierung als Zustandsvektor $\mathcal{X} = (\mathbf{q} \ \dot{\mathbf{q}})^T$ des Systems, so erhält man die Systemmatrix \mathbf{A} des Systems aus den in Kapitel 2, Gleichungen (2.24), (2.26), (2.32), (2.45) und (2.47) eingeführten Größen in der folgenden Form [55]

$$\mathcal{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} \\ -\mathbf{M}_{ee}^{-1}\mathbf{K}_{ee} & -\mathbf{M}_{ee}^{-1}\mathbf{D}_{ee} \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

Für die Steuermatrix \mathcal{B} folgt

$$\mathcal{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{M}_{ee}^{-1}\mathbf{K}_{e\varphi} \end{pmatrix} \quad (5.3)$$

Die Beobachtungsmatrix \mathcal{C} und die Durchgangsmatrix \mathcal{D} berechnen sich zu

$$\mathcal{C} = (\mathbf{K}_{e\varphi}^T \quad \mathbf{0}) \quad (5.4)$$

$$\mathcal{D} = (\mathbf{K}_{\varphi\varphi}) \quad (5.5)$$

Die Systemstörmatrix ϵ berücksichtigt den Einfluss der die flexible Struktur zur Schwingung anregenden Kräfte. Wählt man den Störgrößenvektor \mathcal{Z} mit $\mathcal{Z} = (\mathbf{F}^{k,i} \quad \dots \quad \mathbf{F}^{l,i})^T$, wobei $\mathbf{F}^{k,i}$ die am Knoten k des Körpers i angreifende Kraft bezeichnet, so berechnet sich ϵ zu

$$\epsilon = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{M}_{ee}^{-1}\Phi^{k,i} & \dots & \mathbf{M}_{ee}^{-1}\Phi^{l,i} \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Die Ausgangsstörmatrix \mathcal{F} dient zur Berücksichtigung von Störeinflüssen auf das Ausgangssignal, wie zum Beispiel ein Messrauschen oder die Drift des Messsignals. In den folgenden Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass \mathcal{F} gleich der Nullmatrix ist.

Damit kann ein aktives Schwingungsreduktionssystem, bestehend aus einem mit Aktoren und Sensoren versehenen flexiblen Körper, in einer modalen Zustandsraumformulierung dargestellt werden.

5.3 Blockschaltbilddarstellung

Eine anschauliche Darstellung der oben angeführten Gleichung wird durch die Blockschaltbilddarstellung ermöglicht (Bild 5.1). Die folgende Darstellung wird dann – entsprechend erweitert – später auch zur Darstellung der Reglerstruktur verwendet.

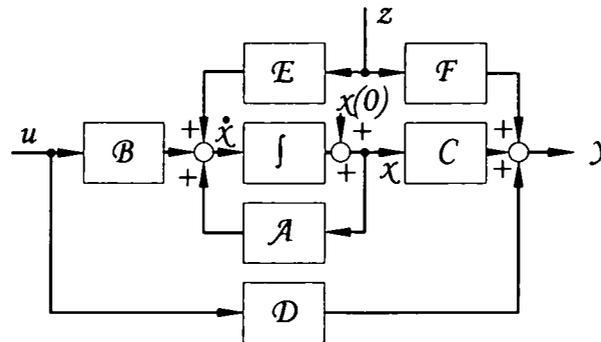


Bild 5.1 Modale Zustandsraumdarstellung eines sprungfähigen Systems

Kapitel 6

Regelungskonzepte zur aktiven Schwingungsreduktion

Zur aktiven Schwingungsreduktion flexibler Strukturen werden in der Literatur zahlreiche Regelkonzepte vorgestellt. Im Folgenden wird auf die Zustandsvektorrückführung und die LQ-Regelung eingegangen, da diese Verfahren (vor allem die Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe) eine anschauliche Interpretation der Wirkung der Regelung auf Eigenfrequenz und Dämpfung der Struktur ermöglichen und gleichzeitig gut geeignete Methoden zur aktiven Schwingungsreduktion darstellen.

6.1 Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe

Als Ausgangspunkt wird eine Regelstrecke in Zustandsraumdarstellung betrachtet (siehe auch Kapitel 5), es wird aber davon ausgegangen, dass die Sensoren von den Aktoren getrennt sind und daher kein direkter Einfluss der Stellgröße auf das Sensorsignal vorhanden ist. Die Durchgangsmatrix \mathcal{D} ist daher eine Nullmatrix.

$$\dot{\mathcal{X}}(t) = \mathcal{A}\mathcal{X}(t) + \mathcal{B}\mathcal{U}(t) + \epsilon\mathcal{Z}(t) \quad (6.1)$$

$$\mathcal{Y}(t) = \mathcal{C}\mathcal{X}(t) \quad (6.2)$$

Ziel der Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe ist es, eine Rückführmatrix \mathcal{K} zur Berechnung der Stellgröße

$$\mathcal{U}(t) = -\mathcal{K}\mathcal{X}(t) \quad (6.3)$$

so zu wählen, dass die Systemmatrix $\bar{\mathcal{A}}$

$$\bar{\mathcal{A}} = \mathcal{A} - \mathcal{B}\mathcal{K} \quad (6.4)$$

des geschlossenen Regelkreises

$$\dot{\mathcal{X}} = (\mathcal{A} - \mathcal{B}\mathcal{K})\mathcal{X} \quad (6.5)$$

vorgegebene Eigenwerte besitzt [53]. Durch dieses Verfahren wird durch die Wahl der Eigenwerte ein exakt definierter, physikalisch interpretierbarer Einfluss auf das System genommen.

Bei der Anwendung dieses Verfahrens zur aktiven Schwingungsreduktion kann damit für eine bestimmte Eigenfrequenz sowohl die Dämpfung bei dieser Eigenfrequenz erhöht werden, wie auch die Lage der Eigenfrequenz verschoben werden. Durch die Verschiebung der Eigenfrequenz kann das geregelte System „steifer“ als das unregelte gemacht werden.

Um eine Zustandsvektorrückführung realisieren zu können, muss überprüft werden, ob das System steuerbar sein. Unter einem vollständig steuerbaren System versteht man ein System, das durch eine geeignete Wahl des Vektors der Eingangsgrößen \mathbf{U} in einem endlichen Zeitintervall von einem beliebigen Anfangszustand \mathbf{x}_0 in einem beliebigen Endzustand \mathbf{x} überführt werden kann [53]. Die Steuerbarkeit des Systems ist dann gegeben, wenn die Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{Q}_s den vollen Rang besitzt. Die Steuerbarkeitsmatrix berechnet sich zu

$$\mathbf{Q}_s = (\mathbf{B} \quad \mathbf{A}\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^2\mathbf{B} \quad \dots \quad \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}) \quad (6.6)$$

Für ein steuerbares System bestehend aus einer Systemmatrix \mathbf{A} der Dimension $[n \times n]$ und einer Steuermatrix \mathbf{B} der Dimension $[n \times k]$ muss also gelten

$$\text{rang}(\mathbf{Q}_s) = \text{rang}(\mathbf{B} \quad \mathbf{A}\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^2\mathbf{B} \quad \dots \quad \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}) = n \quad (6.7)$$

Ist das System mit der gewählten Anzahl und Platzierung der Aktoren nicht steuerbar, so muss die Anzahl der Aktoren erhöht oder ihre Platzierung geändert werden.

Eine weitere Voraussetzung, um das Verfahren der Zustandsvektorrückführung anwenden zu können besteht darin, dass der Zustandsvektor $\mathbf{x}(t)$ des Systems bekannt sein muss. Dies ist aber wie bei vielen technischen Anwendungen auch bei der aktiven Schwingungsreduktion i. a. nicht der Fall.

Bei der Anwendung der Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe zur aktiven Schwingungsdämpfung werden die Modalkoordinaten \mathbf{q} und ihre Ableitungen $\dot{\mathbf{q}}$ als Zustandsgrößen gewählt (siehe Kapitel 5).

Um diese Größen aus den verfügbaren Messgrößen zu gewinnen, wird ein Beobachter verwendet (siehe Kapitel 6.3).

6.2 LQ-Regelung

Anders als bei der Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe wird die Rückführmatrix \mathcal{K} unter Vorgabe von Gütekriterien für den Verlauf von Stell- und Regelgröße ermittelt. Dies wird durch Definition eines Gütefunktional \mathcal{J} als Maß für die Güte des Regelkreises erreicht.

Definiert man das Gütefunktional der Form [53]

$$\mathcal{J} = \int_0^{\infty} (\mathcal{X}(t)^T \mathcal{Q} \mathcal{X}(t) + \mathcal{U}(t)^T \mathcal{R} \mathcal{U}(t)) dt \quad (6.8)$$

mit den symmetrischen, positiv definiten Wichtungsmatrizen \mathcal{Q} und \mathcal{R} , so führt dies unter Beachtung des Reglergesetzes für die Zustandsvektorrückführung

$$\mathcal{U}(t) = -\mathcal{K} \mathcal{X}(t) \quad (6.9)$$

zu einem Optimierungsproblem

$$\min_{\mathcal{K}} \mathcal{J} \quad (6.10)$$

Als Lösung dieses Problem lässt sich die Rückführmatrix \mathcal{K} für eine Regelstrecke mit der Beschreibung nach (6.1) in der folgenden Form berechnen [53]

$$\mathcal{K} = \mathcal{R}^{-1} \mathcal{B}^T \mathcal{P} \quad (6.11)$$

Dabei stellt \mathcal{P} die symmetrische, positiv definite Lösung der Matrix-Riccati Gleichung

$$\mathcal{A}^T \mathcal{P} + \mathcal{P} \mathcal{A} - \mathcal{P} \mathcal{B} \mathcal{R}^{-1} \mathcal{B}^T \mathcal{P} + \mathcal{Q} = 0 \quad (6.12)$$

dar.

Da die Funktion \mathcal{J} quadratisch und die Regelstrecke linear ist, wird diese Form der Regelung als linear-quadratische Regelung (LQ-Regelung) bezeichnet. Eine besondere Eigenschaft der LQ-Regelung ist ihre Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten [53].

6.3 Beobachter

Bei realen technischen Systemen ist anstelle des vollständigen Zustandsvektors i. a. nur ein Ausgangsvektor $\mathcal{Y}(t)$ messbar. Um dennoch eine Regelung mit Zustandsvektorrückführung verwenden zu können, werden Beobachter eingesetzt, die aus dem Verlauf des Ausgangsvektors den Zustandsvektor rekonstruieren. Um einen Beobachter realisieren zu kön-

nen, muss die vollständige Beobachtbarkeit des Systems gewährleistet sein. Unter einem vollständig beobachtbaren System versteht man ein System, bei dem der Anfangszustand \mathcal{X}_0 des Systems aus dem über ein endliches Zeitintervall bekannten Verlauf der Stellgröße \mathcal{U} und der Ausgangsgröße \mathcal{Y} bestimmt werden kann [53]. Die Beobachtbarkeit eines Systems ist dann gegeben, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix vollen Rang besitzt. Die Beobachtbarkeitsmatrix \mathcal{Q}_b berechnet sich zu

$$\mathcal{Q}_b = (\mathcal{C} \quad \mathcal{C}\mathcal{A} \quad \mathcal{C}\mathcal{A}^2 \quad \dots \quad \mathcal{C}\mathcal{A}^{n-1})^T \quad (6.13)$$

Für ein beobachtbares System bestehend aus einer Systemmatrix \mathcal{A} der Dimension $[n \times n]$ und einer Ausgangsmatrix \mathcal{C} der Dimension $[l \times n]$ muss also gelten

$$\text{rang}(\mathcal{Q}_b) = \text{rang}(\mathcal{C} \quad \mathcal{C}\mathcal{A} \quad \mathcal{C}\mathcal{A}^2 \quad \dots \quad \mathcal{C}\mathcal{A}^{n-1})^T = n \quad (6.14)$$

Ist die Beobachtbarkeit des Systems nicht gewährleistet, so muss die Anzahl oder Positionierung der Sensoren zur Messung von $\mathcal{Y}(t)$ verändert werden.

6.3.1 Luenberger-Beobachter

Der Luenberger-Beobachter beruht auf einer Parallelschaltung des Regelstreckenmodells zur Regelstrecke mit einer Rückführung der Differenz $\mathcal{Y}(t) - \hat{\mathcal{Y}}(t)$ zwischen der realen Messgröße $\mathcal{Y}(t)$ und der aus der Rekonstruktion durch den Beobachter geschätzten Messgröße $\hat{\mathcal{Y}}(t)$ auf das Modell (Bild 6.1).

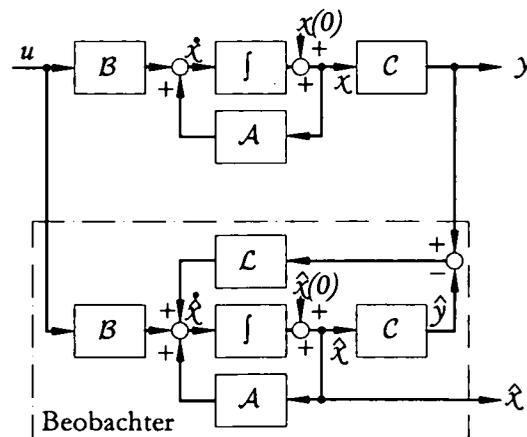


Bild 6.1 Struktur des Luenberger-Beobachters

Diese Rückführung wird genutzt, um den Zustand des Modells dem der Regelstrecke anzugleichen, so wie in einem Regelkreis die Abweichung der Regelgröße von einem Sollwert minimiert wird. Für den Schätzwert $\hat{\mathcal{X}}$ des Zustandsvektors gilt damit die Beziehung

$$\dot{\hat{\mathcal{X}}}(t) = \mathbf{A}\hat{\mathcal{X}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{U}(t) + \mathbf{L}\mathbf{C}(\mathcal{X}(t) - \hat{\mathcal{X}}(t)) \quad (6.15)$$

Führt man einen Beobachtungsfehler $e(t)$ ein,

$$e(t) = \mathcal{X}(t) - \hat{\mathcal{X}}(t) \quad (6.16)$$

so gilt: Der Beobachtungsfehler klingt für beliebige Anfangszustände des Systems und des Beobachters genau dann ab ($\lim_{t \rightarrow \infty} \|e\| = 0$), wenn alle Eigenwerte der Matrix $(\mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C})$ negativen Realteil haben [53].

Soll mit dem Beobachter eine Zustandsvektorrückführung mit der Rückführmatrix \mathcal{K} realisiert werden, so wählt man die Eigenwerte des Beobachters so, dass der Betrag der Realteile des Beobachters etwa 2 bis 6 mal so groß ist wie der Betrag der Realteile des geschlossenen Regelkreises $\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathcal{K}$ (d. h. dass der Beobachtungsfehler im Vergleich zum Streckenverhalten rasch abklingt).

6.3.2 LQ-Beobachter

Der LQ-Beobachter beruht auf der gleichen Struktur wie der Luenberger-Beobachter ((6.15), Bild 6.1), allerdings wird die Rückführmatrix \mathcal{H} auf andere Weise bestimmt. Das Auslegungsziel beim LQ-Beobachter ist, dass der mittlere quadratische Beobachtungsfehler möglichst klein ist. Dies führt auf die gleiche Aufgabenstellung wie beim Reglerentwurf mittels LQ-Regelung, die Rückführmatrix ergibt sich zu

$$\mathcal{H} = \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1} \quad (6.17)$$

wobei \mathbf{P} wieder die positiv definite Lösung der Matrix-Riccati-Gleichung ist.

$$\mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T - \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (6.18)$$

\mathbf{Q} und \mathbf{R} sind dabei wieder symmetrische, positiv definite Wichtungsmatrizen, die vor dem Entwurf gewählt werden. Der Vorteil des LQ-Beobachters gegenüber dem Luenberger-Beobachter liegt wieder, wie beim LQ-Regler, in der größeren Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten.

Kapitel 7

Einfluss der Fahrgäste auf das Schwingungsverhalten von Schienenfahrzeug-Wagenkästen

Die Auslegung eines geeigneten Reglers für ein aktives Schwingungsreduktionssystem eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens setzt die Kenntnis der dynamischen Eigenschaften des Wagenkastens voraus. Diese Eigenschaften sind aber – insbesondere bei Nahverkehrsfahrzeugen, bei denen die maximale Zuladung im Verhältnis zur Eigenmasse sehr groß ist – sehr stark vom Beladungszustand abhängig. Der Regelalgorithmus muss daher ausreichend robust sein, sodass die Funktion des Systems sowohl beim leeren Fahrzeug wie auch bei voller Zuladung gewährleistet ist. Um die Tauglichkeit eines aktiven Schwingungsreduktionssystems bei maximaler Zuladung zu prüfen, muss daher zuerst festgestellt werden, wie sich die Schwingungseigenschaften des Wagenkastens mit zunehmender Beladung ändern.

In den vorhandenen Veröffentlichungen zu diesem Thema zeigt sich, dass es zu keinen mit Messungen übereinstimmenden Ergebnissen führt, die Passagiere einfach als zusätzliche ungefederte Masse zu berücksichtigen [56,57]. Die Grundidee der folgenden Modellbildung zur Berücksichtigung des Passagiereinflusses basiert auf der in [57] gezeigten Vorgehensweise.

7.1 Modellierung der Impedanz des stehenden menschlichen Körpers

Die folgende Modellbildung zielt darauf ab, ein einfaches mathematisches Modell zur Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens des menschlichen Körpers in vertikaler Richtung zu erhalten. Zu diesem Zweck werden in der Literatur Ein- und Zwei-Freiheitsgrad-Modelle vorgeschlagen [58,59,60].

Der Ausgangspunkt ist dabei in allen Fällen eine Impedanzmessung. Dabei sitzt oder steht – je nach Ziel der Untersuchung – eine Person auf einer zur Schwingung angeregten Auflage. Es werden die zur Anregung der Auflage aufgebrauchte Kraft sowie die Beschleunigung der Auflage in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz gemessen. Daraus wird die Impedanz – das ist die frequenzabhängige Kraftwirkung auf die Auflage – bestimmt.

Matsumoto und Griffin [58] führen dazu ein Experiment mit insgesamt 12 männlichen Versuchspersonen durch. Dabei wurde die Impedanz der stehenden Versuchspersonen bei stochastischer Anregung für fünf verschiedene Beschleunigungsniveaus (zwischen $a_{z,RMS}=0.125ms^{-2}$ und $a_{z,RMS}=2ms^{-2}$) sowie für jeweils drei unterschiedliche Standpositionen (durchgestreckte Beine, leicht angewinkelte Beine und Stehen auf einem Bein) im Frequenzbereich zwischen 0.5 und 30 Hz gemessen.

Danach wird versucht, die gemessene Impedanz des menschlichen Körpers durch Ein- und Zweifreiheitsgradmodelle numerisch anzunähern. Dabei zeigt sich, dass für den stehenden Menschen mit Zweifreiheitsgradmodellen eine wesentlich bessere Annäherung an die gemessenen Kennlinien erreichbar ist. Unter den Einfreiheitsgradmodellen werden mit einem Modell, bei dem die ungedeferte Abstützung masselos ist, die besten Ergebnisse erzielt (Bild 7.1).

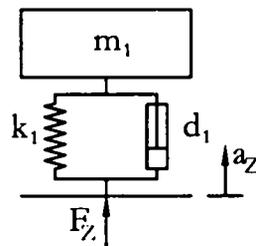


Bild 7.1 Einfreiheitsgradmodell für den stehenden menschlichen Körper

Unter den Zweifreiheitsgradmodellen erweist sich die Serienschaltung der beiden Massen bei Verwendung einer masselosen Abstützung als am besten geeignet (Bild 7.2).

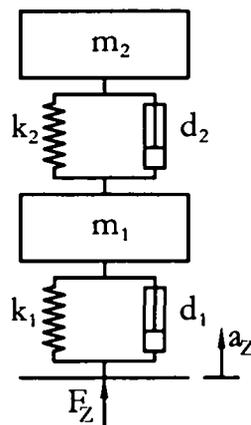


Bild 7.2 Zweifreiheitsgradmodell für den stehenden menschlichen Körper

Die Parameter der Modelle werden entsprechend [58] folgendermaßen gewählt (Tabelle 7.1, alle Parameter bezogen auf die statische Masse $m_{statisch}$ der Person, jeweils für mit durchgestreckten Beinen stehende Personen)

	Bezogene Steifigkeit [N/mkg]		Bezogene Dämpfung [Ns/mkg]		Bezogene Masse [-]	
	$\frac{k_1}{m_{statisch}}$	$\frac{k_2}{m_{statisch}}$	$\frac{d_1}{m_{statisch}}$	$\frac{d_2}{m_{statisch}}$	$\frac{m_1}{m_{statisch}}$	$\frac{m_2}{m_{statisch}}$
1 FG	$1.34 \cdot 10^3$	-	51.6	-	1.03	-
2 FG	$4.39 \cdot 10^3$	553	37.1	11.8	0.574	0.394

Tabelle 7.1 Parameter des Ein- und Zweifreiheitsgradmodells für die Impedanz des stehenden menschlichen Körpers. Alle Parameter bezogen auf die statische Masse des menschlichen Körpers

Mit den hier angeführten Parametern zeigt sich – in Übereinstimmung mit den experimentellen Daten – eine Resonanzüberhöhung bei ca. 5 Hz. Wie erwartet wird mit dem Zweifreiheitsgradmodell eine bessere Annäherung an die Messungen erreicht.

Die scheinbare Masse \mathcal{M} drückt das Verhältnis von am Aufstandspunkt ausgeübter Kraft F_z zur Beschleunigung des Aufstandspunkts a_z aus

$$\mathcal{M}a_z = F_z \quad (7.1)$$

In Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz Ω ergibt sich die Impedanz mit den zuvor definierten Parametern für das Einfreiheitsgradmodell zu [58]

$$\mathcal{M}_{1,sl}(i\Omega) = \frac{m_1(id_1\Omega + k_1)}{-m_1\Omega^2 + id_1\Omega + k_1} \quad (7.2)$$

und für das Zweifreiheitsgradmodell zu

$$\mathcal{M}_{2,sl}(i\Omega) = \frac{(id_1\Omega + k_1)(m_1(-m_2\Omega^2 + id_2\Omega + k_2) + m_2(id_2\Omega + k_2))}{(-m_1\Omega^2 + i(d_1 + d_2)\Omega + (k_1 + k_2))(-m_2\Omega^2 + id_2\Omega + k_2) - (id_2\Omega + k_2)^2} \quad (7.3)$$

i bezeichnet dabei die imaginäre Einheit.

7.2 Modellierung der Impedanz des sitzenden menschlichen Körpers

Ähnliche Untersuchungen wie zuvor für den stehenden Menschen werden in [61], [60] und [62] für den sitzenden Menschen angegebenen. Auch hier werden Ein- und Zweifreiheitsgradmodelle verwendet, um die Impedanz des menschlichen Körpers experimentell ermittelten Verläufen anzunähern. Wie bereits bei den stehenden Versuchspersonen zeigt sich auch hier, dass Zweifreiheitsgradmodelle den gemessenen Frequenzgang wesentlich besser darstellen können.

Anders als bei der Modellierung des stehenden Menschen wird im Fall des sitzenden Menschen die beste Übereinstimmung zum Experiment mit einem Modell gefunden, bei dem auch ein ungedeuter Massenanteil vorhanden ist.

Für das Einfreiheitsgradmodell ergibt sich damit die in Bild 7.3 gezeigte Modellstruktur.

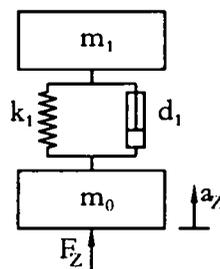


Bild 7.3 Einfreiheitsgradmodell für den sitzenden menschlichen Körper

Beim Zweifreiheitsgradmodell wird – anders als bei der Modellierung einer stehenden Person – eine gute Übereinstimmung bei Verwendung eines Modells mit Parallelschaltung der beiden Massen erzielt (Bild 7.4).

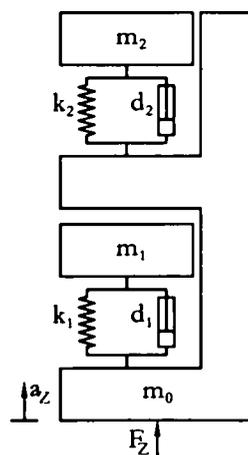


Bild 7.4 Zweifreiheitsgradmodell für den sitzenden menschlichen Körper

Die Parameter der Modelle ergeben sich nach [61] – wieder jeweils bezogen auf die statische Masse – zu (Tabelle 7.2).

	Bezogene Steifigkeit [N/mkg]		Bezogene Dämpfung [Ns/mkg]		Bezogene Masse [-]		
	$\frac{k_1}{m_{statisch}}$	$\frac{k_2}{m_{statisch}}$	$\frac{d_1}{m_{statisch}}$	$\frac{d_2}{m_{statisch}}$	$\frac{m_0}{m_{statisch}}$	$\frac{m_1}{m_{statisch}}$	$\frac{m_2}{m_{statisch}}$
1 FG	868.4	-	30.0	-	0.08	0.92	-
2 FG	690.5	655.9	16.1	9.5	0.11	0.71	0.18

Tabelle 7.2 Parameter des Ein- und Zweifreiheitsgradmodells für die Impedanz des sitzenden menschlichen Körpers. Alle Parameter bezogen auf die statische Masse

Die angeführten Parameter wurden als Durchschnittswerte einer Personengruppe bestehend aus 24 erwachsenen Männern, 24 erwachsenen Frauen sowie 12 Kindern gebildet.

Die scheinbare Masse in Abhängigkeit von der Anregungskreisfrequenz Ω ergibt sich mit den zuvor definierten Parametern für das Einfreiheitsgradmodell zu [61]

$$\mathcal{M}_{1,sitzend}(i\Omega) = m_0 + \frac{m_1(id_1\Omega + k_1)}{-m_1\Omega^2 + id_1\Omega + k_1} \quad (7.4)$$

und für das Zweifreiheitsgradmodell zu

$$\mathcal{M}_{2,sitzend}(i\Omega) = \frac{C + D + (E + F)i}{A + Bi} \quad (7.5)$$

mit

$$\begin{aligned} A &= k_1k_2 - \Omega^2(k_1m_2 + k_2m_1) + m_1m_2\Omega^4 - d_1d_2\Omega^2 \\ B &= (k_1d_2 + k_2d_1)\Omega - (m_1d_2 + m_2d_1)\Omega^3 \\ C &= (m_0 + m_1 + m_2)k_1k_2 - (m_0m_2k_1 + m_0m_1k_2 + m_1m_2(k_1 + k_2))\Omega^2 \\ D &= m_0m_1m_2\Omega^4 - (m_0 + m_1 + m_2)d_1d_2\Omega^2 \\ E &= (m_0 + m_1 + m_2)(k_1d_2 + k_2d_1)\Omega \\ F &= -(m_0m_1d_2 + m_0m_2d_1 + m_1m_2d_2 + m_1m_2d_1)\Omega^3 \end{aligned} \quad (7.6)$$

i bezeichnet dabei die imaginäre Einheit. Dämpfung und Steifigkeit der Sitzpolsterung müssen – falls vorhanden – bei der Anbindung des hier gezeigten Modells an die Wagenkastenstruktur ebenfalls berücksichtigt werden.

7.3 Einfluss des menschlichen Körpers auf das Schwingungsverhalten einer flexiblen Struktur

Abgesehen von den bereits angeführten Publikationen [56,57] sind dem Autor keine Untersuchungen bekannt, die sich explizit mit der Wechselwirkung zwischen Passagieren und Wagenkastenstruktur von Schienenfahrzeugen befassen. Im Bereich des Bauingenieurwesens wurden allerdings in jüngerer Vergangenheit einige Untersuchungen durchgeführt, die sich mit dem Einfluss des Menschen auf das Schwingungsverhalten elastischer Strukturen – wie zum Beispiel Fußgängerbrücken, Sportstadien oder Tribünen – befassen [63,64,65].

Anderegg und Weichelt [56] führen Messungen der Eigenfrequenz an einem Reisezugwagen-Wagenkasten durch. Es wird dabei – ausgehend vom Rohbauwagenkasten – für zehn verschiedene Ausrüstungszustände die erste vertikale Biegeeigenfrequenz gemessen. Neben den verschiedenen Ausrüstungszuständen wird dabei auch die Biegeeigenfrequenz für den mit 53 Passagieren besetzten Wagen bestimmt. Es zeigt sich, dass für den Fall sitzender Passagiere – anders als man aufgrund der Massezunahme erwarten würde – sogar eine geringfügige Erhöhung der Eigenfrequenz feststellbar ist, während für stehende Passagiere die Eigenfrequenz gegenüber dem leeren Fahrzeug unverändert bleibt. Die zugehörige Dämpfung – deren Veränderung in Abhängigkeit von der Beladung ebenfalls von Interesse ist – wird nicht bestimmt. Aus diesen Ergebnissen wird der – bereits angeführte – Schluss gezogen, dass die Berücksichtigung der Passagiere als zusätzliche ungefederte Masse zu keinem realistischen Ergebnis führt.

Carlborn [57] befasst sich mit der Messung und Modellierung des Passagiereinflusses auf das Schwingungsverhalten eines Schienenfahrzeugs. Dabei wird zuerst eine Messung mehrerer Eigenfrequenzen und auch der zugehörigen Dämpfungen in Abhängigkeit vom Besetzungsgrad an einem Reisezugwagen durchgeführt. Die Messung wird dabei für Besetzungen von bis zu 35 Passagieren durchgeführt. Es werden auch Fallunterscheidungen für verschiedene Passagierverteilungen („alle Passagiere in der Fahrzeugmitte“, „alle Passagiere in der Nähe der Einstiege“, etc.) getroffen. Danach wird versucht, die erzielten Ergebnisse durch numerische Modelle anzunähern, wobei die in 7.1 und 7.2 angeführten Ein-Freiheitsgrad-Modelle sowie eine durch Modalreduktion des Finite-Elemente-Modells gewonnene Darstellung des Wagenkastens zur Anwendung kommen. Es wird gezeigt, dass die Passagiere primär einen Einfluss auf die Dämpfung ausüben, wobei es zu einer annähernd linearen Zunahme der Dämpfung bei steigender Passagieranzahl kommt. Die größte

Interaktion der Passagiere findet dabei mit den unteren Eigenfrequenzen der Wagenkastenstruktur statt.

Eine ähnliche Beobachtung machen Ellis und Ji [63] bei der Messung der Eigenfrequenz der Tribüne eines Sportstadions. Dabei wird bei voll besetzter Tribüne eine signifikante Erhöhung der Dämpfung gemessen. Zusätzlich zur ersten Eigenfrequenz der Struktur tritt bei voll besetzter Tribüne eine weitere Resonanz bei ca. 5.5 Hz auf, die den Zuschauern zugeordnet wird. Diese Eigenfrequenz entspricht etwa der mit den in 7.1 und 7.2 angeführten Parametern berechenbaren ersten Eigenfrequenz des menschlichen Körpers. In Ergänzung zu diesen Messungen wird ein Laborexperiment durchgeführt. Es wird dabei die Eigenfrequenz eines vorgespannten Betonbalkens gemessen. Wird eine Masse von 50 kg in der Mitte des Balkens platziert, so kommt es wie erwartet zu einer deutlichen Absenkung der ersten Eigenfrequenz um etwa 20%. Nimmt allerdings eine Person in der Mitte des Balkens Platz, so kann – in Abhängigkeit von der eingenommenen Körperhaltung – keine oder nur eine geringe Absenkung der Eigenfrequenz festgestellt werden. Ähnlich wie bereits bei den Untersuchungen von Schienenfahrzeugen wird daraus der Schluss gezogen, dass die Wechselwirkung von Menschen mit elastischen Strukturen durch Feder-Masse-Systeme beschrieben werden muss.

Brownjohn [65] führt ebenfalls Messungen an einem vorgespannten Betonbalken durch. Dabei wird in der Mitte des Balkens mit einer Eigenmasse von 1200 kg eine Person von ca. 80 kg platziert. Auch hier kommt es nur zu einer leichten Absenkung der Eigenfrequenz, aber zu einer deutlichen Zunahme der Dämpfung von 0.8% für den unbesetzten Balken auf – in Abhängigkeit von der eingenommenen Körperhaltung – 2.0% (stehend, durchgestreckte Knie) bis 9.2% (Knie stark angewinkelt) für den mit nur einer Person besetzten Balken. Weiters wird eine Messung an einer Tribüne – zuerst im unbesetzten Zustand, danach vollbesetzt mit 400 Personen – vorgenommen. Dabei wird ebenfalls eine deutliche Zunahme der Dämpfung festgestellt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Berücksichtigung der Wechselwirkung zwischen Personen und schwingungsfähigen Strukturen durch Belegung mit einer ungedeckelten Masse zu keinen mit der Realität übereinstimmenden Ergebnissen führt. Die angeführten Untersuchungen legen nahe, dass die Modellierung von Passagieren eines Schienenfahrzeugs zweckmäßig als Ein- oder Zwei-Freiheitsgrad-Feder-Masse-Systeme erfolgen muss.

7.4 Numerische Ergebnisse für ein beladenes Metro-Fahrzeug

Ausgehend von der in [57] gezeigten Modellierung wird der Einfluss unterschiedlicher Besetzungsgrade auf ein Metro-Fahrzeug untersucht. Im Unterschied zu den beiden angeführten Untersuchungen an Reisezugwagen kommt es bei Metrofahrzeugen zu – im Verhältnis zur Eigenmasse – sehr großen Zuladungen.

Ausgangspunkt ist das einer Modalreduktion unterworfenen Finite-Elemente-Modell des Wagenkastens (siehe Kapitel 9.3). Bei der Modalreduktion werden die ersten 17 Eigenformen als Ansatzfunktion verwendet. Dieses Modell deckt den Frequenzbereich bis ca. 25 Hz ab. Zur Modellierung des Passagiereinflusses wird das Zweifreiheitsgradmodell des stehenden Menschen nach Kapitel 7.1 verwendet. Diese Zweifreiheitsgradmodelle werden an 45 verschiedenen, gleichmäßig verteilten Punkten mit dem Boden des Wagenkastens verbunden (Bild 7.5).

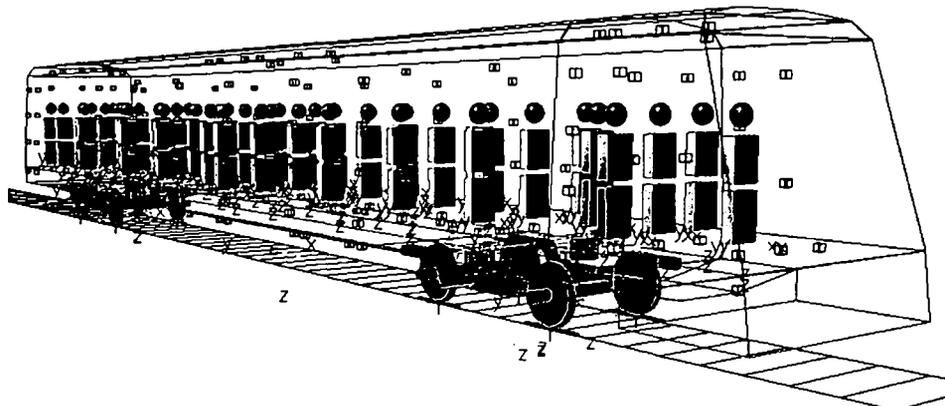


Bild 7.5 Mehrkörpermodell des beladenen Schienenfahrzeugs. Die Fahrgäste werden durch 45 Zweifreiheitsgradmodelle berücksichtigt. Das Einstellen unterschiedlicher Besetzungsgrade geschieht durch Variieren der Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungswerte dieser Zweifreiheitsgradmodelle

Unterschiedliche Besetzungsgrade können durch ein Variieren der Einzelmassen sowie der zugehörigen Dämpfungs- und Steifigkeitswerte der Zweifreiheitsgradmodelle dargestellt werden. Für das untersuchte Fahrzeug beträgt die Eigenmasse des voll ausgebauten Wagenkastens 26158 kg. Die maximale Zuladung, äquivalent einem Besetzungsgrad von 100%, entspricht 18830 kg. Die Parameter der Zweifreiheitsgradmodelle nach Tabelle 7.1 für einen Besetzungsgrad von 100% werden dementsprechend mit einer statischen Masse m_{statisch} von $m_{\text{statisch}}=18830/45=418.44$ kg ermittelt. Für niedrigere Besetzungsgrade werden entsprechend verringerte statische Massen und davon abhängig auch veränderte Parameter für die Steifigkeiten und Dämpfungen verwendet.

Wie in (Bild 7.5) gezeigt, wird bei der Berechnung der Eigenfrequenzen und –dämpfungen ein Modell des Gesamtfahrzeugs mit den Drehgestellen verwendet. Die Eigenfrequenzen und Dämpfungen werden daher auch von Bauelementen des Drehgestells, wie z. B. den Sekundärdämpfern und –federn beeinflusst. Die Dämpfung liegt daher bereits beim unbeladenen Fahrzeug teilweise deutlich über der angenommenen Eigendämpfung des Wagenkastens von 2%.

In der folgenden Tabelle (Tabelle 7.3) wird der Einfluss der Passagiere auf die ersten drei Wagenkasten-Eigenfrequenzen (Vertikale Biegeeigenschwingung, Querverziehung und erste Torsionseigenschwingung) gezeigt.

Besetzungs- grad [%]	Vert. Biegeeigenfre- quenz		Querverziehung		Torsionseigenfrequenz	
	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
0	8.68	3.2	9.44	2.7	10.00	5.0
10	8.45	6.5	9.34	3.1	9.83	5.3
20	8.26	9.6	9.25	3.5	9.76	5.7
30	8.09	12.8	9.17	3.9	9.69	6.0
40	7.93	16.0	9.10	4.3	9.63	6.4
50	7.79	19.1	9.03	4.7	9.57	6.7
60	7.67	22.0	8.96	5.1	9.52	7.0
70	7.58	24.6	8.90	5.5	9.47	7.3
80	7.52	26.8	8.84	5.9	9.42	7.7
90	7.46	28.7	8.78	6.3	9.38	8.0
100	7.41	30.4	8.72	6.7	9.33	8.3

Tabelle 7.3 Änderung der ersten drei Eigenfrequenzen des Wagenkastens in Abhängigkeit vom Besetzungsgrad

Die grundsätzliche Tendenz entspricht dabei den Aussagen in [57]. Mit steigendem Besetzungsgrad kommt es zu einem leichten Absinken der Eigenfrequenzen bei gleichzeitiger Zunahme der Dämpfung. Da aber bei einem Metrofahrzeug die maximale Zuladung im Verhältnis zur Eigenmasse deutlich größer ist als beim in [57] verwendeten Reisezugwagen, sind die Auswirkungen wesentlich größer (die in [57] verwendete Zuladung von 35 Personen entspricht in der hier durchgeführten Untersuchung einem Besetzungsgrad von deutlich unter 20%).

Die größte Wechselwirkung zwischen Fahrgast und Wagenkastenstruktur zeigt sich bei der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz. Der Einfluss auf die Torsionseigenschwingung und

die Querverziehung ist geringer. Dies erscheint insofern plausibel, als sowohl bei der Torsionseigenschwingung wie auch bei der Querverziehung an einigen Orten, an denen sich Fahrgäste befinden, keine nennenswerte Deformation auftritt, während bei der Biegeeigenschwingung alle Standorte der Fahrgäste einer Deformation unterworfen sind.

Stellt man den Verlauf von Dämpfung und Eigenfrequenz über dem Besetzungsgrad grafisch dar, so erkennt man über weite Bereiche einen annähernd linearen Zusammenhang zwischen Besetzungsgrad und Dämpfung sowie Eigenfrequenz (Bild 7.6).

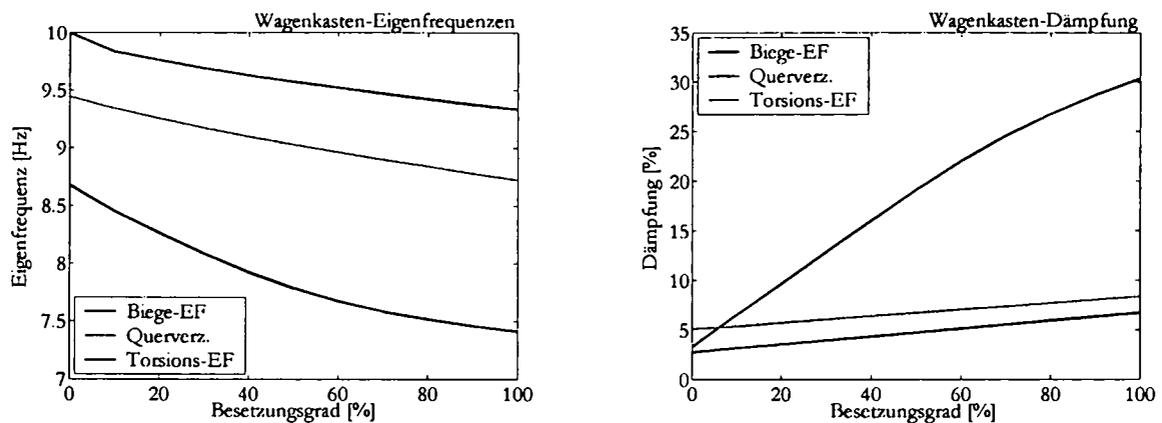


Bild 7.6 Verlauf von Eigenfrequenz und Dämpfung des Wagenkastens in Abhängigkeit vom Besetzungsgrad
 Einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten stellt auch die Verteilung der Fahrgäste dar. Befinden sich die Fahrgäste z. B. nur in der Fahrzeugmitte, so ergibt sich bereits bei einem Besetzungsgrad von 40% folgendes Ergebnis (Tabelle 7.4)

Besetzungsgrad [%]	Vert. Biegeeigenfrequenz		Querverziehung		Torsionseigenfrequenz	
	Eigenfrequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigenfrequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigenfrequenz [Hz]	Dämpfung [%]
40	7.55	23.0	8.88	5.9	9.81	5.6

Tabelle 7.4 Änderung der ersten drei Eigenfrequenzen des Wagenkastens bei Konzentration der Passagiere in der Fahrzeugmitte

Befindet sich die gleiche Anzahl von Fahrgästen hingegen nur an den Fahrzeugenden, erhält man bei gleichem Besetzungsgrad ein deutlich abweichendes Ergebnis (Tabelle 7.5)

Besetzungs- grad [%]	Vert. Biegeeigenfre- quenz		Querverziehung		Torsionseigenfrequenz	
	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Eigen- frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
40	7.74	13.89	9.27	3.41	9.42	6.95

Tabelle 7.5 Änderung der ersten drei Eigenfrequenzen des Wagenkastens bei Konzentration der Passagiere an den Fahrzeugenden

Wie erwartet, ist also bei Konzentration der Fahrgäste in der Fahrzeugmitte der Einfluss auf die Biegeeigenschwingung und die Querverziehung größer als bei gleichmäßiger Verteilung der Fahrgäste, während der Einfluss auf die Torsionseigenschwingung geringer ist. Befinden sich die Fahrgäste dagegen an den Fahrzeugenden, so ist der Einfluss auf die Torsionseigenschwingung deutlich größer, während die Biegeeigenschwingung in geringem Ausmaß beeinflusst wird.

Mit zunehmendem Besetzungsgrad kommt es also zu einer Absenkung der Eigenfrequenzen, die aber deutlich geringer ausfällt, als man bei einer Berücksichtigung der Beladung durch reine Massebelegung erwarten würde. Da gleichzeitig mit der Abnahme der Eigenfrequenzen auch die Dämpfung deutlich zunimmt, ist der Fall des voll beladenen Fahrzeugs – zumindest vom strukturdynamischen Standpunkt aus – als unkritischer zu beurteilen als der Fall des leeren Fahrzeugs. Die Passagiere wirken dabei offensichtlich als Schwingungstilger.

Wird das Fahrzeug allerdings mit einem aktiven Schwingungsreduktionssystem ausgestattet, so müssen die unterschiedlichen Beladungszustände bei der Auslegung berücksichtigt werden. Der gewählte Regelalgorithmus muss ausreichend robust sein, so dass auch im Fall des voll beladenen Fahrzeugs mit vom Auslegungspunkt deutlich abweichenden Modellparametern Stabilität gewährleistet bleibt.

Kapitel 8

Numerische Beispiele zur modalen Synthese

Das Verhalten des in Kapitel 3 gezeigten Verfahrens zur Kopplung flexibler Strukturen wird anhand mehrerer numerischer Beispiele untersucht. Dabei wird jeweils ein Vergleich zwischen den Ergebnissen einer Eigenfrequenzberechnung mit Hilfe der modalen Synthese und den Ergebnissen einer FE-Berechnung der Gesamtstruktur untersucht. Es wird dabei zuerst von Strukturen ausgegangen, die sich aus Balkenelementen zusammensetzen und die daher jeweils nur an einem Knotenpunkt miteinander verknüpft werden. In einem zweiten Schritt werden auch komplexere Strukturen untersucht, bei denen eine Kopplung entlang von Linien oder Flächen auftritt, die durch das Anbringen von Kompatibilitätsbedingungen an einer diskreten Anzahl von Punkten angenähert werden muss.

8.1 Betrachtungen zum Einfluss der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte

Betrachtet man die Gleichung (2.18), so erkennt man, dass der Einfluss der generalisierten Coriolis- und Zentrifugalkräfte maßgeblich von der Größe der Winkelgeschwindigkeit ω^i des Bezugssystems bestimmt wird. Führt die betrachtete flexible Struktur daher nur Starrkörperbewegungen mit geringer Winkelgeschwindigkeit aus, so scheint es nahe liegend, dass der Einfluss dieser Terme vernachlässigt werden kann. Betrachtet man nur die letzte Zeile von Gleichung (2.18), so ergibt sich

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_t^i \dot{\mathbf{v}}^i + \mathbf{C}_r^i \dot{\omega}^i + \mathbf{M}_{ee}^i \ddot{\mathbf{q}}^i = & -\mathbf{C}_t^i \tilde{\omega}^i \mathbf{v}^i - \sum_{l=1}^{n_q} \mathbf{G}_{ej}^i \dot{\mathbf{q}}_l^i \omega^i - \mathbf{O}_e^i \omega_q^i \\ & + \mathbf{h}_{ge}^i + \mathbf{h}_{pe}^i + \mathbf{h}_{de}^i \\ & - \mathbf{k}_{e0}^i - \mathbf{K}_{e0}^i \mathbf{q}^i - \mathbf{K}_{ee}^i \mathbf{q}^i - \mathbf{K}_{eN}^i \mathbf{q}^i - \mathbf{D}_{ee}^i \dot{\mathbf{q}}^i \end{aligned} \quad (8.1)$$

Wird – wie in der hier beabsichtigten Anwendung – die Bewegung eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens betrachtet, so ist die größte auftretende Winkelgeschwindigkeit die Rotationsgeschwindigkeit des Wagenkastens um die Hochachse bei Kurvenfahrt. Ihre maximale Größenordnung bewegt sich im Bereich von etwa 10^1 s^{-1} , üblicherweise aber noch deutlich darunter (Beim Durchfahren einer Kurve mit einem Radius von 100 m bei einer Ge-

schwindigkeit von 10 m/s ergibt sich die angeführte Winkelgeschwindigkeit. Mit steigender Geschwindigkeit und größeren Kurvenradien sinkt die Winkelgeschwindigkeit um die Hochachse weiter, da die Fahrgeschwindigkeit durch die maximal zulässige Querbeschleunigung $a_{q,lim}$ mit $v = \sqrt{a_{q,lim} R}$ limitiert ist während die Winkelgeschwindigkeit um die Hochachse durch $\omega = v/R$ gegeben ist. Die maximale Rotationsgeschwindigkeit um die Hochachse tritt daher entsprechend $\omega = \sqrt{\frac{a_{q,lim}}{R}}$ bei kleinen Radien auf). Berücksichtigt man weiters, dass \mathbf{M}_{ee}^i und \mathbf{G}_{ej}^i etwa die gleiche Größenordnung aufweisen (vgl. (2.24) und (2.36)) und dass $\dot{\mathbf{q}}$ in den betrachteten Frequenzbereichen zumindest eine Größenordnung kleiner ist als $\ddot{\mathbf{q}}$, so ergibt sich damit, dass der Term $\sum_{l=1}^{n_q} \mathbf{G}_{ej}^i \dot{\mathbf{q}}_l^i \omega^i$ etwa zwei Größenordnungen kleiner ist als $\mathbf{M}_{ee}^i \ddot{\mathbf{q}}^i$. Der Ausdruck ω_q^i ist von der Ordnung ω^{i^2} und daher in der Größenordnung von etwa $10^{-2} s^{-2}$ (vgl. (2.19)). Die Größenordnung der Matrix der verallgemeinerten Zentrifugalkräfte \mathbf{O}_e^i liegt bei den betrachteten Strukturen bei etwa 10^1 (vgl. (2.37) bis (2.41)), so dass auch der Ausdruck $\mathbf{O}_e^i \omega_q^i$ etwa zwei Größenordnungen kleiner bleibt als $\mathbf{M}_{ee}^i \ddot{\mathbf{q}}^i$.

Schränkt man daher die Anwendung der Kopplungsverfahren auf die Erstellung von Schienenfahrzeug-Wagenkästen ein, so können die betrachteten Terme vernachlässigt werden.

8.2 Strukturen aus Balkenelementen

Das in Kapitel 3 gezeigte Verfahren zur Berechnung der modalen Eigenschaften einer Struktur durch Zusammensetzen einzelner, modal beschriebener Substrukturen wird zuerst an zwei einfachen Strukturen aus Balkenelementen untersucht.

8.2.1 Leiterraahmen

Die Eigenfrequenzen der in Bild 8.1 gezeigten Struktur werden zuerst mit Hilfe eines Finite-Elemente-Modells berechnet (Fall „A“ in Tabelle 8.1) und als Bezugswerte für den Vergleich mit der modalen Kopplung verwendet. Die Struktur wird dabei aus Bernoulli-Euler-Balkenelementen zusammengesetzt. Danach werden – ebenfalls mit einem Finite-

Elemente-Modell die Eigenfrequenzen sowie – je nach Wahl der Ansatzfunktionen – eventuell notwendige Frequency Response Modes der aufgelösten Struktur (Bild 8.2) berechnet. Mit diesen Substrukturteilen werden nun die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur durch Zusammensetzen der Einzelteile ermittelt. Die damit erhaltenen Ergebnisse werden in Tabelle 8.1 verglichen.

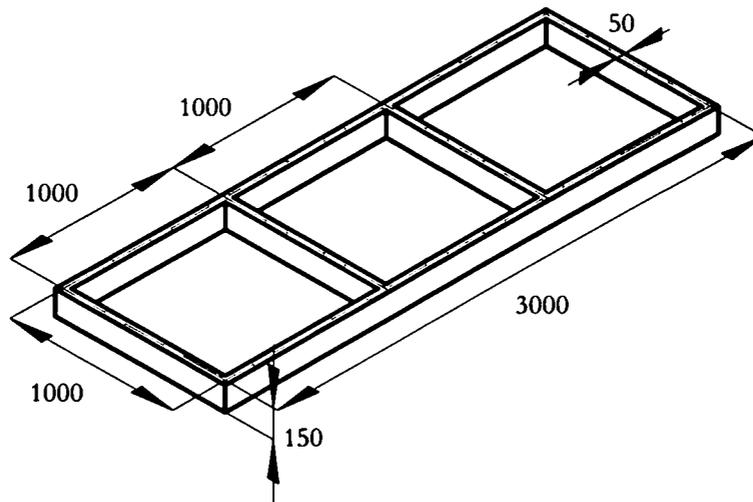


Bild 8.1 Leiterraum Abmessungen in mm. Werkstoff: Stahl (Dichte $\rho=7895 \text{ kg/m}^3$, Elastizitätsmodul $E=210000 \text{ MPa}$, Querdehnzahl $\nu=0.3$)

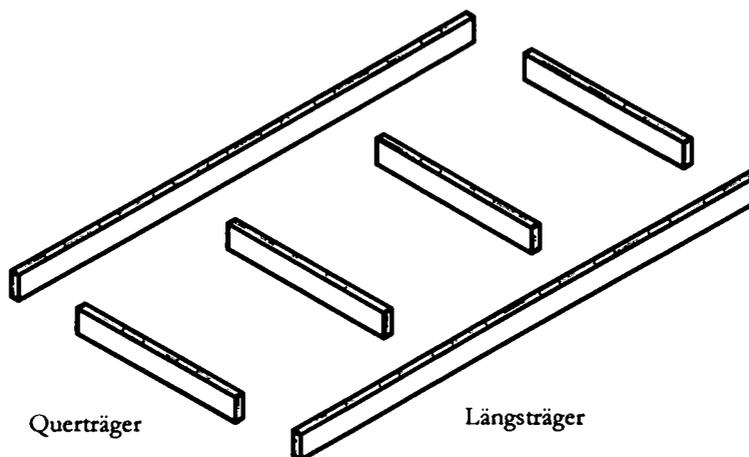


Bild 8.2 Einzelteile der aufgelösten Leiterraumstruktur

Die Fälle „B“ bis „E“ bezeichnen die Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung mit modaler Synthese bei unterschiedlicher Wahl der Ansatzfunktionen. Im Fall „B“ werden für alle Substrukturen jeweils die ersten zwölf Eigenformen als Ansatzfunktionen verwendet. In-

klusive der jeweils sechs Starrkörperfreiheitsgrade der einzelnen Strukturen ergibt dies insgesamt 108 Freiheitsgrade im unverknüpften Zustand. Im Fall „C“ werden ebenfalls Eigenschwingungsformen des freien Körpers verwendet, diesmal aber jeweils 150 für die Längsträger und 70 für die Querträger (insgesamt 616 Ansatzfunktionen). Im Fall „D“ und „E“ werden die Eigenschwingungsformen durch Frequency Response Modes (FRMs) ergänzt. Es werden dabei sechs FRMs (Verformung durch Kraft in x-, y- und z-Richtung sowie Moment um x, y und z) für jeden Verknüpfungsknoten berechnet, wobei bei „D“ jeweils die erste Eigenschwingungsform und zwölf FRMs für die Quer- sowie 24 FRMs für die Längsträger als Ansatzfunktionen verwendet werden (gesamt 138 Ansatzfunktionen), während bei „E“ zusätzlich zu den FRMs jeweils die ersten zwölf Eigenschwingungsformen als Ansatzfunktionen verwendet werden (204 Ansatzfunktionen gesamt).

#	A	B		C		D		E	
	EF [Hz]	EF [Hz]	Fehler [%]						
1	31.995	38.871	21.491	32.014	0.059	31.995	0.000	31.995	0.000
2	42.927	53.762	25.241	43.447	1.211	42.927	0.000	42.927	0.000
3	45.549	55.700	22.286	45.942	0.863	45.549	0.000	45.549	0.000
4	56.053	56.106	0.095	56.053	0.000	56.058	0.009	56.053	0.000
5	71.002	83.526	17.639	71.706	0.992	71.037	0.049	71.002	0.000
6	95.300	101.565	6.574	95.341	0.043	95.439	0.146	95.300	0.000
7	116.667	117.078	0.352	116.669	0.002	116.948	0.241	116.667	0.000
8	135.491	138.169	1.977	135.583	0.068	135.607	0.086	135.490	-0.001
9	146.738	151.956	3.556	146.739	0.001	146.786	0.033	146.738	0.000
10	169.187	186.570	10.274	170.343	0.683	169.728	0.320	169.187	0.000
11	182.424	218.640	19.853	183.989	0.858	185.546	1.711	182.424	0.000
12	208.429	272.753	30.861	208.472	0.021	208.713	0.136	208.431	0.001
13	233.066	276.853	18.787	235.442	1.019	233.919	0.366	233.066	0.000
14	238.587	313.506	31.401	240.372	0.748	241.350	1.158	238.588	0.000
15	259.651	323.176	24.466	262.307	1.023	260.321	0.258	259.653	0.001
16	262.346	347.552	32.478	268.354	2.290	263.304	0.365	262.352	0.002
17	263.593	351.642	33.403	268.740	1.953	266.323	1.036	263.601	0.003
18	310.211	395.457	27.480	311.003	0.255	315.514	1.709	310.211	0.000
19	343.661	425.330	23.764	343.675	0.004	359.684	4.662	343.663	0.001
20	377.701	426.337	12.877	377.715	0.004	378.988	0.341	377.838	0.036
21	381.575	435.558	14.147	381.586	0.003	390.587	2.362	381.580	0.001
22	422.744	450.209	6.497	422.779	0.008	468.707	10.873	422.745	0.000
23	483.789	489.691	1.220	483.813	0.005	518.229	7.119	483.816	0.006
24	504.873	551.752	9.285	506.748	0.371	537.989	6.559	505.192	0.063

Tabelle 8.1 Eigenfrequenzen der Struktur nach Bild 8.1 – Vergleich zwischen Modellierung der Gesamtstruktur als einzelner Bauteil („A“) und modaler Verknüpfung

Wie hier gut zu erkennen ist, ist das Konvergenzverhalten bei der Wahl von Eigenschwingungsformen des freien Körpers unbefriedigend. Erst bei einer relativ großen An-

zahl von Ansatzfunktionen kommt es zu einer Annäherung an die tatsächlichen Eigenfrequenzen. Darauf wird auch in der Literatur, z. B. in [66] hingewiesen. Ein wesentlich günstigeres Konvergenzverhalten kann allerdings erzielt werden, wenn man die Eigenschwingungsformen durch FRMs an den Verknüpfungspunkten ergänzt. In diesem Fall ist – zumindest bei den unteren Eigenfrequenzen – selbst mit einer verhältnismäßig kleinen Anzahl von Ansatzfunktionen bereits eine hohe Genauigkeit erzielbar.

8.2.2 Räumliche Rahmenstruktur

Als zweites numerisches Beispiel wird die in Bild 8.3 gezeigte Struktur verwendet. Auch hier werden zuerst die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur mit Hilfe eines Finite-Elemente-Modells ermittelt („A“). Die Modellierung erfolgt dabei wieder mit Bernoulli-Euler-Balkenelementen. Die auf diese Weise erhaltenen Eigenfrequenzen werden mit den aus der modalen Verknüpfung ermittelten Eigenfrequenzen verglichen („B“ und „C“). Die Struktur wird dabei in drei Längsträger, drei horizontale Querträger sowie die jeweils drei schrägen Querträger unterteilt (Bild 8.4).

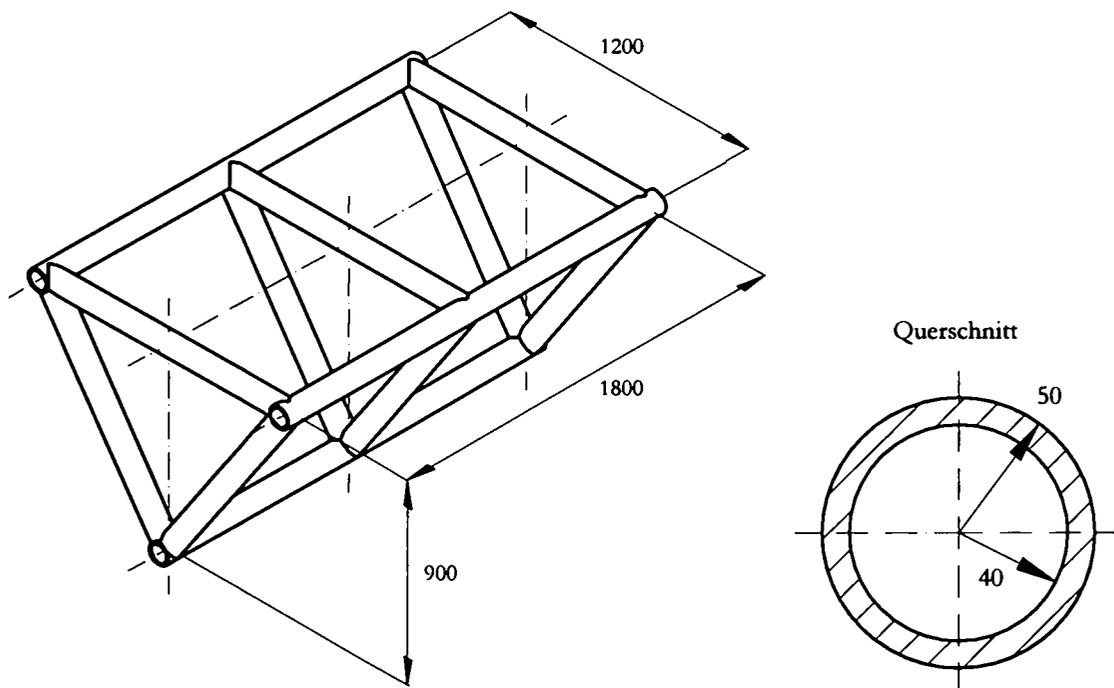


Bild 8.3 Räumliche Rahmenstruktur. Abmessungen in mm. Werkstoff: Stahl (Dichte $\rho=7895 \text{ kg/m}^3$, Elastizitätsmodul $E=210000 \text{ MPa}$, Querdehnzahl $\nu=0.3$)

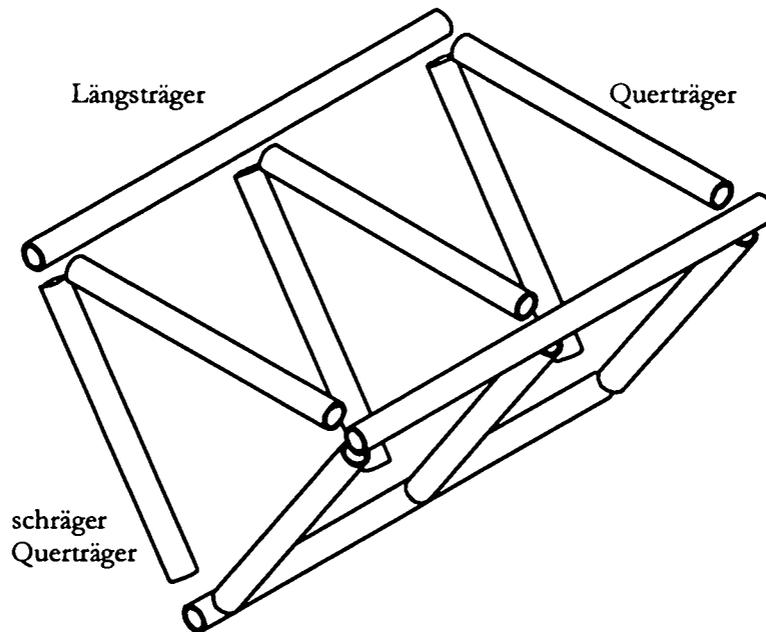


Bild 8.4 Einzelteile der aufgelösten Rahmenstruktur

Im Fall „B“ in Tabelle 8.2 werden als Ansatzfunktionen für die Längsträger die ersten 42 Eigenformen, als Ansatzfunktionen für die horizontalen und schrägen Querträger die ersten 36 Eigenformen gewählt.

Im Fall „C“ werden jeweils die ersten zwei Eigenformen sowie für die Längsträger jeweils sechs FRMs für jeden der drei Koppelknoten (insgesamt 20 Ansatzfunktionen) und für die Querträger jeweils sechs FRMs für jeden Koppelknoten (insgesamt 14 Ansatzfunktionen) gewählt.

Im Fall „D“ werden als Ansatzfunktionen jeweils die ersten 24 Eigenformen sowie die gleiche Anzahl von FRMs wie zuvor im Fall „C“ verwendet.

#	A	B		C		D	
	EF [Hz]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]
1	73.831	77.879	5.483	73.832	0.001	73.831	0.000
2	98.601	107.441	8.965	98.601	0.000	98.601	0.000
3	105.833	115.022	8.683	105.833	0.000	105.833	0.000
4	113.266	119.544	5.543	113.267	0.001	113.266	0.000
5	116.505	123.336	5.863	116.505	0.000	116.505	0.000
6	161.562	168.922	4.556	161.562	0.000	161.562	0.000
7	236.152	238.783	1.114	236.214	0.026	236.152	0.000
8	258.327	270.421	4.682	258.331	0.002	258.327	0.000
9	281.131	285.202	1.448	281.132	0.000	281.131	0.000
10	282.243	290.329	2.865	282.425	0.064	282.243	0.000
11	288.263	291.305	1.055	288.484	0.077	288.263	0.000
12	306.763	315.776	2.938	306.766	0.001	306.763	0.000
13	306.875	318.506	3.790	306.919	0.014	306.875	0.000
14	324.754	339.812	4.637	324.769	0.005	324.754	0.000
15	331.435	341.448	3.021	331.502	0.020	331.434	-0.000
16	338.021	351.747	4.061	338.044	0.007	338.021	0.000
17	342.774	358.428	4.567	342.780	0.002	342.774	0.000
18	370.563	382.739	3.286	370.575	0.003	370.563	0.000
19	383.609	420.365	9.582	383.726	0.030	383.609	0.000
20	439.651	477.856	8.690	439.972	0.073	439.651	0.000
21	459.053	485.412	5.742	460.064	0.220	459.053	0.000
22	466.542	493.061	5.684	466.548	0.001	466.542	0.000
23	469.374	506.794	7.972	472.511	0.668	469.374	0.000
24	473.821	515.278	8.750	473.827	0.001	473.821	0.000

Tabelle 8.2 Eigenfrequenzen der Struktur nach Bild 8.3 – Vergleich zwischen Modellierung der Gesamtstruktur als einzelner Bauteil („A“) und modaler Verknüpfung

Wie bereits im vorigen Beispiel kann durch die Wahl von FRMs als zusätzliche Ansatzfunktionen bereits bei einer vergleichsweise geringen Anzahl von Ansatzfunktionen eine sehr gute Annäherung an das Ergebnis der Finite-Elemente-Berechnung erzielt werden.

8.3 Allgemeine Finite-Elemente-Strukturen

Das Verfahren der modalen Synthese wird nun zur Verknüpfung von allgemeinen Finite-Elemente-Strukturen herangezogen. Dabei erfolgt die Verknüpfung nicht – wie bei den zuvor gezeigten Beispielen – an einzelnen Knoten, sondern entlang von Verbindungslinien bzw. Verbindungsflächen. Diese Linien oder Flächen müssen durch das Aufbringen der geometrischen Kompatibilitätsbedingungen an einer begrenzten Anzahl diskreter Knotenpunkte ersetzt werden. Dadurch wird nicht mehr die Eigenfrequenz der Ausgangsstruktur,

sondern die Eigenfrequenz einer an den Verbindungsstellen der einzelnen Substrukturen geschwächten Struktur berechnet. Es treten hier also zwei gegenläufige Effekte auf: Einerseits weist die verbundene Struktur gegenüber dem eigentlich zu berechnenden Bauteil aufgrund der Schwächung an den Verbindungsstellen eine verringerte Steifigkeit auf, andererseits wird durch die endliche Anzahl an Ansatzfunktionen die Steifigkeit erhöht. Der zweite Effekt lässt sich, wie bei den vorherigen Beispielen gezeigt, durch die Ergänzung der Eigenformen durch FRMs für die üblicherweise betrachteten Frequenzbereiche weitgehend ausschalten. Das Problem der Schwächung an den Verbindungsstellen bleibt allerdings in jedem Fall erhalten. Eine Verbesserung kann hier nur durch eine Erhöhung der Anzahl der Koppelknotenpunkte erzielt werden.

8.3.1 Quader

Als erstes numerisches Beispiel zur Verknüpfung allgemeiner Finite-Elemente-Strukturen wird ein Quader herangezogen. Um einen Vergleich zu existierenden Verfahren der modalen Synthese ziehen zu können, werden das Testmodell und seine Parameter der Literatur entnommen [43]. Die Abmessungen des Objekts können Bild 8.5 entnommen werden.

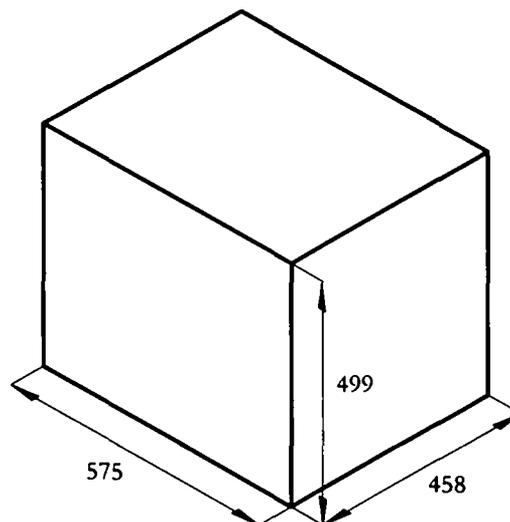


Bild 8.5 Untersuchtes Modell eines Quaders. Abmessungen in mm. Wandstärke der Seitenwände: 5 mm. Werkstoff: Stahl (Dichte $\rho=7895 \text{ kg/m}^3$, Elastizitätsmodul $E=210000 \text{ MPa}$, Querdehnzahl $\nu=0.3$)

Die Eigenfrequenzen des Quaders als Resultat einer Finite-Elemente-Berechnung werden der Literatur entnommen [43]. Diese Resultate werden mit den Ergebnissen der modalen Synthese verglichen. Dabei werden die Eigenfrequenzen des Quaders aus der Verknüpfung der modalen Daten der sechs als Platten modellierten Deckflächen berechnet. Es werden vier verschiedene Fälle mit jeweils unterschiedlichen Anzahlen von Koppelknoten untersucht (Tabelle 8.3).

Als Ansatzfunktionen für die Platten werden in jedem Fall die ersten zehn Eigenfunktionen sowie FRMs für jeden Koppelknoten verwendet.

Im Fall „B“ werden die einzelnen Platten durch jeweils drei Koppelknoten miteinander verknüpft (siehe Bild 8.6). An den Ecken des Quaders, wo drei Platten aufeinander treffen, tritt eine redundante Kompatibilitätsbedingung auf, die entfernt wird. Im Fall „C“ erfolgt die Verknüpfung der Platten durch jeweils fünf bzw. sechs Koppelknoten (siehe Bild 8.6). Die redundanten Kompatibilitätsbedingungen an den Ecken werden auch hier entfernt.

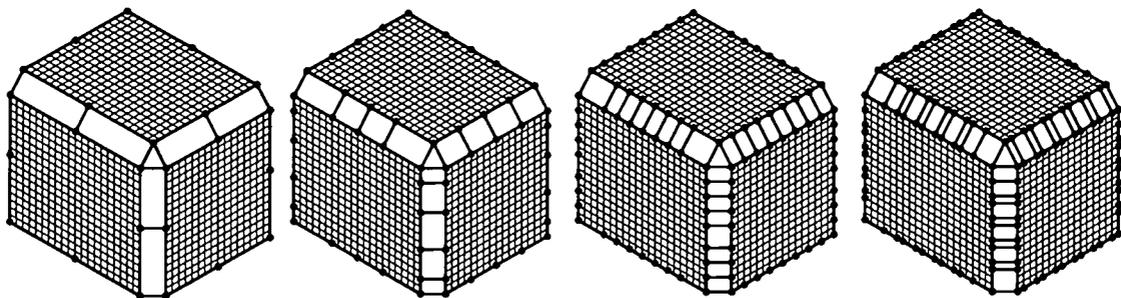


Bild 8.6 Verknüpfung der einzelnen Substrukturen des Quaders. Fall „B“ (links), Fall „C“ (Mitte links), Fall „D“ (Mitte rechts) und Fall „E“ (rechts)

Im Fall „D“ erfolgt die Verknüpfung durch jeweils neun Koppelknoten und im Fall „E“ durch jeweils elf bzw. zwölf Koppelknoten (siehe Bild 8.6). Die redundanten Kompatibilitätsbedingungen werden hier ebenso wie zuvor entfernt.

#	A	B		C		D		E	
	EF [Hz]	EF [Hz]	Fehler [%]						
1	107.35	86.86	-19.1	96.58	-10.0	101.44	-5.5	104.35	-2.8
2	135.56	100.20	-26.1	114.82	-15.3	123.87	-8.6	131.58	-2.9
3	136.59	105.80	-22.5	117.94	-13.7	126.77	-7.2	132.85	-2.7
4	146.96	114.36	-22.2	126.68	-13.8	137.51	-6.4	143.51	-2.3
5	159.56	120.46	-24.5	138.89	-13.0	148.17	-7.1	157.55	-1.3
6	176.12	125.54	-28.7	138.93	-21.1	155.80	-11.5	166.74	-5.3
7	237.92	166.90	-29.9	212.28	-10.8	224.20	-5.8	231.82	-2.6
8	243.95	172.87	-29.1	219.82	-9.9	231.22	-5.2	237.27	-2.7
9	252.47	173.60	-31.2	229.16	-9.2	240.06	-4.9	250.94	-0.6
10	270.87	177.67	-24.4	231.70	-14.5	251.83	-7.0	266.18	-1.7

Tabelle 8.3 Eigenfrequenzen der Struktur nach Bild 8.5 – Vergleich zwischen Modellierung der Gesamtstruktur als einzelner Bauteil („A“) und modaler Verknüpfung

Wie man an den Ergebnissen erkennen kann, sind die aus der modalen Synthese ermittelten Eigenfrequenzen immer niedriger als die mittels Finite-Elemente-Verfahren aus einem

Modell der Gesamtstruktur ermittelten Eigenfrequenzen. Mit zunehmender Anzahl der Koppelknoten wird eine immer bessere Annäherung an die tatsächlichen Eigenfrequenzen erreicht.

8.3.2 Lochplatte

Auch als zweites numerisches Beispiel wird ein in der Literatur bereits untersuchtes Objekt verwendet. Die in Bild 8.7 gezeigte Platte mit zwei Ausschnitten ist an den langen Seiten drehbar gelagert und an den kurzen Seiten fest eingespannt.

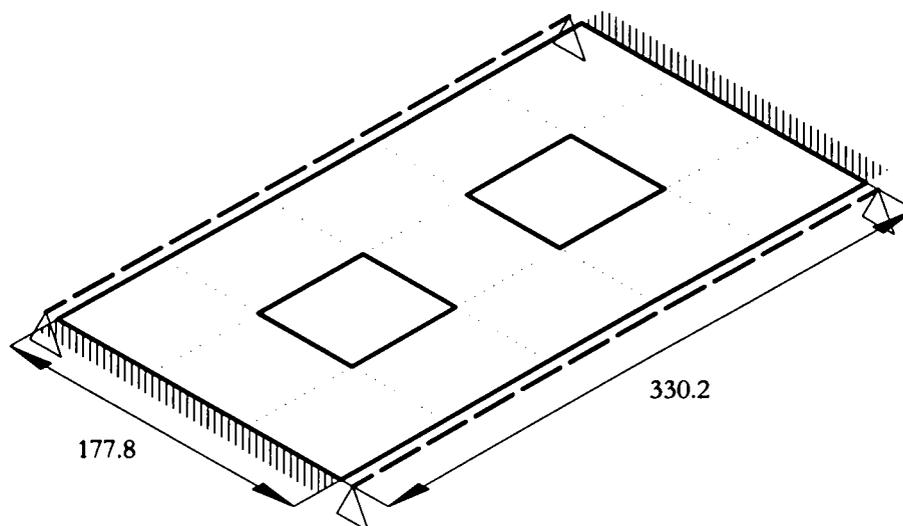


Bild 8.7 Untersuchtes Modell eines Platte mit zwei Löchern. Abmessungen in mm. Wandstärke 1.143 mm. Werkstoff: Stahl (Dichte $\rho=7895 \text{ kg/m}^3$, Elastizitätsmodul $E=210000 \text{ MPa}$, Querdehnzahl $\nu=0.3$). Drehbare Lagerung an den langen Seiten (strichlierte Linie), feste Einspannung an den kurzen Seiten (schrattierte Darstellung)

Die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur sind aus der Literatur entnommen [44] und wurden mittels Finite-Elemente-Methoden ermittelt. Wie zuvor werden diese Ergebnisse mit den Ergebnissen einer Eigenfrequenzberechnung mittels modaler Synthese mit jeweils unterschiedlicher Koppelknotenanzahl verglichen (Tabelle 8.4).

Als Ansatzfunktionen für die einzelnen Platten werden in jedem Fall die ersten zehn Eigenfunktionen sowie FRMs für jeden Koppelknoten verwendet.

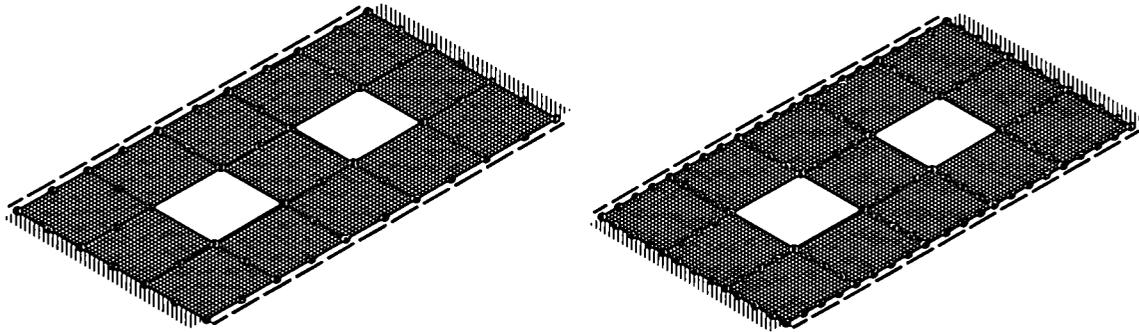


Bild 8.8 Verknüpfung der einzelnen Substrukturen der Lochplatte. Fall „B“ (links) und Fall „C“ (rechts)

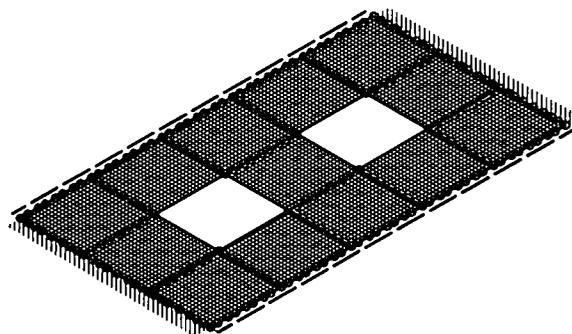


Bild 8.9 Verknüpfung der einzelnen Substrukturen der Lochplatte. Fall „D“

Im Fall „B“ werden jeweils drei Koppelknoten je Seite angebracht, im Fall „C“ jeweils fünf (Bild 8.8) und im Fall „D“ jeweils neun (Bild 8.9). Wie zuvor werden redundante Kompatibilitätsbedingungen an Ecken, wo jeweils mehr als 2 Substrukturelemente aufeinander treffen, entfernt.

#	A	B		C		D	
	EF [Hz]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]
1	126.34	103.12	-18.4	113.59	-10.1	120.76	-4.4
2	252.17	205.71	-18.4	225.39	-10.6	239.96	-4.8
3	327.82	247.12	-24.6	283.48	-13.5	307.93	-6.1
4	370.54	289.95	-21.7	322.86	-12.9	348.54	-5.9
5	407.60	350.75	-13.9	373.40	-8.4	390.53	-4.2
6	527.94	415.68	-21.3	459.31	-13.0	494.92	-6.3
7	572.58	442.61	-22.7	495.81	-13.4	537.10	-6.2
8	747.02	602.80	-19.3	665.66	-10.9	719.77	-3.6
9	771.15	695.92	-9.8	716.72	-7.1	730.95	-5.2
10	911.83	829.98	-9.0	865.16	-5.1	887.19	-2.7

Tabelle 8.4 Eigenfrequenzen der Struktur nach Bild 8.7 – Vergleich zwischen Modellierung der Gesamtstruktur als einzelner Bauteil („A“) und modaler Verknüpfung

Auch hier erkennt man, dass mit zunehmender Anzahl der Koppelknoten eine immer bessere Annäherung an die tatsächlichen Eigenfrequenzen erreicht wird.

8.3.3 Schienenfahrzeug-Wagenkasten

Als letztes numerisches Beispiel wird der Wagenkasten eines Schienenfahrzeugs betrachtet. Es werden dabei zuerst die Eigenfrequenzen des Wagenkastens aus einem Finite-Elemente-Modell des gesamten Wagenkastens berechnet. Danach werden die Eigenfrequenzen mittels modaler Synthese von einzelnen Substrukturen des Wagenkastens ermittelt. Der Wagenkasten setzt sich dabei aus den folgenden Teilen zusammen: Untergestell, Dach, acht Seitenwandteile, zwei Stirnwandteile vorne, zwei Stirnwandteile hinten sowie die Abstützung der Frontmaske (Bild 8.10).

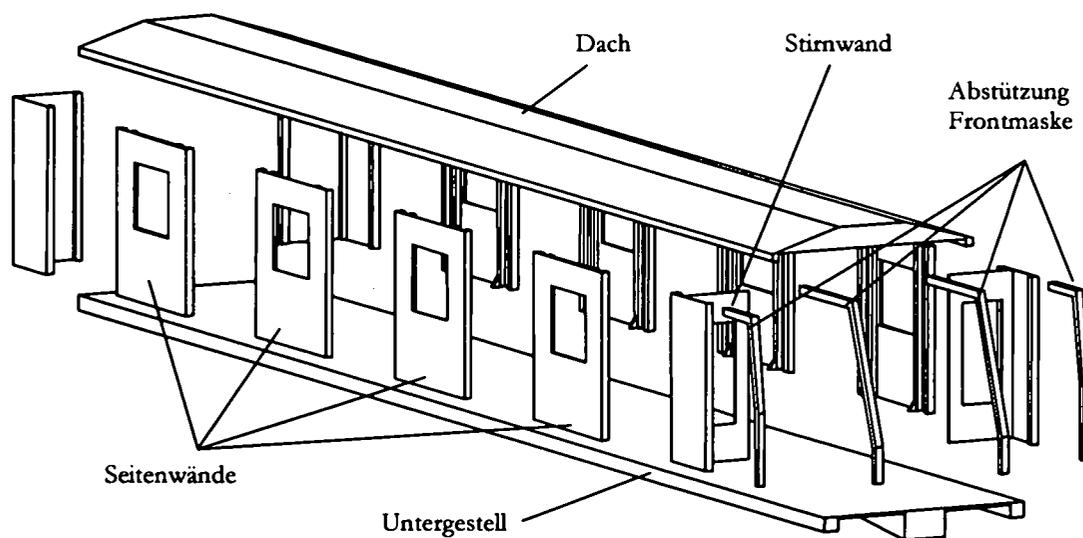


Bild 8.10 Einzelteile des zerlegten Wagenkastens

Wie bereits bei den zuvor angeführten, einfacheren Modellen werden Varianten mit verschiedenen Anzahlen von Koppelknoten verwendet. Mit einer modalen Synthese werden mit diesen Varianten Eigenfrequenzberechnungen durchgeführt und die Ergebnisse mit den Resultaten der Finite-Elemente-Berechnung des gesamten Wagenkastens verglichen.

Die Wahl der Koppelknoten erfolgt dabei hauptsächlich an jenen Stellen, an denen Verstärkungen an den Strukturteilen angebracht sind. Die unterschiedlichen Koppelknotenpositionen für die Seitenwände und die Stirnwände werden in (Bild 8.11) und (Bild 8.12) dar-

gestellt. Diese Knotenpunkte werden mit ihren Äquivalenten an Dach und Untergestell verbunden. Die Abstützungselemente der Frontmaske werden nur mit jeweils einem Knoten am unteren und am oberen Ende mit dem Untergestell bzw. dem Dach verbunden.

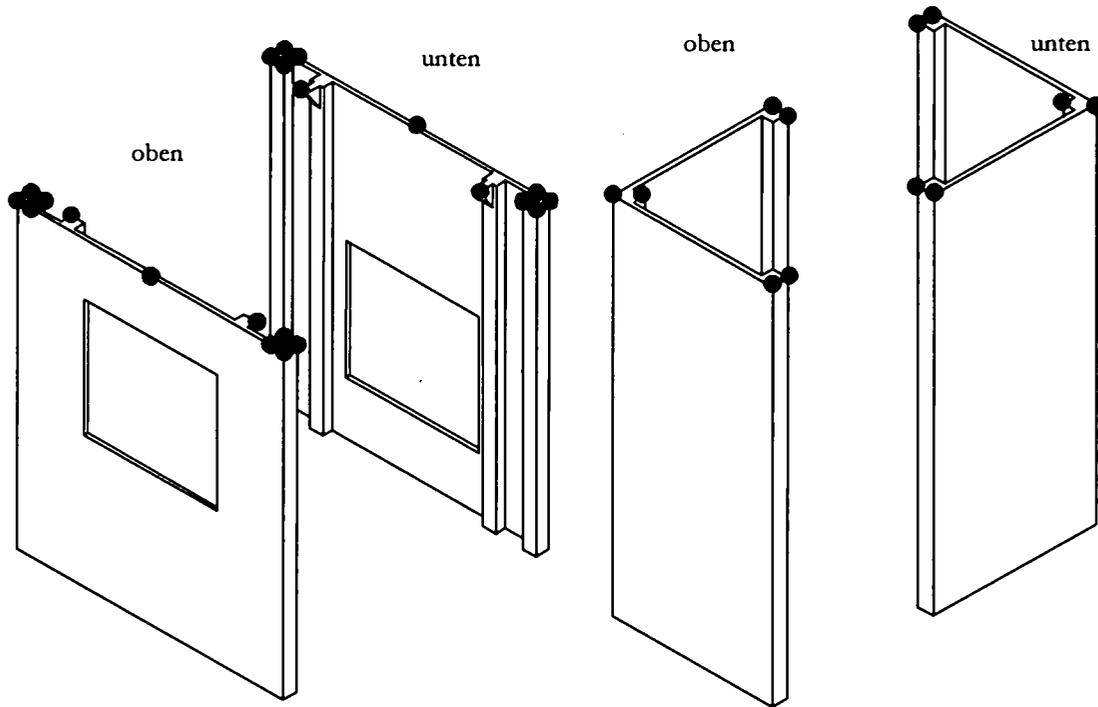


Bild 8.11 Anordnung der Koppelknoten an Seitenwand (links) und hinterer Stirnwand (rechts). Es wird jeweils die Oberseite und die Unterseite der Teile gezeigt (Stirnwand: rechte hintere Stirnwand Oberseite und linke hintere Stirnwand Unterseite). Koppelknoten der Variante „B“: rot. Koppelknoten der Variante „C“: rot und grün. Koppelknoten der Variante „D“: rot, grün und blau

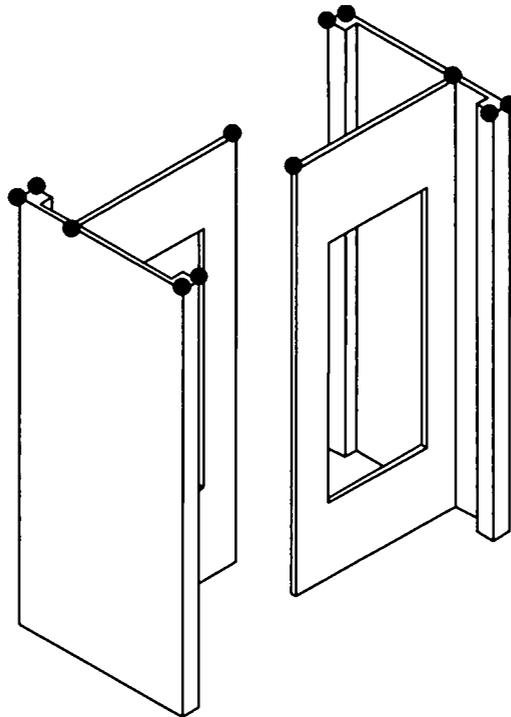


Bild 8.12 Anordnung der Koppelknoten der vorderen Stirnwand. Es wird jeweils die Oberseite der rechten vorderen Stirnwand und die Unterseite der linken vorderen Stirnwand gezeigt. Koppelknoten der Variante „B“: rot. Koppelknoten der Variante „C“ und „D“: rot und grün

Als Ansatzfunktionen zur Beschreibung der modalen Eigenschaften der Substrukturen werden wieder sowohl Eigenformen wie auch FRMs gewählt. Bei Variante „B“ werden als Ansatzfunktionen für die einzelnen Substrukturen die ersten zehn Eigenformen sowie FRMs für jeden Koppelknoten verwendet.

Ebenfalls die ersten zehn Eigenformen sowie FRMs für jeden Koppelknoten werden in Variante „C“ verwendet. Hier wird sowohl bei den Seitenwänden wie auch bei den Stirnwänden eine größere Anzahl von Koppelknoten verwendet.

Auch bei Variante „D“ werden als Ansatzfunktionen für die Substrukturen die ersten zehn Eigenformen sowie FRMs verwendet. Weil einige der für das Dach und das Untergestell berechneten FRMs nicht zueinander orthogonal sind, werden sie nach ihrer Berechnung wieder ausgeschieden und nicht als Ansatzfunktionen verwendet. Weitere FRMs werden aufgrund von Hardwareeinschränkungen (verfügbarer Speicherplatz) ausgeschieden. Die Anzahl der verbleibenden FRMs ist daher geringer als die Anzahl der Koppelknoten-Freiheitsgrade.

Die Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung mittels modaler Synthese im Vergleich zur Finite-Elemente-Berechnung mittels Guyan-Reduktion sind in Tabelle 8.5 dargestellt. Durch Fehlerabschätzungen des Finite-Elemente-Programms wurde sichergestellt, dass die mittels Guyan-Reduktion ermittelten Eigenfrequenzen mit den tatsächlichen Eigenfrequenzen des Finite-Elemente-Modells übereinstimmen.

#	A	B		C		D	
	EF [Hz]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]	EF [Hz]	Fehler [%]
1	8.5	6.7	-21.2	8.0	-5.9	8.6	1.2
2	9.3	5.4	-41.9	6.9	-25.8	8.2	-11.8
3	9.8	7.5	-23.5	8.9	-9.2	9.7	-1.1
4	11.1	9.2	-17.2	10.8	-3.6	11.2	0.9
5	12.4	9.9	-20.2	11.7	-5.6	12.5	0.8
6	13.0	10.0	-23.1	12.2	-6.2	12.6	-3.1
7	14.5	13.7	-5.5	14.4	-0.7	14.4	-0.7
8	15.8	13.2	-16.5	16.3	3.2	17.1	8.2
9	15.9	15.0	-5.7	15.4	-3.1	16.8	5.7
10	17.0	15.9	-6.5	17.9	5.3	18.6	9.4

Tabelle 8.5 Eigenfrequenzen der Wagenkastenstruktur nach Bild 8.10 – Vergleich zwischen Modellierung der Gesamtstruktur als einzelner Bauteil („A“) und modaler Verknüpfung

Wie man in Tabelle 8.5 erkennen kann, werden die ersten zehn Eigenformen bei Variante „D“ mit hoher Genauigkeit berechnet. Bei der Eigenfrequenz 2 (Querverziehung) tritt allerdings immer eine deutlich größere Abweichung auf, als bei den anderen Eigenfrequenzen. Auf die Lage dieser Eigenfrequenz hat die Steifigkeit der Verbindung zwischen Seitenwänden und Untergestell sowie Seitenwänden und Dach einen großen Einfluss. Da genau an diesen Stellen der Wagenkasten aufgetrennt wird und damit eine Schwächung der Struktur auftritt, wird auch die Lage dieser Eigenfrequenz bei der gewählten Art der Zerlegung am stärksten beeinflusst. Werden bei den Ergebnissen der modalen Synthese daher einzelne Eigenfrequenzen entdeckt, bei denen zwischen verschiedenen Iterationsschritten deutlich größere Unterschiede auftreten als bei den anderen Eigenfrequenzen, so empfiehlt sich eine andere Wahl der Schnittstellen zwischen den einzelnen Substrukturen.

Durch die Wahl einer ausreichend großen Anzahl von Koppelknoten zwischen den einzelnen Substrukturen (siehe Variante „D“) kann – bei geeigneter Wahl der Trennstellen – auch bei einer komplexen Struktur eine hinreichend genaue Berechnung der Eigenfrequenzen mittels modaler Synthese erfolgen. Es ist dabei aber zu beachten, dass eine Schwächung der Struktur an jenen Stellen auftritt, an denen die einzelnen Substrukturen miteinander verbunden werden. Diese kann auf einzelne Eigenfrequenzen einen besonders großen Einfluss ausüben und daher eine exakte Berechnung erschweren (vgl. Querverziehung bei zuvor angeführtem Beispiel).

Kapitel 9

Modellbildung

Zur grundsätzlichen Untersuchung aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen und ihrer Simulation mittels der Mehrkörperdynamik wird zuerst eine möglichst einfache Struktur untersucht. Es wird dazu das Modell eines Kragträgers verwendet.

In einem zweiten Schritt wird der Wagenkasten eines Schienenfahrzeugs durch einen Balken angenähert und die Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion an dem so erhaltenen vereinfachten Fahrzeugmodell (bestehend aus dem als Balken angenäherten Wagenkasten und zwei Drehgestellen) untersucht.

Zuletzt erfolgt die Entwicklung eines aktiven Schwingungsreduktionssystems für einen ausgeführten Schienenfahrzeug-Wagenkasten. Das reduzierte Modell des Wagenkastens wird dabei auf der Grundlage eines Finite-Elemente-Modells erstellt. Es wird zunächst nur der an den Sekundärfederanlenkpunkten gelagerte Wagenkasten betrachtet. Danach wird ein Modell des Gesamtfahrzeugs untersucht. Der durch modale Synthese erstellte Wagenkasten (Kapitel 8.3.3) wird hier nicht betrachtet.

Die Simulation erfolgt dabei in allen Fällen durch Co-Simulation [67] mit Hilfe der kommerziellen Programmpakete SIMPACK [29,68,69] und Matlab®/Simulink [70].

9.1 Kragträger

Zur grundsätzlichen Untersuchung der aktiven Schwingungsreduktion wird ein am freien Ende dynamisch angeregter Kragträger betrachtet (Bild 9.1).

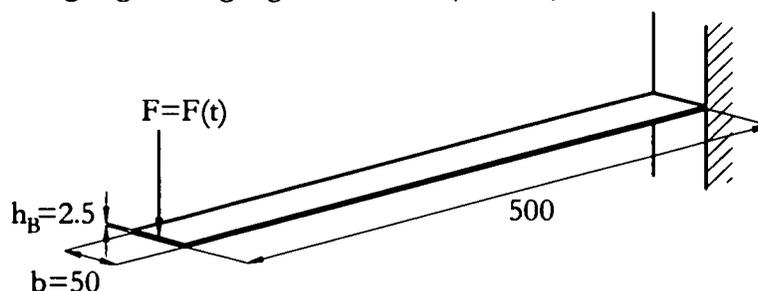


Bild 9.1 Dynamisch angeregter Kragträger (Abmessungen in mm). Werkstoff: Stahl

Die Modellierung des Kragträgers als flexibles Element erfolgt durch ein Finite-Elemente-Modell. Durch eine Modalreduktion (siehe Kapitel 2.4), bei der die ersten zehn Eigenformen (Tabelle 9.1) als Ansatzfunktionen verwendet werden, erhält man das zur Simulation verwendete Modell. Es verbleiben damit zehn elastische Freiheitsgrade zur Beschreibung der Kragträgerdeformation. Für die Eigendämpfung des Kragträgers wird ein Lehrsches Dämpfungsmaß von 2% angenommen.

#	Eigenfrequenz [Hz]	Bezeichnung
1	8.4047	vertikale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
2	52.8941	vertikale Biegeeigenfrequenz 2. Ordnung
3	149.6196	vertikale Biegeeigenfrequenz 3. Ordnung
4	159.4323	Torsionseigenfrequenz 1. Ordnung
5	166.2922	horizontale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
6	298.2859	vertikale Biegeeigenfrequenz 4. Ordnung
7	482.9026	Torsionseigenfrequenz 2. Ordnung
8	505.4479	vertikale Biegeeigenfrequenz 5. Ordnung
9	780.5501	vertikale Biegeeigenfrequenz 6. Ordnung
10	820.2565	Torsionseigenfrequenz 3. Ordnung

Tabelle 9.1 Zur Modellierung des Kragträgers verwendete Ansatzfunktionen

9.1.1 Aktormodellierung

Als Aktoren sind Biegeaktoren (siehe Kapitel 4.1.4) vorgesehen. Die Modellierung der Aktoren kann hier – ebenso wie bei den später verwendeten an diskreten Punkten angebundenen Stapelaktoren – durch die Einleitung von Momenten an den Endpunkten erfolgen. Dies ergibt sich ausgehend von Gleichung (4.6) aus folgender Betrachtung [13,23]

$$\sigma_{P,x} = Y_P \epsilon_{P,x} - e_{31} \frac{U}{h_P} \tag{9.1}$$

Y_P bezeichnet dabei den Elastizitätsmodul des Biegeaktors, h_P die Dicke des Biegeaktors. Analog gilt für die den Aktor tragende Balkenstruktur mit dem Elastizitätsmodul Y_B und U die an den Aktor angelegte elektrische Spannung.

$$\sigma_{B,x} = Y_B \epsilon_{B,x} \tag{9.2}$$

Unter Annahme der Gültigkeit der Euler-Bernoulli-Hypothese (Ebenbleiben der Querschnitte) gilt

$$\varepsilon_x = -zw'' \tag{9.3}$$

z bezeichnet dabei den Abstand zur neutralen Achse des Balkens, w die Durchbiegung in z -Richtung. Berechnet man das Biegemoment L_y durch Integration über den Querschnitt und setzt man (9.3) in (9.1) und (9.2) ein, so findet man

$$\begin{aligned} L_y = - \int \sigma_x z dA &= \int_{-\frac{h_B}{2}}^{\frac{h_B}{2}} Y_B w'' z^2 dA + \int_{\frac{h_B}{2}}^{\frac{h_B+h_P}{2}} Y_P w'' z^2 dA + \int_{\frac{h_B}{2}}^{\frac{h_B+h_P}{2}} e_{31} \frac{U}{h_P} z dA \\ &= (Y_B I_B + Y_P I_P) w'' + e_{31} \frac{U}{h_P} b \frac{h_P h_B + h_P^2}{2} \end{aligned} \tag{9.4}$$

Setzt man voraus, dass, wie allgemein üblich, die Dicke h_P des Biegeaktors sehr viel kleiner ist als die Dicke h_B des Trägerbalkens, so gilt

$$L_y = (Y_B I_B + Y_P I_P) w'' + e_{31} U b h_B \tag{9.5}$$

für jenen Bereich der x -Werte, in dem der Aktor angebracht ist. Dies entspricht einer Einleitung von Momenten an den Enden des Aktors (siehe Bild 9.2). Die Länge des Aktors hat somit auf die Größe des aufgebracht Moments keinen Einfluss, sehr wohl aber auf die Position der Momenteinleitungsstellen.

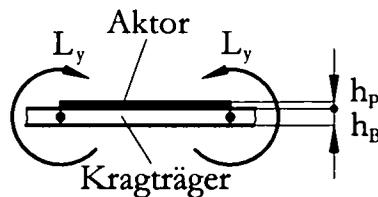


Bild 9.2 Modellierung der Aktoren durch Einleitung von Momenten an den Endpunkten

Die von den Aktoren aufgebracht Axialkräfte werden in der Modellierung vernachlässigt. Da die Eigenfrequenzen der Aktoren um mehrere Größenordnungen über dem betrachteten Frequenzbereich liegen, kann der Frequenzgang der Piezoaktoren im hier betrachteten Frequenzbereich ebenfalls vernachlässigt werden.

9.1.2 Sensormodellierung

Als Sensoren werden Piezoelemente gleicher Anordnung wie bei den Aktoren verwendet. Ihr Ausgangssignal, die elektrische Ladung Q_φ , ist proportional der Dehnung. Nach [23] gilt äquivalent zur Aktoranwendung

$$Q_\varphi = e_{31}bh_p(w'(x_2) - w'(x_1)) \quad (9.6)$$

wobei $w'(x)$ die Neigung der Biegelinie an Anfang (x_1) und Ende (x_2) des Sensors darstellt.

Der Frequenzgang wird, ebenso wie bei den Aktoren, vernachlässigt.

9.1.3 Aktor- und Sensorplatzierung

In dieser ersten Prinzipuntersuchung sind je drei Aktoren und Sensoren (siehe Bild 9.3) ohne Verwendung definierter Kriterien willkürlich am Träger angebracht.

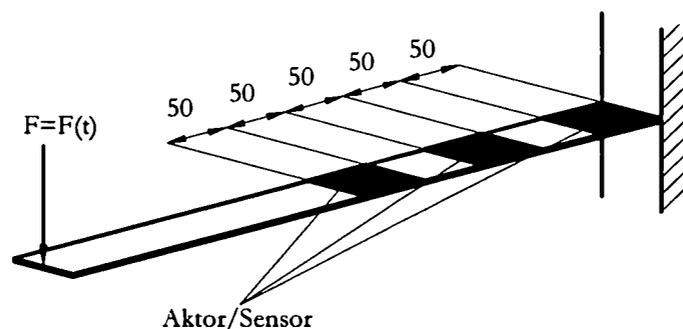


Bild 9.3 Positionierung der Sensoren und Aktoren am Träger

9.1.4 Verwendetes Regelkonzept

Als Regelkonzept wird eine Zustandsvektorrückführung verwendet. Ziel ist die Beeinflussung der ersten drei vertikalen Biegeeigenschwingungen. Nach einer Transformation des Systems in den linearen Zustandsraum in der Form $\dot{\mathcal{X}} = \mathcal{A}\mathcal{X} + \mathcal{B}U + \epsilon Z$, wird die Reglermatrix nach den Kriterien eines LQ-Reglers ausgelegt. Als Zustandsgrößen werden gemäß der Darstellung in Kapitel 5.2 die Modalkoordinaten des Balkens sowie ihre Ableitungen gewählt. Da dieser Zustandsvektor nicht physikalisch messbar ist, wird er durch einen Luenberger-Beobachter rekonstruiert (Bild 9.4).

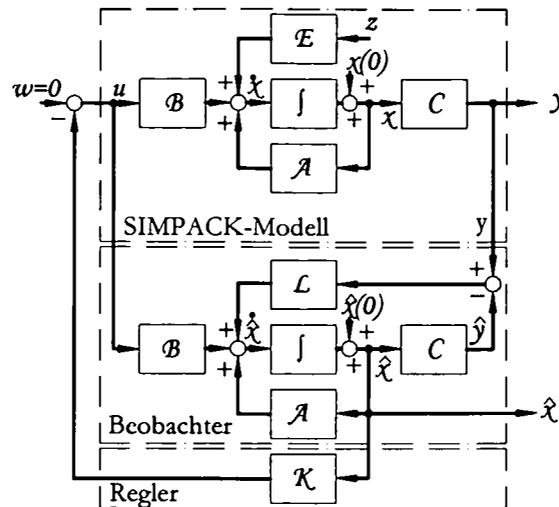


Bild 9.4 Struktur des Regelkreises mit Zustandsvektorrückführung und Luenberger-Beobachter

Regler und Beobachter werden in Matlab®/Simulink realisiert. Der Kragträger wird in SIMPACK modelliert. Das Schwingungsreduktionssystem wird mittels Co-Simulation untersucht. Dabei werden die Ausgangssignale der Sensoren von SIMPACK an Matlab®/Simulink übergeben, woraus dann das Stellmoment der Aktoren berechnet und wieder zurück an SIMPACK übergeben wird. Die Simulationsergebnisse werden in Kapitel 10.1 dargestellt.

9.2 Vereinfachtes Fahrzeugmodell

Das verwendete Fahrzeugmodell besteht aus zwei Starrkörpermodellen der Drehgestelle und einem als flexiblem Balken angenäherten Wagenkasten.

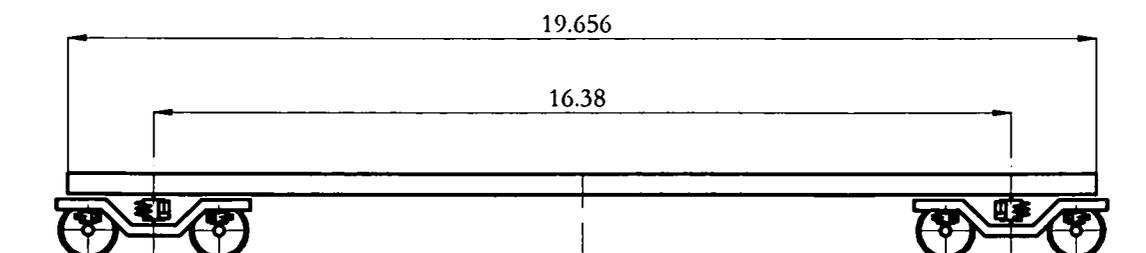


Bild 9.5 Vereinfachtes Schienenfahrzeugmodell (Abmessungen im m, schematische Darstellung)

Ein Drehgestell besteht aus zwei Radsätzen und einem Drehgestellrahmen (Bild 9.5). Zwischen den Radsätzen und dem Drehgestellrahmen ist eine Primärfederung vorgesehen, zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten eine Sekundärfederung, eine Längsmittnahme und eine Querfederung mit nichtlinearer Kennlinie. Zusätzlich wirkt eine Wank-

stütze den Aufbaubewegungen bei Kurvenfahrt entgegen. Die Parameter sind an ausgeführte Konstruktionen angenähert, um realistische Ergebnisse zu erzielen.

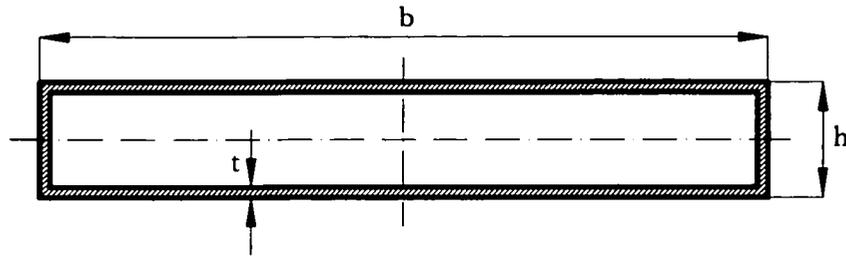


Bild 9.6 Querschnitt des Balkens. Abmessungen: $b=2500$ mm, $h=400$ mm, $t=35$ mm. Werkstoff: Stahl

Der Wagenkasten wird als Balken mit rechteckigem Hohlquerschnitt modelliert (Bild 9.6). Die Parameter sind so gewählt, dass sich die Masse des Balkens sowie die erste vertikale Biegeeigenfrequenz im Bereich eines tatsächlichen Wagenkastens befinden. Die Modellierung des Balkens erfolgt mit Hilfe des in SIMPACK integrierten, einfachen Finite-Elemente Programms SIMBEAM durch Euler-Bernoulli-Elemente, die Einbindung in die Mehrkörpersimulation durch Modalreduktion. Dabei werden als Ansatzfunktionen 15 Eigenformen und sechs FRMs zur Berücksichtigung der lokalen Verformungen durch die sechs Aktoren verwendet (Tabelle 9.2). Für die Eigendämpfung des Balkens wird ein Lehrsches Dämpfungsmaß von 2% angenommen.

#	Eigenfrequenz [Hz]	Bezeichnung
1	8.29	vertikale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
2	22.81	vertikale Biegeeigenfrequenz 2. Ordnung
3	31.68	Torsionseigenfrequenz 1. Ordnung
4	36.48	horizontale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
5	44.58	vertikale Biegeeigenfrequenz 3. Ordnung
6	63.47	Torsionseigenfrequenz 2. Ordnung
7	73.42	vertikale Biegeeigenfrequenz 4. Ordnung
8	95.57	Torsionseigenfrequenz 3. Ordnung
9	96.28	horizontale Biegeeigenfrequenz 2. Ordnung
10	109.20	vertikale Biegeeigenfrequenz 5. Ordnung
11	127.89	Torsionseigenfrequenz 4. Ordnung
12	131.29	Axialeigenschwingung 1. Ordnung
13	151.74	vertikale Biegeeigenfrequenz 6. Ordnung
14	161.07	Torsionseigenfrequenz 5. Ordnung
15	179.24	horizontale Biegeeigenfrequenz 3. Ordnung

Tabelle 9.2 Für die Modellierung des vereinfachten Wagenkastens verwendete Eigenfrequenzen

Als alternatives Modell wird ein Balken mit geschwächtem Querschnitt eingesetzt. Dabei sind die Balkenquerschnitte in einigen Bereichen kleiner, um die Querschnittsschwächung durch etwaige Türausschnitte darzustellen (Bild 9.7 und Bild 9.8).

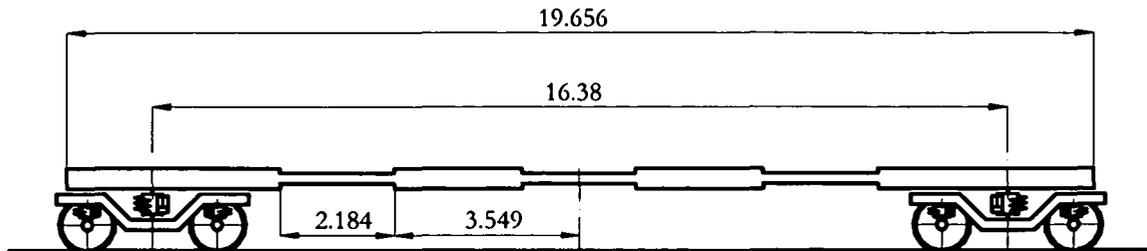


Bild 9.7 Vereinfachter Wagenkasten mit Querschnittsschwächung (Abmessungen in m)

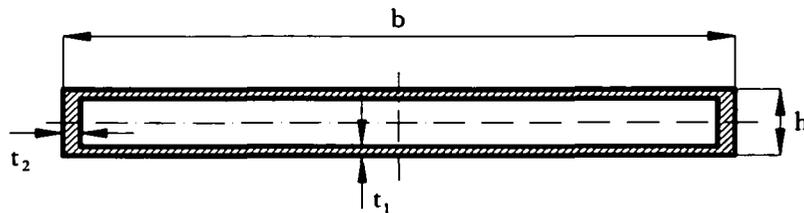


Bild 9.8 Querschnitt des Balkens in den geschwächten Abschnitten. Abmessungen: $b=2500$ mm, $h=250$ mm, $t_1=35$ mm, $t_2=64.2$ mm

Die Modellierung des Balkens erfolgt wieder mit dem in SIMPACK integrierten, einfachen Finite-Elemente Programm SIMBEAM durch Euler-Bernoulli-Elemente, die Einbindung in die Mehrkörpersimulation durch Modalreduktion. Dabei werden als Ansatzfunktionen 15 Eigenformen (siehe Tabelle 9.3) und sechs FRMs zur Berücksichtigung der lokalen Verformungen durch die sechs Aktoren (siehe z. B. Bild 9.9) verwendet. Für die Eigendämpfung des Balkens wird auch hier ein Lehrsches Dämpfungsmaß von 2% angenommen.

#	Eigenfrequenz [Hz]	Bezeichnung
1	6.04	vertikale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
2	16.52	vertikale Biegeeigenfrequenz 2. Ordnung
3	23.85	Torsionseigenfrequenz 1. Ordnung
4	31.29	vertikale Biegeeigenfrequenz 3. Ordnung
5	36.40	horizontale Biegeeigenfrequenz 1. Ordnung
6	48.03	Torsionseigenfrequenz 2. Ordnung
7	65.47	vertikale Biegeeigenfrequenz 4. Ordnung
8	72.09	Torsionseigenfrequenz 3. Ordnung
9	90.67	vertikale Biegeeigenfrequenz 5. Ordnung

#	Eigenfrequenz [Hz]	Bezeichnung
10	96.05	horizontale Biegeeigenfrequenz 2. Ordnung
11	117.66	Torsionseigenfrequenz 4. Ordnung
12	125.24	vertikale Biegeeigenfrequenz 6. Ordnung
13	131.11	Axialeigenschwingung 1. Ordnung
14	131.79	Torsionseigenfrequenz 5. Ordnung
15	158.00	Torsionseigenfrequenz 6. Ordnung

Tabelle 9.3 Für die Modellierung des vereinfachten Wagenkastens mit Querschnittsschwächung verwendete Eigenfrequenzen

9.2.1 Aktormodellierung

Als Aktoren für das aktive Schwingungsreduktionssystem des Wagenkastens werden Piezo-Stapelaktoren vorgesehen (siehe auch Kapitel 4.1.4). Diese bewirken eine Einleitung von Kräften und Momenten in die Struktur an ihren Befestigungspunkten. Sie können in einem Mehrkörperdynamikprogramm daher als Kraftelement zwischen diesen beiden Punkten definiert werden.

Um die lokale Verformung durch die Aktoren zu berücksichtigen, werden, wie bereits erwähnt, Frequency Response Modes (siehe Kapitel 2.5) an den Krafteinleitungspunkten der Struktur berechnet und als zusätzliche Ansatzfunktionen verwendet.

Piezoaktoren weisen sehr hohe Eigenfrequenzen (abhängig von der Baugröße etwa im Bereich einiger kHz) auf. In den hier betrachteten Frequenzbereichen von einigen Hertz kann ihre Eigendynamik daher vernachlässigt werden.

9.2.2 Sensormodellierung

Als Sensoren sind ebenfalls Piezoelemente vorgesehen. Ihr Ausgangssignal ist proportional der Dehnung. Mit der gleichen Argumentation wie bei den Aktoren kann die Eigendynamik auch bei den Sensoren vernachlässigt werden.

Die Anzahl der Sensoren wird größer als die Anzahl der Aktoren gewählt, da auch die Anzahl der vom Beobachter zu rekonstruierenden Zustandsgrößen größer ist als die Anzahl jener Zustandsgrößen, auf die durch die Regelung Einfluss genommen wird.

9.2.3 Aktor- und Sensorplatzierung

Die Platzierung der Aktoren erfolgt an jenen Stellen, an denen die ersten fünf Eigenformen die maximale Dehnung verursachen (Bild 9.9 und Bild 9.11). Um auch eine korrekte Rekonstruktion der Frequency Response Modes durch den Beobachter zu ermöglichen, wird eine größere Anzahl von Sensoren als Aktoren verwendet. Es sind daher zusätzlich zu jenen sechs Sensoren, die sich an den gleichen Positionen wie die Aktoren befinden, noch sechs zusätzliche Sensoren vorgesehen. Für die hier durchgeführten grundlegenden Untersuchungen wird eine willkürlich verteilte Sensoranordnung gewählt (Bild 9.10 und Bild 9.12).

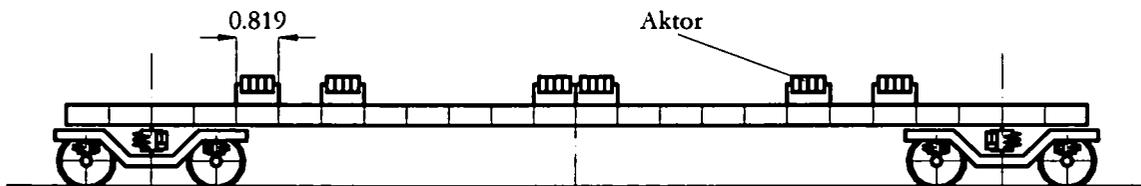


Bild 9.9 Platzierung von Aktoren am Fahrzeug mit ungeschwächtem Ersatzbalken

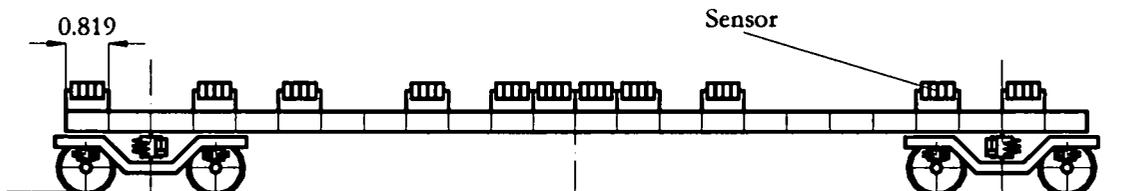


Bild 9.10 Platzierung von Sensoren am Fahrzeug mit ungeschwächtem Ersatzbalken

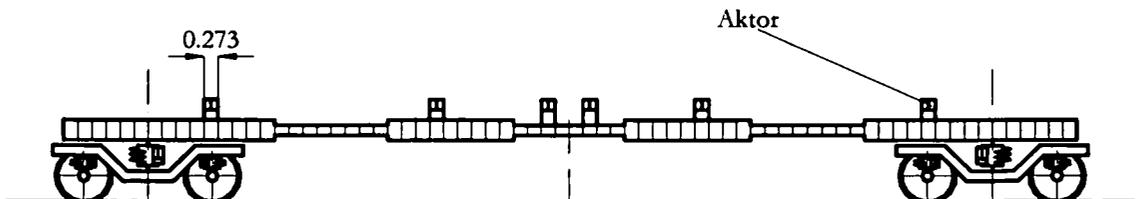


Bild 9.11 Platzierung von Aktoren am Fahrzeug mit geschwächtem Ersatzbalken

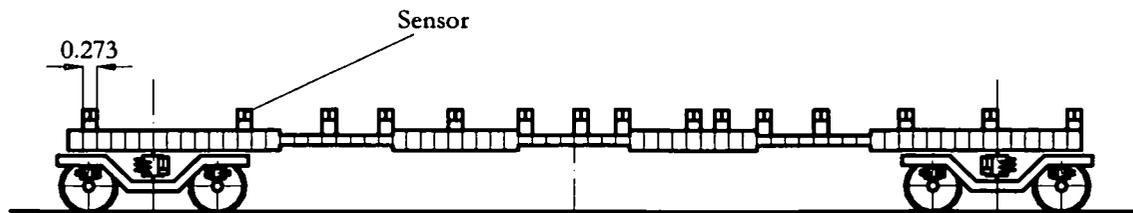


Bild 9.12 Platzierung von Sensoren am Fahrzeug mit geschwächtem Ersatzbalken

9.2.4 Verwendetes Regelkonzept

Als Regelkonzept wird die Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe gewählt. Als Zustandsgrößen werden die Modalkoordinaten der flexiblen Struktur verwendet. Durch die Regelung soll die Dämpfung der ersten fünf vertikalen Biegeeigenfrequenzen von den für die Eigendämpfung der Struktur als realistisch angenommenen 2% auf 30% angehoben werden. Ein Dämpfungsmaß von 30% hat sich dabei in vorangegangenen Untersuchungen als gut geeignet herausgestellt [71].

Die Modalkoordinaten und ihre Ableitungen werden dabei aus den messbaren Größen rekonstruiert. Als Messgröße steht dafür die Dehnung an einigen diskreten Positionen der Struktur zur Verfügung. Zur Verwirklichung einer Zustandsvektorrückführung müssen von einem Beobachter daraus die Modalkoordinaten und ihre Ableitungen rekonstruiert werden.

Da nicht alle 21 für die Modellierung der flexiblen Struktur verwendeten Ansatzfunktionen durch den Beobachter rekonstruiert werden, wird als Idealisierung davon ausgegangen, dass die im Beobachter nicht rekonstruierten Eigenformen auch nur einen geringen bzw. keinen Einfluss auf das Sensorsignal haben (Bild 9.13). Die Simulationsergebnisse dieser Konfiguration werden in Kapitel 10.2 diskutiert.

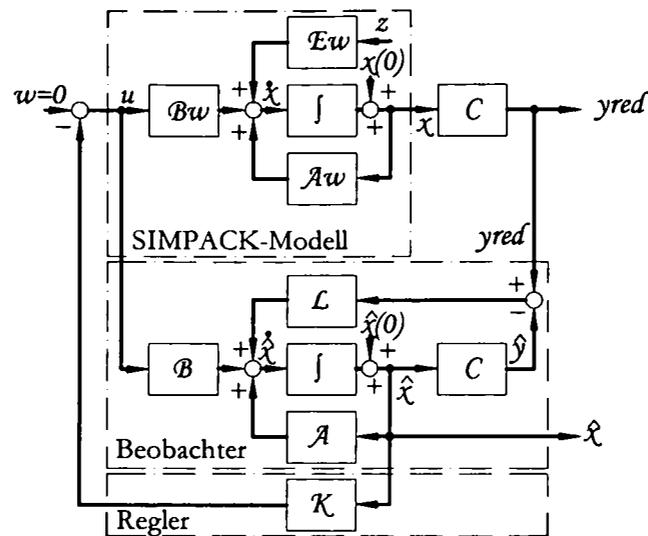


Bild 9.13 Struktur des Regelkreises. Die Berechnung der Sensorsignale aus den Zustandsgrößen erfolgt durch eine reduzierte Matrix C , die nur den Einfluss der im Beobachter rekonstruierten Eigenformen auf das Sensorsignal berücksichtigt

9.3 Realer Wagenkasten

Es wird ein real ausgeführter Wagenkasten eines Metro-Fahrzeugs verwendet. Die Modellierung des Wagenkastens erfolgt auf der Grundlage eines Finite-Elemente-Modells, das von Siemens TS erstellt wurde. Dieses Finite-Elemente-Modell wird zuerst einer Guyan-Reduktion unterworfen. Dabei werden 722 Masternodes verwendet. Der Großteil der Masternodes verfügt nur über die drei translatorischen Freiheitsgrade. Jene Masternodes, an denen später die Aktoren und Sensoren des Schwingungsreduktionssystems angebracht werden, sowie die Anlenkpunkte der Sekundärfedern und der Längsmittnahme verfügen über alle sechs Freiheitsgrade. Insgesamt ergeben sich damit 2519 Freiheitsgrade für die Guyan-Reduktion.

Für das Guyan-reduzierte Modell werden die ersten 17 Eigenfrequenzen und Eigenformen berechnet. Diese 17 Eigenformen werden als Ansatzfunktionen für die Modalreduktion verwendet. Zur Berücksichtigung der lokalen Verformungen durch die von den Aktoren in die Struktur eingeleiteten Momente werden zusätzlich 12 FRMs berechnet. Damit ergeben sich für den modalreduzierten Wagenkasten insgesamt 29 Ansatzfunktionen und damit 29 Freiheitsgrade.

Da der betrachtete Wagenkasten über fünf Türöffnungen in jeder Seitenwand verfügt, kommt es im Bereich dieser Öffnungen zu Schwächungen der Struktur, die an einem „S-

Schlag“ der Eigenformen in diesem Bereich zu erkennen sind. Einen signifikanten Einfluss auf den Fahrkomfort üben dabei die vertikale Biegeeigenschwingung, die Querverziehung und die Torsionseigenschwingung aus (siehe Bild 9.14 bis Bild 9.16).

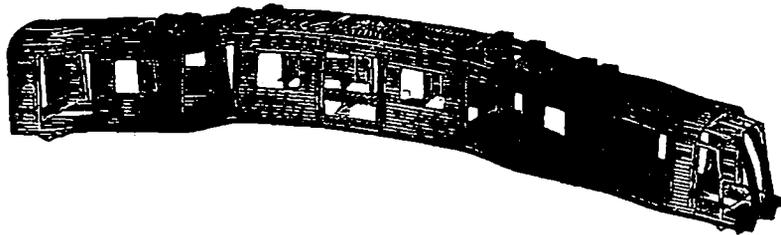


Bild 9.14 Erste vertikale Biegeeigenform des Wagenkastens

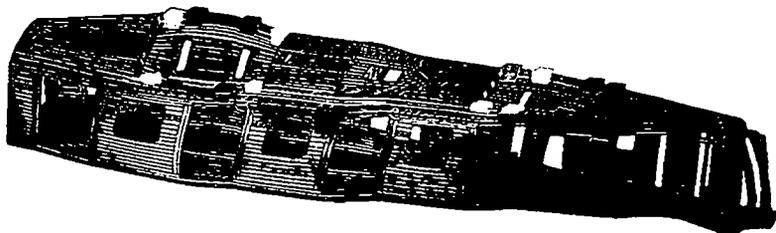


Bild 9.15 Querverziehung des Wagenkastens

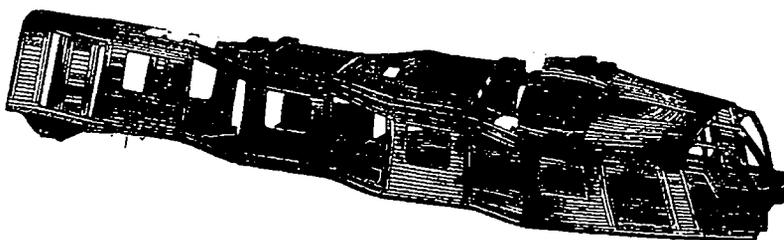


Bild 9.16 Erste Torsionseigenform des Wagenkastens

Für die Simulation des Gesamtfahrzeuges wird dieser Wagenkasten mit zwei Drehstellen (bestehend aus jeweils zwei Radsätzen, Drehgestellrahmen, Längsmitnahme und Wankstütze sowie den zugehörigen Feder-/Dämpferelementen) verbunden. Das Gesamtfahrzeugmodell verfügt daher über 36 Starrkörperfreiheitsgrade sowie 29 elastische Freiheitsgrade zur Berücksichtigung der Elastizität des Wagenkastens (Bild 9.17).

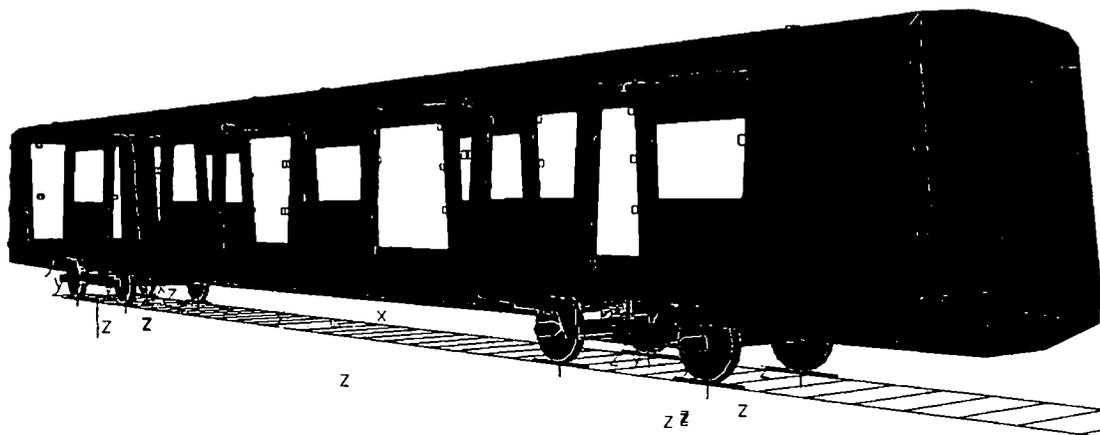


Bild 9.17 Mehrkörpermodell des Gesamtfahrzeugs

Um die Robustheit des gewählten Regelungskonzepts gegenüber Modellabweichungen beurteilen zu können, werden weiters Wagenkästen mit unterschiedlichen Modifikationen untersucht.

Es werden zuerst zwei Fälle untersucht, in denen die Eigenfrequenzen des Wagenkastens durch Anbringen von Versteifungen gegenüber dem für die Reglerauslegung verwendeten Modell des ursprünglichen Wagenkastens angehoben werden (Bild 9.18).

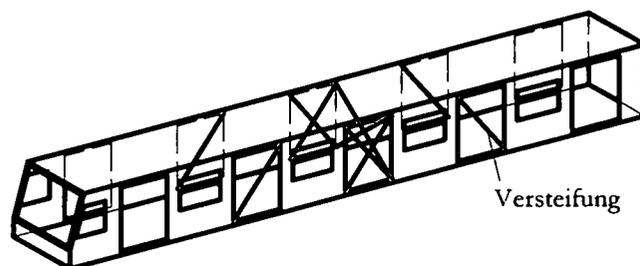


Bild 9.18 Wagenkasten mit Versteifungsmaßnahmen an den inneren drei Türausschnitten sowie im Wagenkastenquerschnitt. Die Versteifungen werden als Feder-Dämpfer-Elemente hoher Steifigkeit modelliert

Durch Variation der Federkonstanten der in (Bild 9.18) gezeigten Versteifungselemente werden zwei unterschiedliche Varianten erzeugt. Im ersten Fall wird dadurch die erste vertikale Biegeeigenfrequenz des Wagenkastens um ca. 4%, die erste Torsionseigenfrequenz um ca. 10% und die Frequenz der Wagenkastenquerverziehung um ca. 30% angehoben.

Im zweiten Fall werden Versteifungselemente mit höheren Federkonstanten eingesetzt. Dementsprechend steigt die erste vertikale Biegeeigenfrequenz um ca. 30%, die erste Torsionseigenfrequenz um ca. 77% und die Frequenz der Wagenkastenquerverziehung um ca. 38%.

Danach wird die Wirksamkeit der Regelung an einem Fahrzeug mit einem Wagenkasten, der gegenüber dem Reglerauslegungsmodell niedrigere Eigenfrequenzen aufweist, untersucht. Die Eigenfrequenzen des Wagenkastens werden dabei durch das Anbringen von Einzelmassen verringert. Um vor allem die vertikale Biegeeigenfrequenz und die Wagenkastenquerverziehung zu beeinflussen, werden dazu drei Einzelmassen zu je 1500 kg in der Mitte zwischen den Drehgestellen in Fahrzeugmittelebene sowie links und rechts in der Nähe der Seitenwände angebracht. Die erste vertikale Biegeeigenfrequenz verringert sich dadurch um ca. 17%, die Eigenfrequenz der Wagenkastenquerverziehung um ca. 7%.

Zuletzt wird die Robustheit des Reglers gegenüber den durch die Fahrgäste verursachten Abweichungen vom für die Reglerauslegung verwendeten Fahrzeugmodell untersucht. Es werden dabei zwei Beladungszustände – ein Besetzungsgrad von 50% sowie ein Besetzungsgrad von 100% – mit der in Kapitel 7.4 angeführten Modellierung der Fahrgäste und gleichmäßig über das Fahrzeug verteilten Fahrgästen untersucht.

9.3.1 Aktormodellierung

Als Aktoren werden 12 Piezo-Stapelaktoren eingesetzt. Bei der Modellierung wird die Gleichung (4.9) vollständig umgesetzt. Es wird also der von der Aktordehnung abhängige Anteil der wirkenden Kraft zur durch den piezoelektrischen Effekt entstehenden Kraft addiert oder subtrahiert. Für die durch den piezoelektrischen Effekt erzeugte Kraft wird wieder ein linearer Zusammenhang zwischen angelegter elektrischer Spannung und erzeugter Kraft angenommen.

9.3.2 Sensormodellierung

Als Sensoren sind 12 Piezoelemente vorgesehen. Sie sind an den gleichen Stellen positioniert, an denen auch die Aktoren angebracht sind. Ihr Ausgangssignal ist proportional zur an ihrer Einbaustelle auftretenden Dehnung.

9.3.3 Aktor- und Sensorplatzierung

Die Auswahl der Aktor- und Sensoreinbauorte erfolgt nach mehreren Kriterien: Erstens soll der Einbau an Orten erfolgen, an denen die zu regelnden Eigenformen möglichst große Dehnungen verursachen, um eine maximale Wirksamkeit zu gewährleisten. Weiters muss die Struktur an den Einbauorten die Einleitung der auftretenden Kräfte und Momen-

te ohne Auftreten von Festigkeitsproblemen ermöglichen. Zuletzt muss auch noch geprüft werden, ob an den ausgewählten Positionen ein entsprechender Einbauraum vorhanden ist. Innerhalb dieser Grenzen ist aber zweifellos noch eine weitere regelungstechnische Positionsoptimierung möglich.

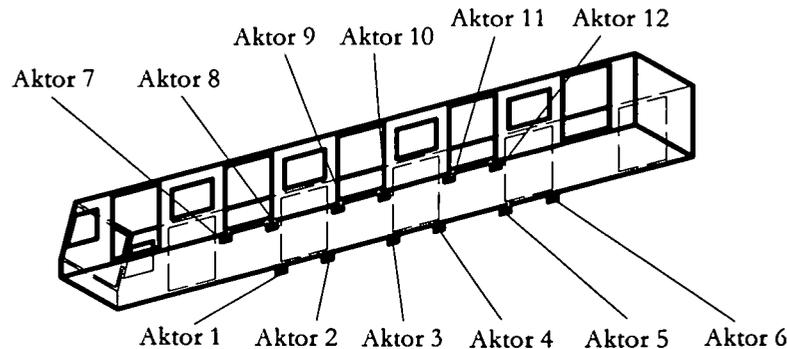


Bild 9.19 Positionierung der Aktorelemente an der Wagenkastenstruktur (Ansicht von unten). Die Sensoren sind an den gleichen Stellen wie die Aktoren positioniert

Nach Prüfung dieser Kriterien werden daher die Ränder der Türausschnitte der jeweils inneren drei Türen am unteren Langträger als Einbauorte ausgewählt (Bild 9.19).

9.3.4 Regelkonzept

Es wird eine Zustandsvektorrückführung mit Polvorgabe verwendet. Da vor allem die erste vertikale Biegeeigenfrequenz, die erste Torsionseigenfrequenz sowie die Querverziehung einen großen Einfluss auf den Fahrkomfort ausüben, soll bei diesen drei Eigenfrequenzen die Dämpfung erhöht werden. Durch die Regelung wird die Dämpfung bei den geregelten Frequenzen von der nach gängigen Abschätzungen angenommenen Strukturdämpfung von 2% auf 30% angehoben.

Zur Rekonstruktion der als Zustandsgrößen gewählten Modalkoordinaten und ihrer Ableitungen wird ein Beobachter eingesetzt. Da der Luenberger-Beobachter nicht die erforderliche Robustheit aufweist, wird ein LQ-Beobachter eingesetzt. Zum Vergleich wird auch eine Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter realisiert. Dies kann nur in der Simulation durchgeführt werden, da hier direkt auf die als Zustandsgrößen gewählten, physikalisch nicht messbaren, Modalkoordinaten zugegriffen werden kann. Bei dem realisierten Beobachter handelt es sich um einen Beobachter reduzierter Ordnung, d. h. es werden nicht alle modellierten Zustandsgrößen rekonstruiert (Bild 9.20).

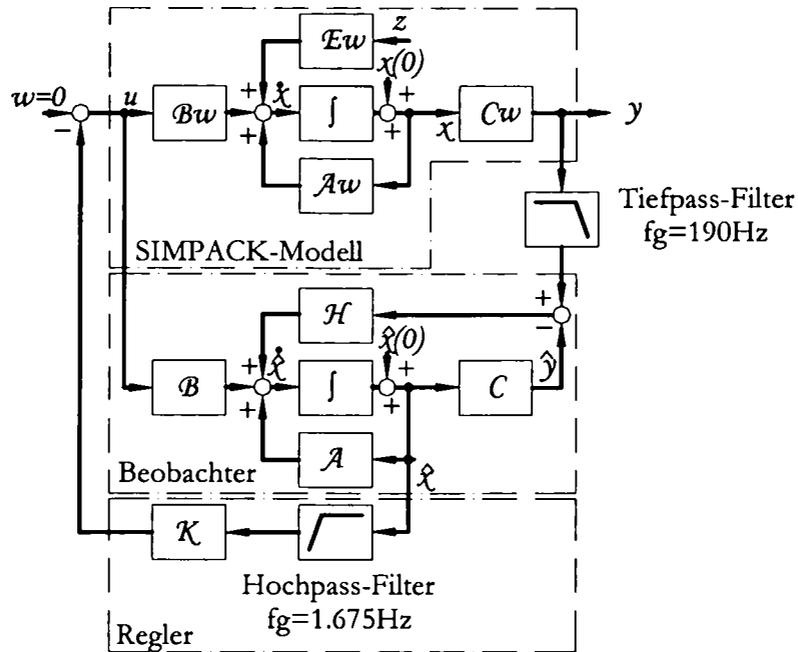


Bild 9.20 Struktur des Regelkreises mit einem Beobachter reduzierter Ordnung

Zur weiteren Annäherung eines realistischen Regelsystems werden die Sensorsignale durch einen Tiefpass-Filter mit einer Grenzfrequenz von 190 Hz (Filterung hochfrequenter Störungen) und die rekonstruierten Zustandsgrößen mit einem Hochpass-Filter mit einer Grenzfrequenz von 1.675 Hz (Filterung der statischen Verformung) verändert. Die Darstellung der Simulationsergebnisse erfolgt in Kapitel 10.3.

Kapitel 10

Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden der Entwurf und die Funktion eines aktiven Schwingungsreduktionssystems zuerst am zuvor erläuterten Modell eines Kragträgers untersucht. Ausgehend davon wird dann der Wagenkasten eines Schienenfahrzeugs entsprechend der zuvor gezeigten Modellbildung als Balken angenähert und die Wirkung des aktiven Schwingungsreduktionssystems anhand dieses Beispiels untersucht. Schlussendlich wird die aktive Schwingungsreduktion am Modell eines real ausgeführten Metro-Wagenkastens untersucht. Basierend auf einem FE-Modell des Wagenkastens wird – wie in den vorangegangenen Kapiteln erläutert – eine Modalreduktion durchgeführt. Die damit erhaltene Darstellung des Wagenkastens im modalen Zustandsraum wird für die Reglerauslegung verwendet. Zur Untersuchung des Verhaltens des Schwingungsreduktionssystems wird zuerst ein numerisches Modell des Wagenkastens allein betrachtet. Danach wird die Leistungsfähigkeit des Systems an einem Gesamtfahrzeug – bestehend aus dem Wagenkasten und den beiden zugehörigen Drehgestellen – bei der Fahrt auf einer Strecke mit synthetischen Gleislagefehlern untersucht.

10.1 Kragträger

In der Simulation erfolgt eine Anregung des Kragträgers am freien Ende mit einer Kraft der Form $F(t)=F_0\sin(\omega t)$. Die Anregung erfolgt dabei mit einer Frequenz, die gleich einer der durch die Regelung beeinflussten Eigenfrequenzen des Trägers ist. Nach Erreichen des Einschwingzustandes wird die Regelung aktiviert und der Ausschlag des Balkens am freien Ende berechnet (Bild 10.1, Bild 10.2, Bild 10.3, Bild 10.4, Bild 10.5 und Bild 10.6). Die Modalkoordinaten sind ein Maß für den Anteil der jeweiligen Biegeeigenform an der Auslenkung.

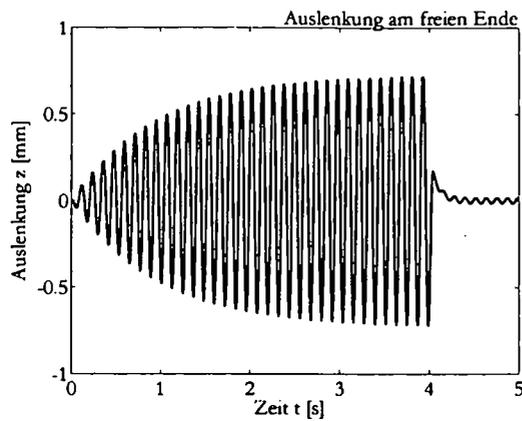


Bild 10.1 Auslenkung am freien Ende bei Anregung mit der ersten Biegeeigenfrequenz. Aktivieren der Regelung bei $t=4$ s

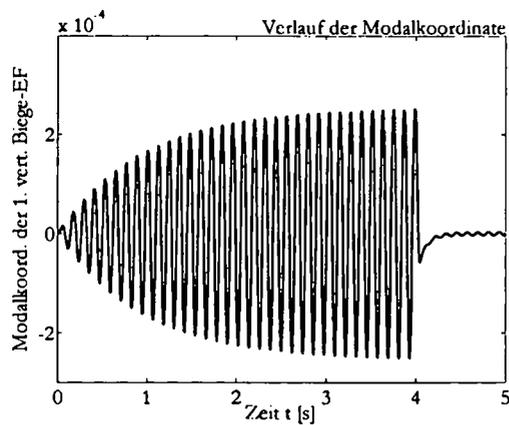


Bild 10.2 Verlauf der Modalkoordinate der ersten Biegeeigenform. Einschalten der Regelung bei $t=4$ s

Die Auslenkung zufolge einer Anregung mit der ersten Biegeeigenfrequenz kann durch das Aktivieren der Regelung fast vollständig unterdrückt werden.

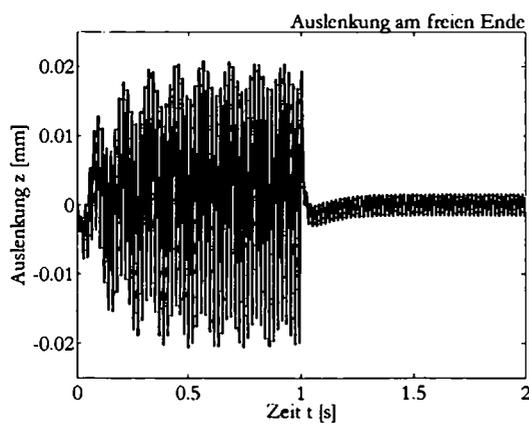


Bild 10.3 Auslenkung am freien Ende bei Anregung mit der zweiten Biegeeigenfrequenz. Aktivieren der Regelung bei $t=1$ s

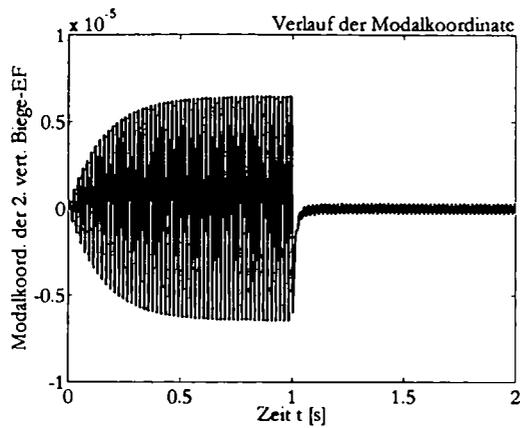


Bild 10.4 Verlauf der Modalkoordinate der zweiten Biegeeigenform. Einschalten der Regelung bei $t=1$ s

Auch bei einer Anregung mit der zweiten Biegeeigenfrequenz kann die Schwingung durch die Regelung unterdrückt werden. Durch die Position, an der die Einleitung der Anregungskraft stattfindet, kommt es auch zu einer Anregung der ersten Biegeeigenform. Dies kann man am Diagramm der Auslenkung am freien Ende erkennen.

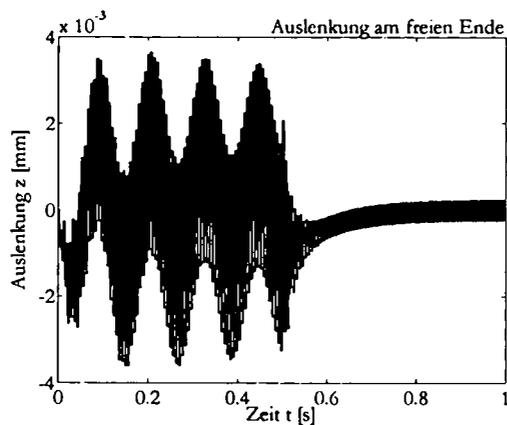


Bild 10.5 Auslenkung am freien Ende bei Anregung mit der dritten Biegeeigenfrequenz. Aktivieren der Regelung bei $t=0.5$ s

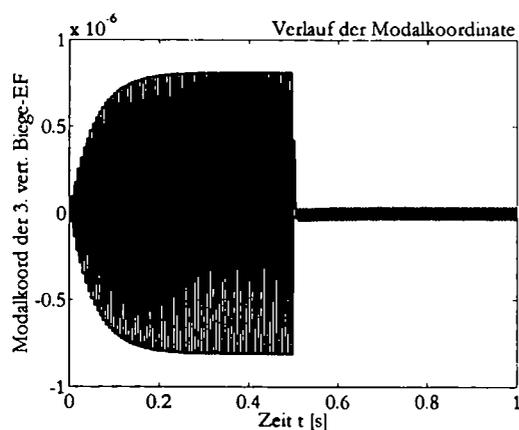


Bild 10.6 Verlauf der Modalkoordinate der dritten Biegeeigenform. Aktivieren der Regelung bei $t=0.5$ s

Bei Anregung mit der dritten Biegeeigenfrequenz kommt es durch die Mitanregung der ersten Biegeeigenfrequenz, bedingt durch die Position der Einleitungsstelle der Anregungskraft, zu einer Überlagerung mit einer niederfrequenten Schwingung. Auch in diesem Fall erweist sich die aktive Schwingungsreduktion als effektiv bei der Verringerung der Auslenkung.

10.2 Vereinfachtes Fahrzeugmodell

Bei der Simulation wird die Fahrt des Fahrzeugs auf einem geraden Gleisabschnitt mit gemessener Gleislage (von SIMPACK [29] zur Verfügung gestellte Messwerte eines Abschnittes der Strecke Hannover-Würzburg) und einer Geschwindigkeit von $v=35$ m/s berechnet. Die Beschleunigung wird an drei Messpunkten am Balken ermittelt (Bild 10.7 und Bild 10.8).

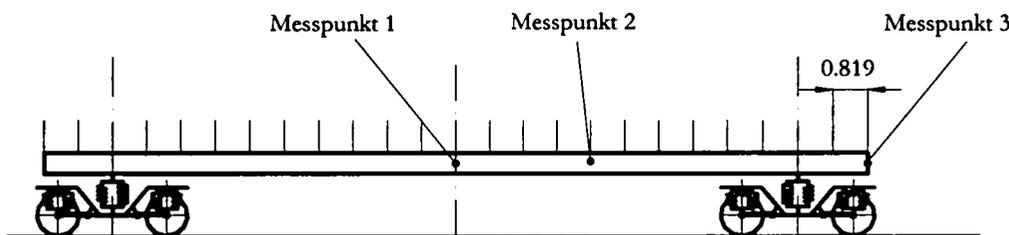


Bild 10.7 Position der Messpunkte am Fahrzeug mit ungeschwächtem Querschnitt des Ersatzbalkens

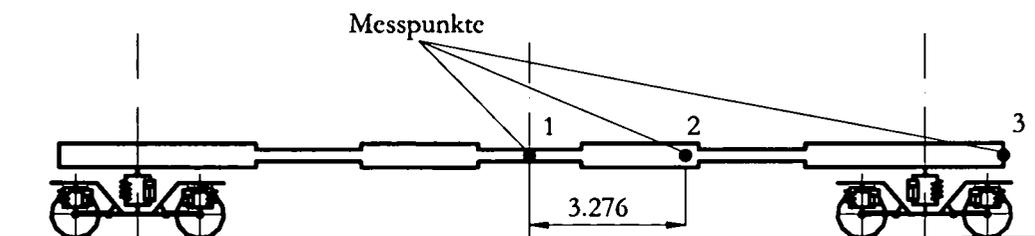


Bild 10.8 Position der Messpunkte am Fahrzeug mit geschwächtem Querschnitt des Ersatzbalkens

Als Vergleichsobjekte für die Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion werden die Extremfälle eines Fahrzeuges mit flexiblem Ersatzbalken ohne Schwingungsreduktion und eines Fahrzeug mit starrem Wagenkasten herangezogen. Die Beurteilung der Wirksamkeit erfolgt einerseits durch einen Vergleich der Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen an den Messpunkten, andererseits durch einen Vergleich der nach ISO 2631 [z. B. 1] komfortbewerteten Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen. Durch die Bewertung nach

ISO 2631 wird die frequenzabhängige Schwingungswahrnehmung des Menschen berücksichtigt. Dabei wird der Frequenzbereich zwischen 4 Hz und 8 Hz maximal gewichtet.

Für das Fahrzeug mit dem ungeschwächten Ersatzbalkenquerschnitt ergeben sich damit die folgenden Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen $a_{Z,RMS}$ nach einer Fahrtdauer von 50 s an den drei Messpunkten (Bild 10.9)

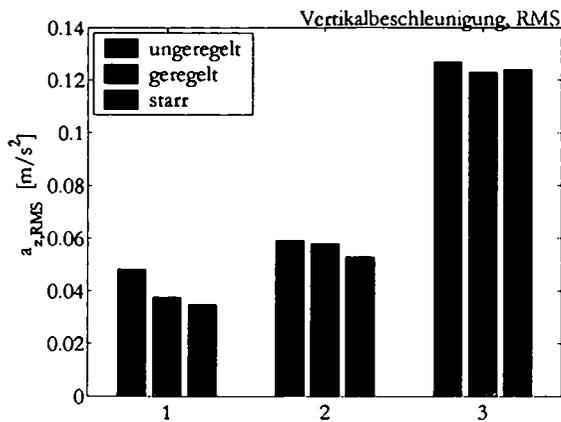


Bild 10.9 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigung am Messpunkt 1, 2 und 3 (von links nach rechts) jeweils für den flexiblen Ersatzbalken ohne Regelung, den flexiblen Ersatzbalken mit Regelung und den starren Wagenkasten

Besonders am Messpunkt 1 in der Fahrzeugmitte ist dabei der Einfluss der elastischen Verformung auf die Beschleunigung zu erkennen. Betrachtet man die nach ISO 2631 bewerteten Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen $a_{Z,RMS}$, so erhält man die in Bild 10.10 dargestellten Resultate.

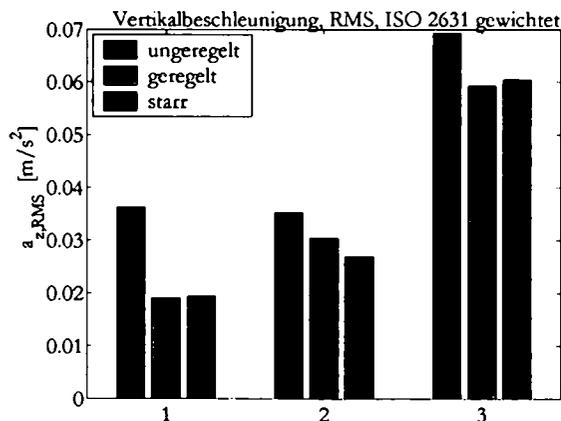


Bild 10.10 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigung am Messpunkt 1, 2 und 3 (von links nach rechts) jeweils für den flexiblen Ersatzbalken ohne Regelung, den flexiblen Ersatzbalken mit Regelung und den starren Wagenkasten

Vergleicht man die Ergebnisse für die nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigung, so wird die Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion noch deutlicher, da die besonders stark angeregte erste vertikale Biegeeigenfrequenz in der Nähe des maximal gewichteten Frequenzbereichs von 4-8 Hz liegt.

Besonders deutlich zu erkennen ist die erhöhte Dämpfung der vertikalen Biegeeigenfrequenzen bei der Betrachtung des Spektrums der Vertikalbeschleunigung, hier exemplarisch am Messpunkt 1 (Bild 10.11).

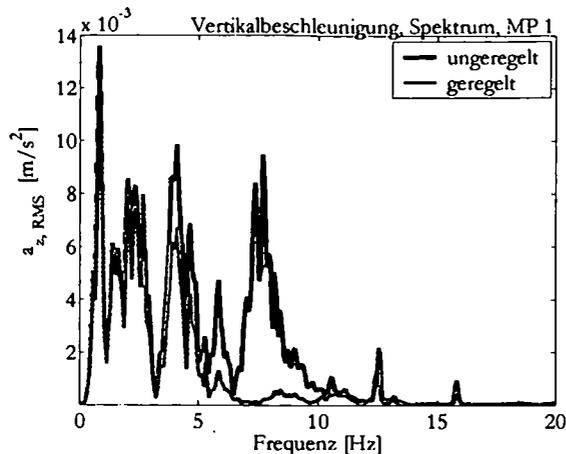


Bild 10.11 Spektrum der Vertikalbeschleunigung am Messpunkt 1. Die Spitze bei ca. 8,5 Hz entspricht der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz

Ein ähnliches Bild ergibt sich für den Ersatzbalken mit geschwächtem Querschnitt. Durch die Querschnittsschwächung liegt die erste vertikale Biegeeigenfrequenz niedriger als im Fall des Trägers mit ungeschwächtem Querschnitt. Die Differenz zwischen flexiblem und starrem Träger und damit die durch die aktive Schwingungsreduktion erzielbare Verringerung der Beschleunigungen ist dadurch noch größer.

Für die nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen erhält man nach einer Fahrt-dauer von 30 s so die folgenden Ergebnisse (Bild 10.12).

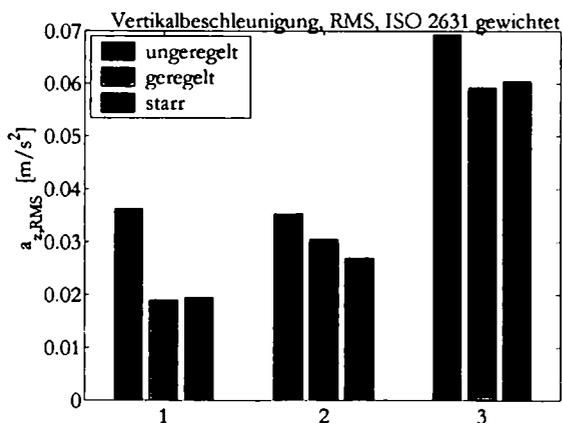


Bild 10.12 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigung am Messpunkt 1, 2 und 3 (von links nach rechts) jeweils für den flexiblen Ersatzbalken ohne Regelung, den flexiblen Ersatzbalken mit Regelung und den starren Wagenkasten

Wie man aus den angeführten Ergebnissen erkennt, kann durch die aktive Schwingungsreduktion eine deutliche Verringerung der auftretenden Beschleunigungen erreicht werden.

Dabei wird eine Annäherung an den Optimalfall des Fahrzeugs mit starrem Wagenkasten erreicht.

Allerdings bestätigt sich bei Detailuntersuchungen, dass der verwendete Luenberger-Beobachter sehr empfindlich auf Modellunsicherheiten reagiert. In der Realität ergeben sich solche Abweichungen aus mehreren Quellen:

- Das verwendete Modell wird durch Modalreduktion gewonnen. Der Einfluss höherer Eigenformen wird dabei vernachlässigt. Durch die hohe Empfindlichkeit des Luenberger-Beobachters auf Modellunsicherheiten können bereits kleine Abweichungen, die durch diese getroffene Vernachlässigung hervorgerufen werden, zum Versagen der Rekonstruktion führen. Aus diesem Grund wurde auch die in Kapitel 9.1.4 angeführte Annahme getroffen, dass die Berechnung der Sensorsignale mit einer reduzierten Matrix erfolgt.
- Durch Unsicherheiten in der Modellierung (z. B. Berücksichtigung des Innenausbaus eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens in der FE-Modellierung), Bauleranzen, etc. ergeben sich Abweichungen zwischen der Lage der Eigenfrequenzen im Modell und den an der realen Struktur gemessenen Eigenfrequenzen.
- Im realen Betrieb kommt es zur Überlagerung der Messsignale durch Störrauschen
- Unterschiedliche Besetzungsgrade beeinflussen das Schwingungsverhalten des Wagenkastens. Das für den Beobachter verwendete Modell gibt daher nur ein festgelegtes Beladungsszenario wieder.

Aus diesem Grund erweist sich der Luenberger-Beobachter bei der Anwendung der aktiven Schwingungsreduktion für einen Wagenkasten trotz der guten Ergebnisse im Idealfall als weniger geeignete Lösung für die Rekonstruktion der Zustandsgrößen. Aus diesem Grund wird in den folgenden Beispielen ein LQ-Beobachter verwendet, mit dem die Robustheitsanforderungen erfüllt werden können.

10.3 Realer Wagenkasten

Es werden zwei unterschiedlich Szenarien simuliert: Im ersten Fall erfolgt die Schwingungsanregung des Wagenkastens allein durch Einleitung von Kräften an den Sekundärfederanlenkpunkten.

Im zweiten Fall wird der Wagenkasten mit den zugehörigen Drehgestellen verbunden und die Fahrt auf einer vorgegebenen Strecke simuliert. Die Krafteinleitung erfolgt daher nicht nur an den Sekundärfederanlenkpunkten, sondern auch an den Befestigungspunkten von Querdämpfern, Wankstabilisator und Längsmittnahme.

In beiden Fällen erfolgt eine Auswertung durch Berechnung der auftretenden Vertikalbeschleunigung an insgesamt neun Messpunkten am Fahrzeugboden (Bild 10.13)

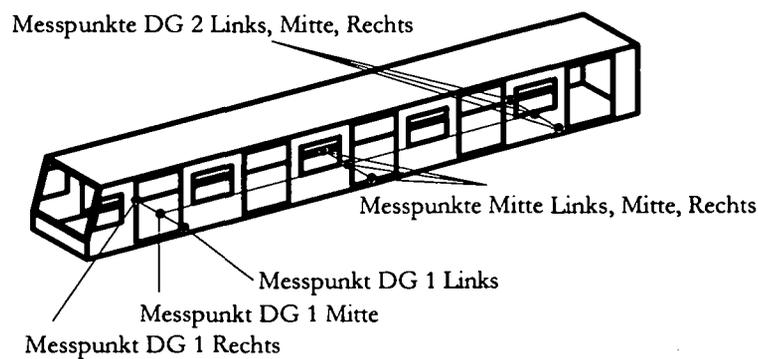


Bild 10.13 Anordnung der Messpunkte am Wagenkasten. Die Messpunkte befinden sich über den Drehgestellen und in der Mitte zwischen den Drehgestellen jeweils links, in der Fahrzeugmitte und rechts

10.3.1 Schwingungsanregung des Wagenkastens ohne Drehgestelle

Hier wird die Schwingungsanregung nur durch die Einleitung von Kräften an den Anlenkpunkten der Sekundärfedern untersucht. Es werden zwei Szenarien berechnet:

- Anregung der ersten Biegeeigenform (Bild 10.14)

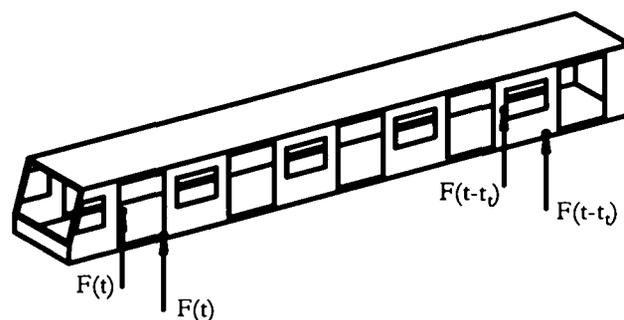


Bild 10.14 Krafteinleitung in die Wagenkastenstruktur zur Anregung der ersten Biegeeigenform

- Anregung der ersten Torsionseigenform (Bild 10.15)

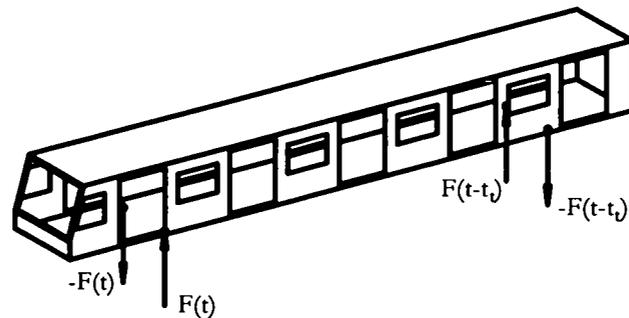


Bild 10.15 Krafteinleitung in die Wagenkastenstruktur zur Anregung der ersten Torsionseigenform

Dabei ist der Zeitverlauf der am zweiten Drehgestell aufgebrachtten Kräfte gleich dem Zeitverlauf der am ersten Drehgestell aufgebrachtten Kräfte. Es erfolgt aber eine Verzögerung um die Zeitspanne t_i . Damit wird die bei einer Fahrt des Fahrzeugs auf einer Strecke auftretende Verzögerung zwischen dem Passieren einer Störung durch das vordere und dem Passieren durch das hintere Drehgestell dargestellt.

Die Schwingungsanregung erfolgt durch eine stochastische Kraft $F(t)$. Um die Filterung einer Gleislagestörung durch Primär- und Sekundärstufe der Drehgestelle näherungsweise abzubilden, wird ein stochastisches Signal („weißes Rauschen“) durch einen Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 10 Hz gefiltert, bevor es an der Struktur als Kraft aufgebracht wird. Das Spektrum der Anregung ergibt sich dann nach (Bild 10.16). Da die Anregung nur während eines kurzen Zeitintervalls von $t=5$ s betrachtet wird, ergibt sich dabei der für „weißes Rauschen“ erwartete, gleichmäßig über die Frequenzen verteilte Verlauf nur annähernd.

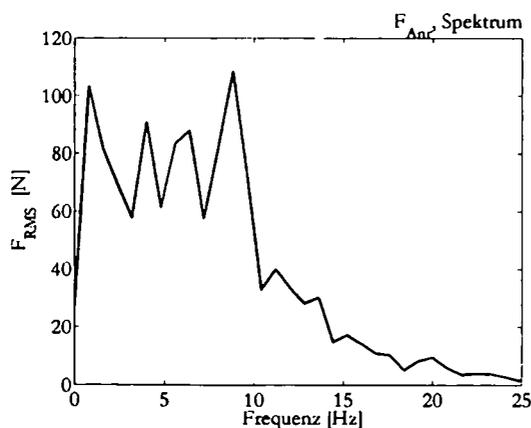


Bild 10.16 Spektrum der Schwingungsanregung

Zur Auswertung werden die Effektivwerte der auftretenden Vertikalbeschleunigungen an den neun Messpunkten berechnet. Es wird ein Vergleich gezogen zwischen einem Wagenkasten ohne aktive Schwingungsreduktion, dem theoretischen Fall eines Wagenkastens mit

aktiver Schwingungsreduktion durch eine Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter und einer real ausführbaren Schwingungsreduktion mit LQ-Beobachter. Für den Fall der Biegeanregung ergeben sich damit die folgenden Resultate (Bild 10.17, Bild 10.18 und Bild 10.19)

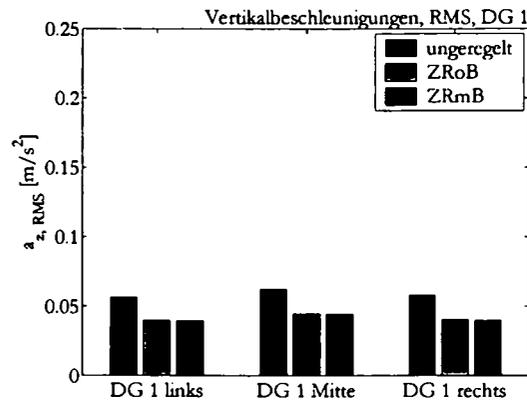


Bild 10.17 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Biegeanregung über dem Drehgestell 1. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

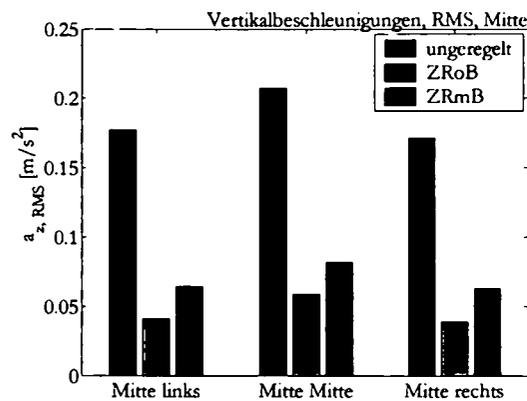


Bild 10.18 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Biegeanregung in der Mitte zwischen den Drehgestellen. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

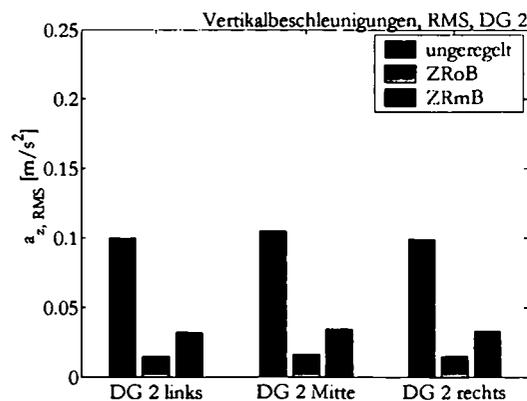


Bild 10.19 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Biegeanregung über dem Drehgestell 2. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Wie zu erwarten lässt sich die größte Verbesserung an den Messpunkten in der Mitte zwischen den Drehgestellen erzielen. Die Schwingungsdämpfung mit Beobachter erzielt etwas schlechtere Ergebnisse als der theoretische Fall ohne Beobachter. Dies beruht auf der ungenauen Rekonstruktion der Zustandsgrößen durch den LQ-Beobachter. Dafür bietet der LQ-Beobachter allerdings ein hohes Maß an Robustheit.

Das minimal bessere Abschneiden der Zustandsvektorrückführung mit Beobachter gegenüber der Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter über dem Drehgestell 1 links und rechts wird dadurch verursacht, dass es im Fall der Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter aufgrund der durch den unsymmetrischen Wagenkastenaufbau verursachten unsymmetrischen – und im Vergleich zur Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter deutlich größeren – Aktorkräfte zu einer geringfügigen Anregung einer höheren Torsionseigenform kommt.

Im Fall der Torsionsanregung werden die folgenden Resultate erzielt (Bild 10.20, Bild 10.21 und Bild 10.22)

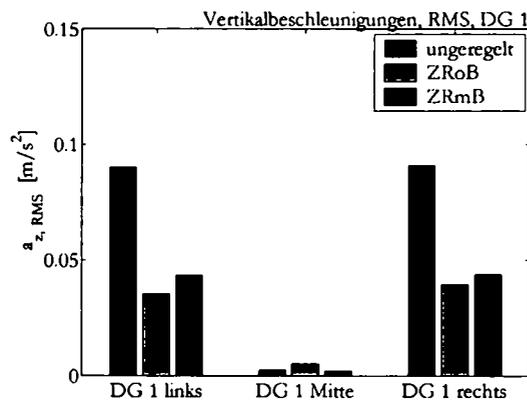


Bild 10.20 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Torsionsanregung über DG 1. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

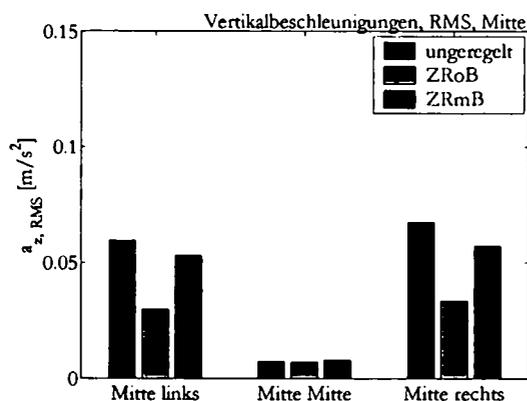


Bild 10.21 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Torsionsanregung in der Mitte zwischen den Drehgestellen. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

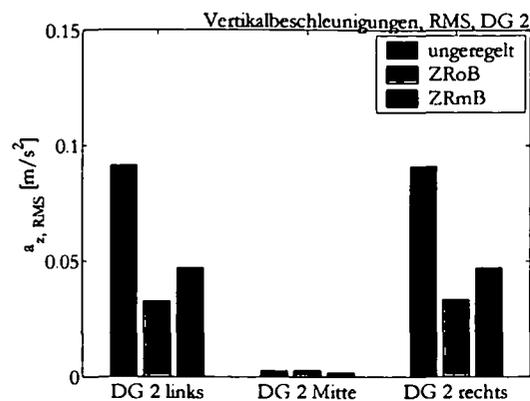


Bild 10.22 Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen bei Torsionsanregung über dem Drehgestell 2. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Auch im Fall der Torsionsanregung ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei der Biegeanregung, allerdings mit deutlicheren Abweichungen zwischen der Zustandsvektorrückführung mit und ohne Beobachter. Durch die aktive Schwingungsreduktion sind zum Teil beträchtliche Verringerungen der Beschleunigungswerte möglich. Die geringfügige Verschlechterung der Beschleunigungswerte über den Drehstellen in Fahrzeugmitte im Fall der Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter ist wieder auf die Anregung einer höheren Eigenform zurückzuführen.

Die vor allem bei der Biegeanregung auftretenden deutlichen Abweichungen zwischen den Beschleunigungen über dem Drehgestell 1 und dem Drehgestell 2 ergeben sich aus dem unsymmetrischen Aufbau des Wagenkastens (Endwagen mit einem Führerstand an einem Ende).

10.3.2 Simulation der Fahrt eines Gesamtfahrzeugs

Bei der Simulation des Gesamtfahrzeugs wird ein Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit aktiver und einem Fahrzeug ohne aktive Schwingungsreduktion gezogen. Es werden zwei verschiedene Szenarien untersucht:

- Geradeausfahrt auf einem Gleis mit synthetischen Gleislagefehlern. Dies dient zur Beurteilung der Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion.
- Fahrt auf einer Strecke bestehend aus einem geraden Abschnitt, einem Kurveneingang, einer Kurve (mit Überhöhung) und dem Übergang auf einen geraden Abschnitt. Auch hier findet eine Schwingungsanregung durch synthetische Gleislagefehler statt. Es soll vor allem geprüft werden, ob die Entgleisungssicherheit von der Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion auf das Torsionsverhalten des Wagenkastens beeinflusst wird.

10.3.2.1 Geradeausfahrt

Es wird die Fahrt des Gesamtfahrzeugs auf einem geraden Gleisabschnitt simuliert. Die Geschwindigkeit wird mit $v=22.22$ m/s gewählt. Als Anregung wird eine synthetische Gleislage mit Längshöhenfehlern (vertikal), Querhöhenfehlern (Rotation des Gleises um die Längsachse) und Richtungsfehlern (lateral) gewählt. Die Anregung ist stochastisch und wird durch eine spektrale Leistungsdichte entsprechend DB High beschrieben [29].

Die gewählten Gleislagefehler befinden sich für die gewählte Geschwindigkeit noch im realistischen Bereich, sie stellen aber einen Extremfall mit sehr schlechter Gleislagequalität dar.

Zur Auswertung der Ergebnisse erfolgt wieder die Berechnung der Vertikalbeschleunigungen an den neun in Bild 10.13 bezeichneten Messpunkten. Es wird ein Vergleich zwischen einem Fahrzeug ohne aktives Schwingungsreduktionssystem, einem Fahrzeug mit aktivem Schwingungsreduktionssystem sowie einem Fahrzeug, bei dem die aktive Schwingungsreduktion durch den nur theoretisch möglichen Fall der Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter realisiert wird, gezogen. Dabei werden sowohl die nach ISO 2631 bewerteten Beschleunigungen wie auch die Spektren der Beschleunigungen verglichen.

Weiters werden die auftretenden Aktorkräfte und der auftretende Aktorhub ermittelt. Damit kann ein Überblick über die an einen real ausgeführten Aktor gestellten Anforderungen gewonnen werden.

Es werden sechs Fälle untersucht:

- Fahrzeug mit unverändertem Wagenkasten. Hier wird die Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion für den Fall untersucht, dass das bei der Reglerauslegung verwendete Modell mit dem Wagenkastenmodell übereinstimmt.
- Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 1. Es wird die Robustheit des Reglers gegenüber geringfügigen Modellabweichungen bei einer Erhöhung der Eigenfrequenzen untersucht.
- Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 2. Die Robustheit gegenüber großen Modellabweichungen bei einer Erhöhung der Eigenfrequenzen wird untersucht.
- Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Die Robustheit bei einer Verringerung der Eigenfrequenzen wird untersucht.

- Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 50%
- Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 100%

Fahrzeug mit unverändertem Wagenkasten

Für den Wagenkasten wird das auch für die Reglerauslegung verwendete Modell eingesetzt. Es gibt keine Abweichungen zwischen dem in der Simulation verwendeten und dem für die Auslegung verwendeten Wagenkastenmodell. Für die nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen ergibt sich nach einer Fahrzeit von 36 s das folgende Ergebnis (Bild 10.23, Bild 10.24 und Bild 10.25):

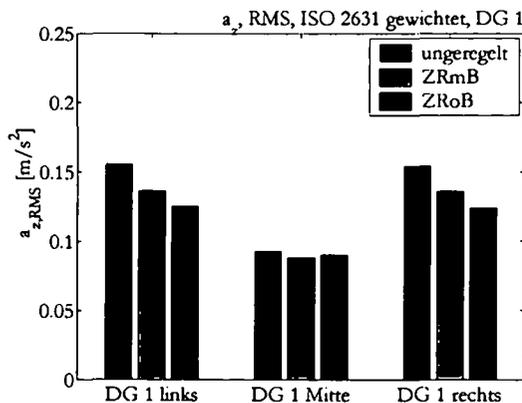


Bild 10.23 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

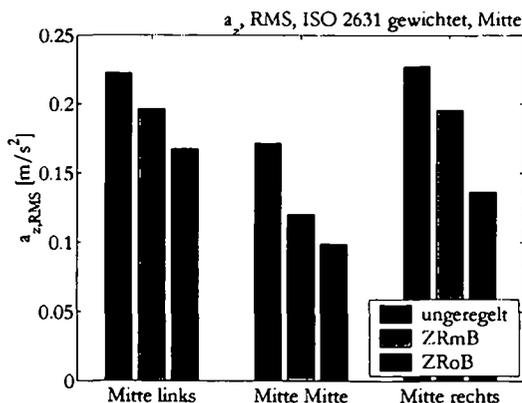


Bild 10.24 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen in der Mitte zwischen den Drehgestellen (von links nach rechts). ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

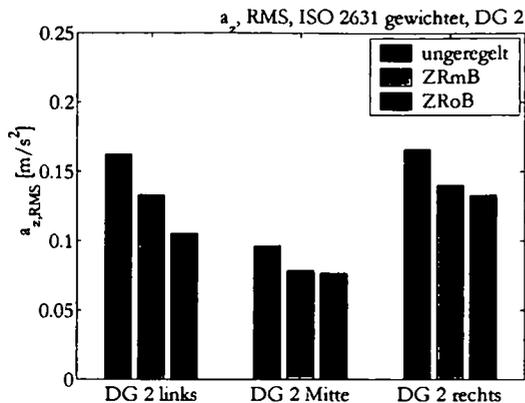


Bild 10.25 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 2. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Über dem vorderen Drehgestell ist die durch die aktive Schwingungsreduktion erzielbare Verbesserung des Fahrkomforts gering. Die Ursache dafür ist der geringe Anteil der elastischen Wagenkastenverformung an der Vertikalbeschleunigung an diesen drei Messpunkten, wie man bei Betrachtung der Spektren der Vertikalbeschleunigungen (Bild 10.26, Bild 10.27 und Bild 10.28) erkennen kann.

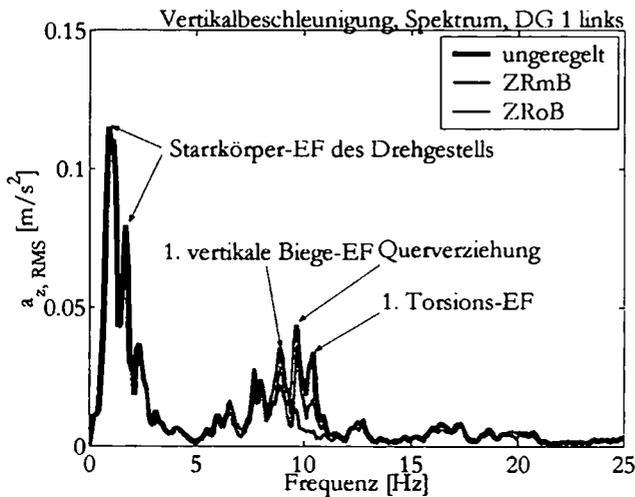


Bild 10.26 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 links. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Wie man in Bild 10.26 (wie auch in allen folgenden Darstellungen) erkennen kann, enthält die Vertikalbeschleunigung im wesentlichen Anteile in zwei Frequenzbereichen. Einerseits den durch die Lage der Drehgestelleigenfrequenzen (vor allem der Sekundärfedern) bestimmten Bereich von 0 bis 2.5 Hz. Andererseits den Bereich der Wagenkasteneigenfrequenzen, der beim betrachteten Fahrzeug hauptsächlich zwischen etwa 7 und 15 Hz liegt. Durch das aktive Schwingungsreduktionssystem werden – wie man auch Bild 10.26 entnehmen kann – nur die Schwingungen des Wagenkastens beeinflusst. Daher ist das Spektrum der Vertikalbeschleunigung im Bereich von 0 bis etwa 7 Hz deckungsgleich für das Fahrzeug ohne aktive Schwingungsunterdrückung und die Fahrzeuge mit den unterschied-

lichen Varianten der aktiven Schwingungsunterdrückung. Eine Verbesserung des Fahrzeugverhaltens in diesem Frequenzbereich kann z. B. durch die Einführung einer aktiven Sekundärfederstufe erzielt werden [z. B. 5].

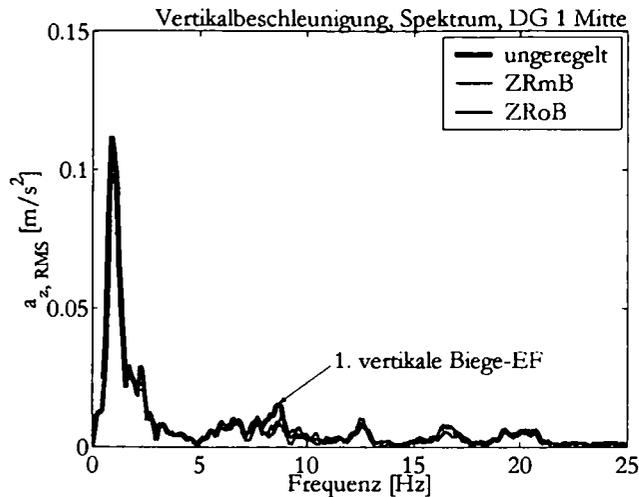


Bild 10.27 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 in der Mitte. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter. Wie man klar erkennen kann, gibt es praktisch keinen Anteil der elastischen Wagenkastenverformung an der Vertikalbeschleunigung

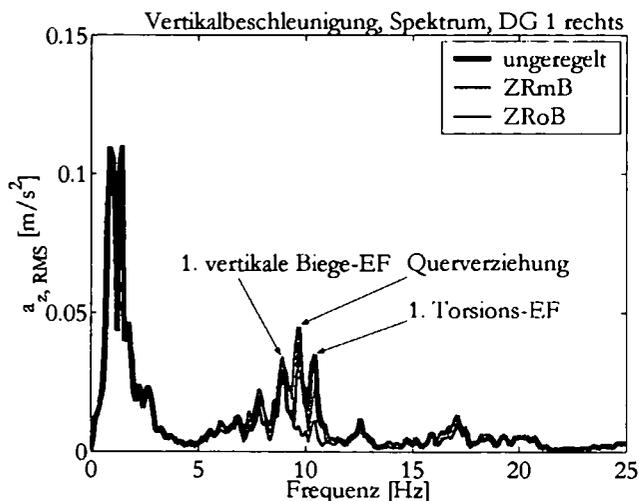


Bild 10.28 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 rechts. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Da die elastische Verformung des Wagenkastens über dem Drehgestell 1 nur einen geringen und über dem Drehgestell 1 in Fahrzeugmitte sogar praktisch keinen Einfluss auf die Beschleunigungen aufweist, kann eine Erhöhung der Dämpfung der Eigenfrequenzen des Wagenkastens daher auch nur eine geringe Verbesserung bringen. Dies stimmt auch mit den in Bild 10.23 bis Bild 10.25 gezeigten nach ISO 2631 bewerteten Effektivwerten der Vertikalbeschleunigung an diesen Punkten überein.

Deutlicher ist die Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion in der Mitte zwischen den Drehgestellen, insbesondere in der Fahrzeugmitte. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Anteil der elastischen Wagenkastenverformung an der Vertikalbeschleunigung hier eine ähnliche Größenordnung aufweist wie der Anteil der Drehgestell-Eigenfrequenzen. Während die Dämpfung der vertikalen Biegeeigenfrequenz auch mit Beobachter erfolgreich ist (erkennbar vor allem am Beschleunigungswert in Fahrzeugmitte), gelingt die Dämpfung der Querverziehung bei der Zustandsvektorrückführung mit Beobachter weniger gut. Dies stimmt auch mit den am Wagenkasten ohne Drehgestelle erzielten Ergebnissen überein und ist insbesondere in den Beschleunigungsspektren erkennbar (Bild 10.29, Bild 10.30 und Bild 10.31).

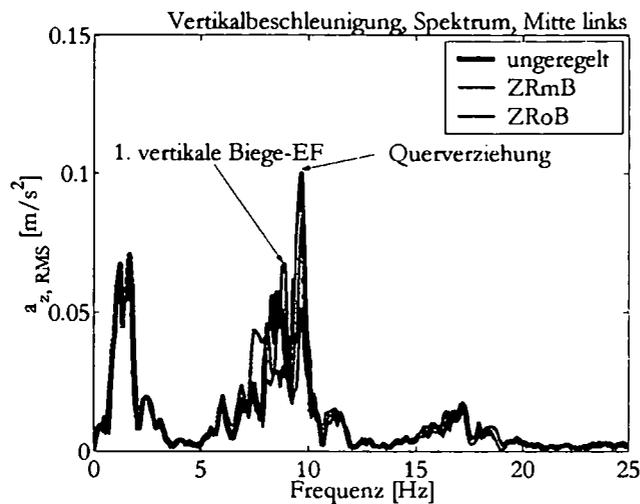


Bild 10.29 Spektrum der Vertikalbeschleunigung in der Mitte zwischen den Drehgestellen links. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Die hohe Wirksamkeit des aktiven Schwingungsreduktionssystems bei der Dämpfung der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz ist in Bild 10.30 sehr gut zu erkennen.

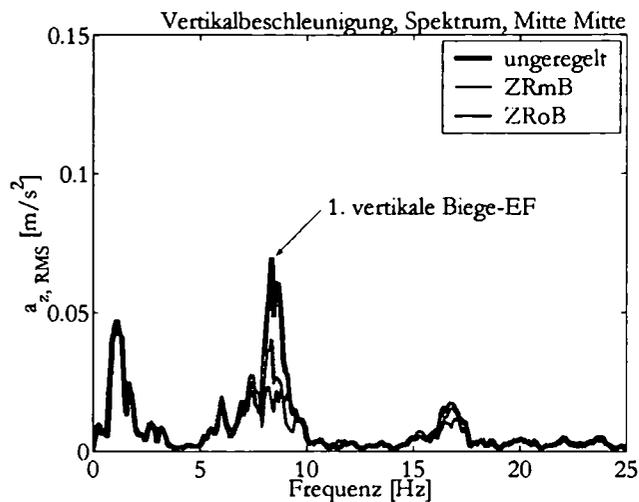


Bild 10.30 Spektrum der Vertikalbeschleunigung in der Mitte zwischen den Drehstellen auf Fahrzeuglängsachse. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

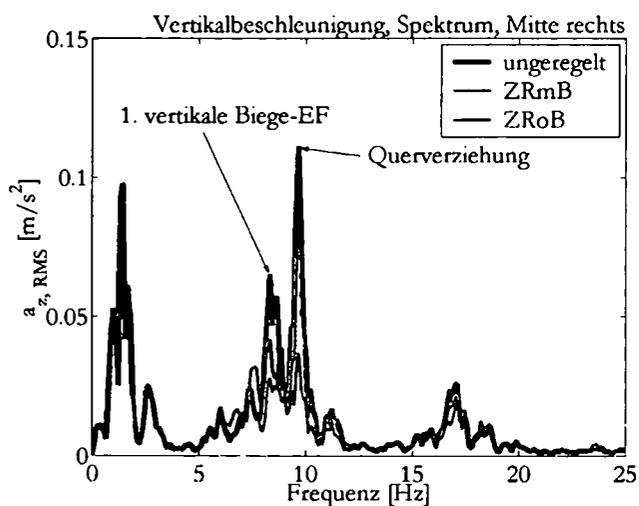


Bild 10.31 Spektrum der Vertikalbeschleunigung in der Mitte zwischen den Drehstellen rechts. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Aufgrund der Asymmetrie des Fahrzeugs kann, anders als über dem vorderen Drehgestell, über dem hinteren Drehgestell eine deutliche Reduktion der Beschleunigungswerte beobachtet werden. Wie in den vorangegangenen Fällen ist die Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion bei der Torsionseigenfrequenz und bei der Querverziehung im Fall der Zustandsvektorrückführung mit Beobachter geringer als bei der Biegeeigenfrequenz (Bild 10.32, Bild 10.33 und Bild 10.34).

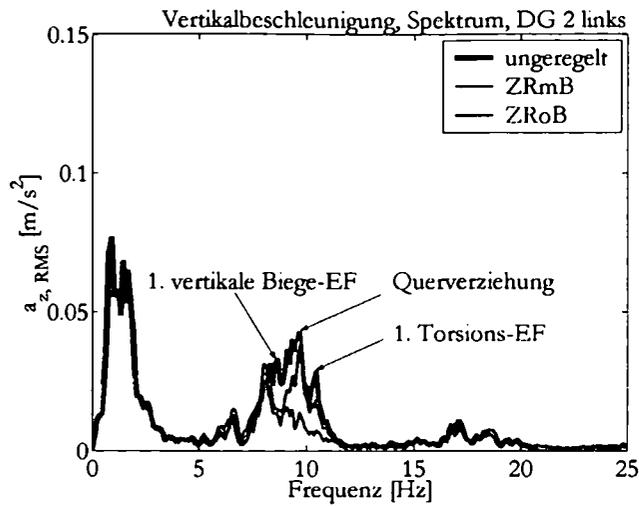


Bild 10.32 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2 links. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

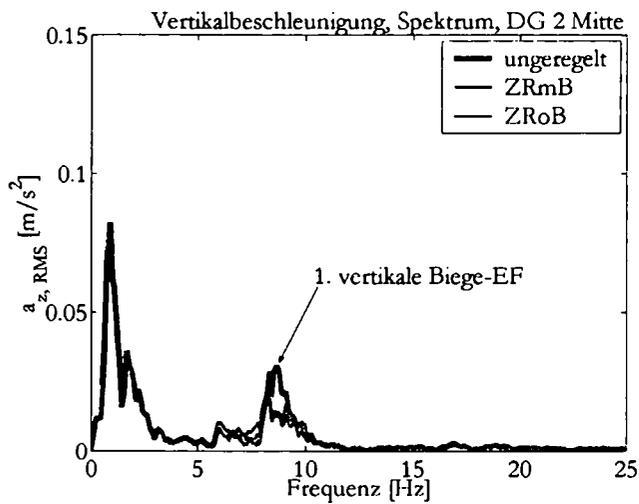


Bild 10.33 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2 in der Fahrzeugmitte. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

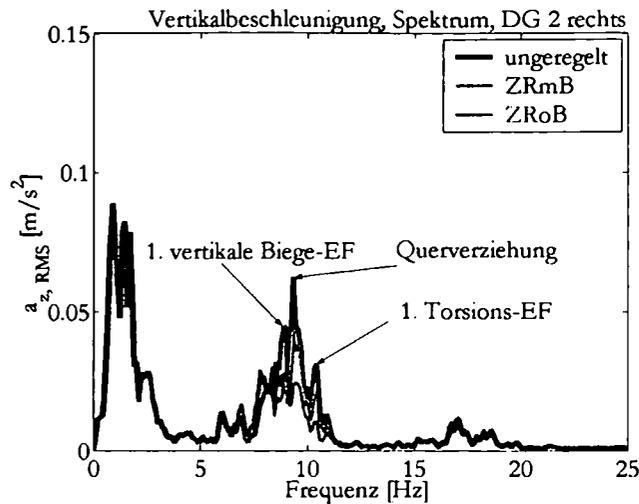


Bild 10.34 Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2 rechts. ZRoB bezeichnet die Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter, ZRmB die Zustandsvektorrückführung mit Beobachter

Unter den simulierten Bedingungen tritt bei dem am stärksten beanspruchten Aktor (Aktor 10 im Fall der Zustandsvektorrückführung mit Beobachter, Aktor 11 im Fall der Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter) der folgende Belastungsverlauf (Bild 10.35 und Bild 10.36) und Aktorhub (Bild 10.37 und Bild 10.38) auf.

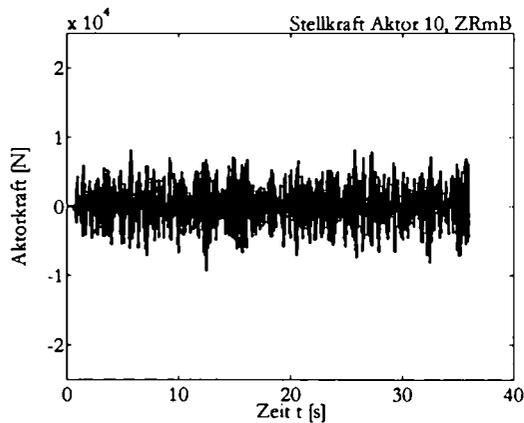


Bild 10.35 Verlauf der Stellkraft am Aktor 10 bei Zustandsvektorrückführung mit Beobachter. Der Betrag der maximal auftretenden Stellkraft ist kleiner als 10 kN

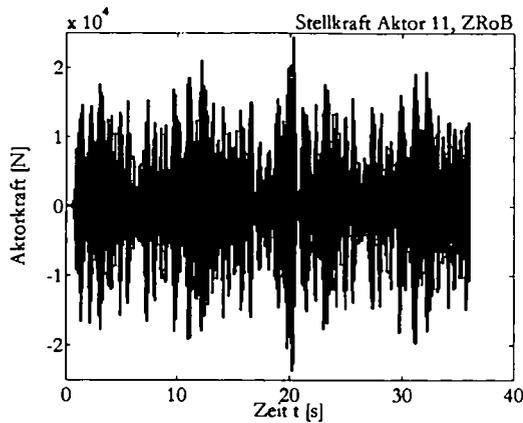


Bild 10.36 Verlauf der Stellkraft am Aktor 11 bei Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter. Der Betrag der maximal auftretenden Stellkraft bleibt hier unter 25 kN

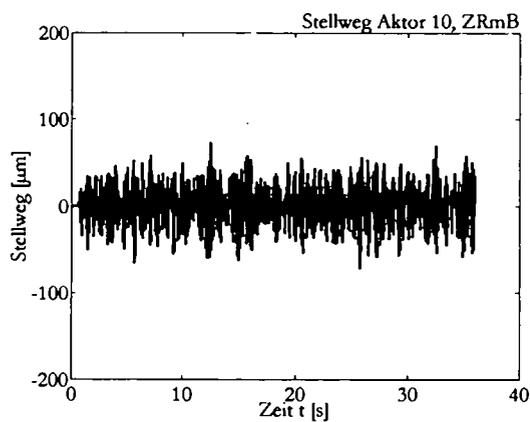


Bild 10.37 Verlauf des Stellwegs am Aktor 10 bei Zustandsvektorrückführung mit Beobachter. Der Betrag des maximal auftretenden Aktorhubs liegt unter 100 µm

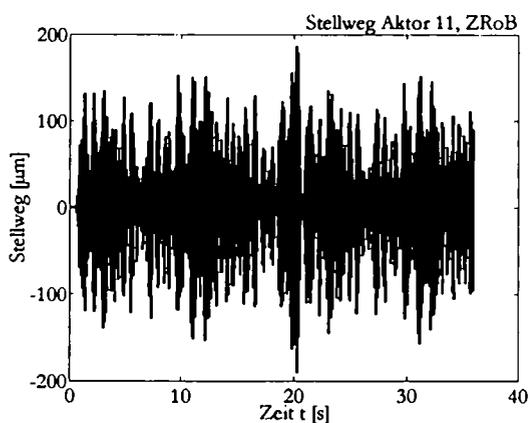


Bild 10.38 Verlauf des Stellwegs am Aktor 11 bei Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter. Der Maximalbetrag des Aktorhubs liegt hier unter 200 µm.

Sowohl die auftretenden Stellkräfte wie auch der auftretende Stellweg befinden sich in einer realisierbaren Größenordnung. Das größere Maß an Schwingungsdämpfung im Fall der (theoretischen) Zustandsvektorrückführung ohne Beobachter erfordert auch größere Stellkräfte und Stellwege.

Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 1

Es wird ein Fahrzeug mit einem versteiften Wagenkasten gemäß der ersten in Kapitel 9.3, Bild 9.18 angeführten Variante untersucht. Für den Regler wird aber weiterhin die mit dem ursprünglichen Wagenkastenmodell erhaltene Auslegung (Zustandsvektorrückführung mit LQ-Beobachter) verwendet, um die Robustheit des Reglers gegenüber Modellunsicherheiten zu untersuchen. Die sonstigen Parameter der Simulation bleiben gegenüber dem ersten Szenario unverändert.

Für die nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen ergibt sich damit das folgende Ergebnis (Bild 10.39, Bild 10.40 und Bild 10.41):

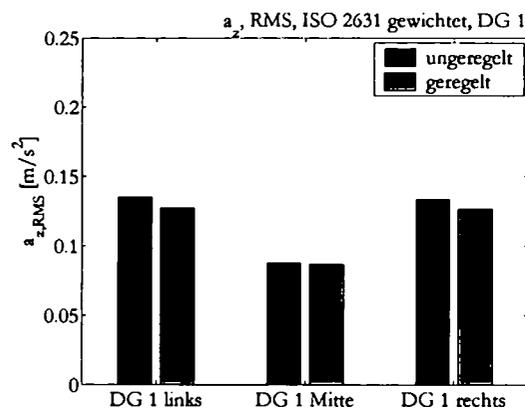


Bild 10.39 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1

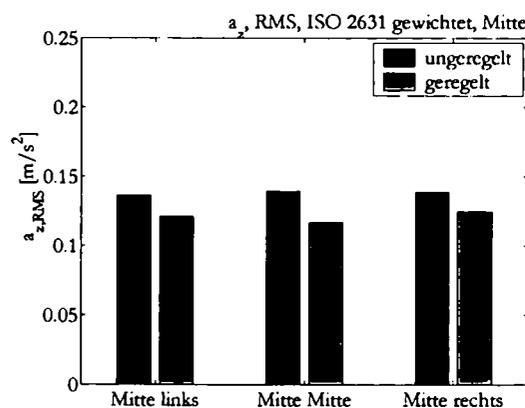


Bild 10.40 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen in der Mitte zwischen den Drehgestellen

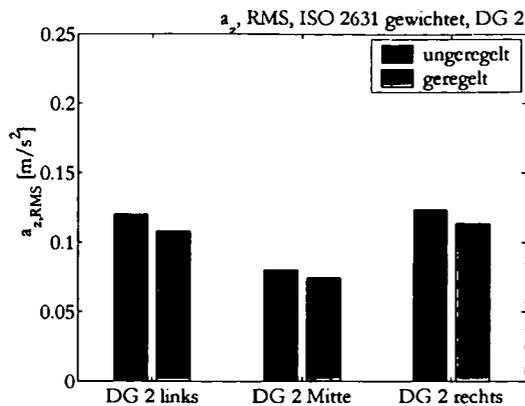


Bild 10.41 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 2

Durch die Versteifungsmaßnahmen liegt das Beschleunigungsniveau insgesamt niedriger als beim Original-Wagenkasten. Dies ist, wie man in den Spektren der Vertikalbeschleunigung erkennt, auf den geringeren Anteil der Wagenkasten-Eigenformen – insbesondere der Torsion und der Querverzierung – aufgrund des größeren Abstands zwischen Wagenkasten- und Drehgestell-Eigenfrequenzen zurückzuführen. Dies lässt sich beim Vergleich der Frequenzbereiche zwischen 7 und 15 Hz der folgenden Diagramme (Bild 10.42 bis Bild 10.44) mit den äquivalenten Diagrammen des unveränderten Wagenkastens (Bild 10.26, Bild 10.29 und Bild 10.32) klar erkennen.

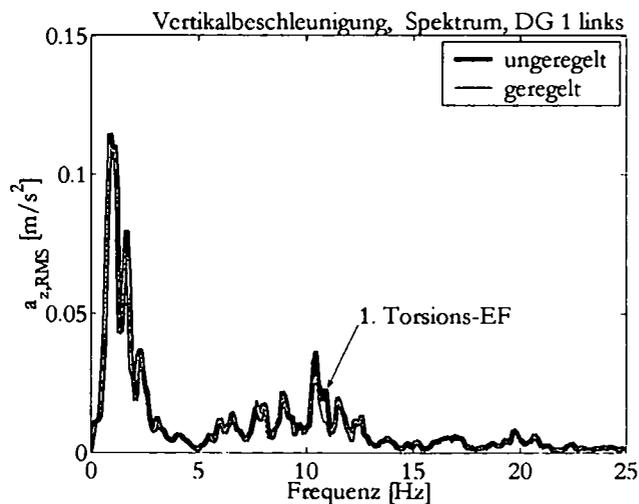


Bild 10.42 Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 1. Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 links. Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit aktiviertem und deaktiviertem Schwingungsreduktionssystem

Wie bereits am unveränderten Wagenkasten ist die Wirkung des aktiven Schwingungsreduktionssystems über dem Drehgestell 1 am wenigsten ausgeprägt.

In der Mitte zwischen den Drehgestellen ist der Einfluss der aktiven Schwingungsreduktion etwas deutlicher, da hier noch ein merkbarer Einfluss der nur geringfügig angehobenen ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz des Wagenkastens auf das Ergebnis festzustellen ist.

Trotz der Modellabweichungen ist die Funktion der Schwingungsreduktion weiterhin deutlich (Bild 10.43)

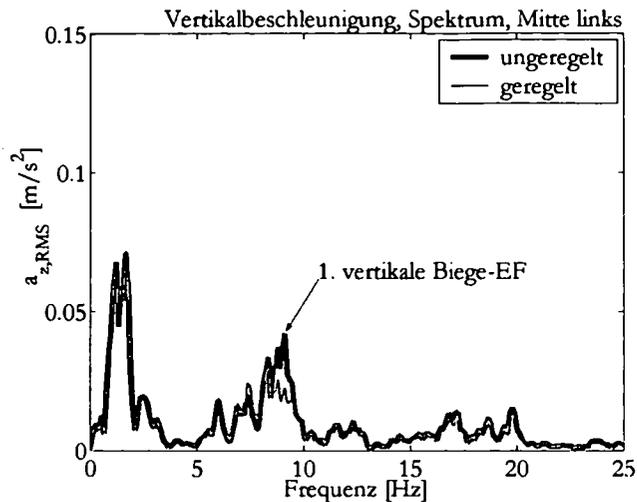


Bild 10.43 Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 1. Spektrum der Vertikalbeschleunigung in Fahrzeugmitte. Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit aktiviertem und deaktiviertem Schwingungsreduktionssystem

Über dem zweiten Drehgestell ist die Wirksamkeit der Maßnahmen vergleichbar mit den Messpunkten in der Fahrzeugmitte (Bild 10.44).

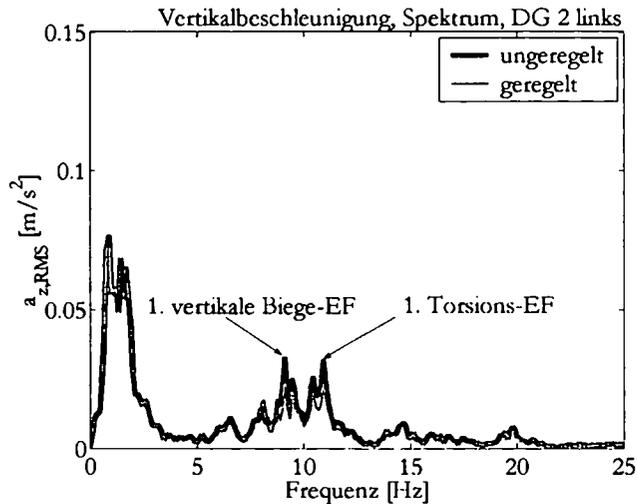


Bild 10.44 Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 1. Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2 links und in der Mitte. Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit aktiviertem und deaktiviertem Schwingungsreduktionssystem

Wie schon in Fahrzeugmitte wird eine Erhöhung der Dämpfung der ersten vertikalen Biegeeigen schwingung erzielt. Die Torsionseigen schwingung (bei ca. 11 Hz) wird hier ebenfalls noch etwas gedämpft.

Fahrzeug mit versteiftem Wagenkasten – Variante 2

Durch eine Erhöhung der Steifigkeit der bereits im vorhergehenden Fall eingebauten Feder-Dämpfer-Elemente wird eine weitere Anhebung der Eigenfrequenzen erzielt (siehe Kapitel 9.3, Bild 9.18). Für den Regler werden aber – wie zuvor – weiterhin die mit dem originalen Wagenkastenmodell ermittelten Parameter verwendet, um die Robustheit des Reglers zu untersuchen. Die sonstigen Parameter der Simulation bleiben auch hier gegenüber dem ersten Szenario unverändert.

Durch die große Steifigkeit dieses modifizierten Wagenkastens ist der Anteil der Wagenkasteneigenformen an den auftretenden Beschleunigungswerten an den neun Messpunkten gering, da diese Eigenformen bei der gewählten Fahrgeschwindigkeit kaum angeregt werden.

Selbst in der Mitte zwischen den Drehgestellen ist kein merkbarer Einfluss der Wagenkasteneigenformen auf die Vertikalbeschleunigungen mehr vorhanden (Bild 10.45). Dementsprechend ist auch keine Verbesserung durch das aktive Schwingungsreduktionssystem mehr feststellbar, es tritt aber zumindest keine Verschlechterung auf (Bild 10.46).

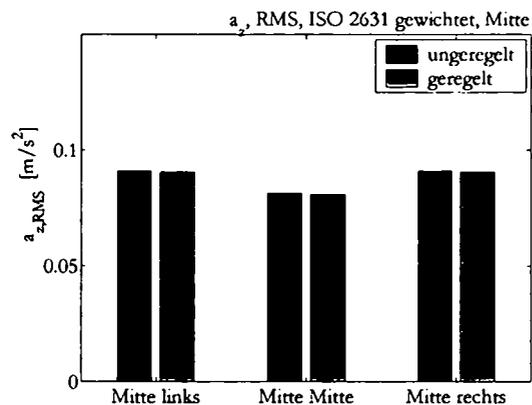


Bild 10.45 Versteifter Wagenkasten – Variante 2. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen in der Mitte zwischen den Drehgestellen. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter Schwingungsreduktion

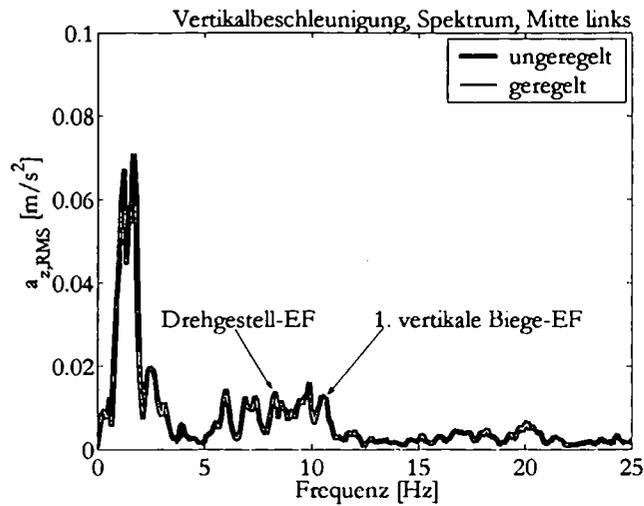


Bild 10.46 Versteifter Wagenkasten – Variante 2. Spektrum der Vertikalbeschleunigung in der Mitte zwischen den Drehgestellen links. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion. Es existiert nur mehr ein sehr geringer Anteil der elastischen Wagenkastenverformung an den Vertikalbeschleunigungen. Die Kurven sind für das Fahrzeug mit aktivierter und deaktivierter Schwingungsreduktion deckungsgleich

Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen

Es wird das in Kapitel 9.3 beschriebene Modell mit abgesenkten Eigenfrequenzen untersucht. Der Regler bleibt auch hier unverändert – basiert also auf einem Modell mit unveränderten Eigenfrequenzen.

An den in Bild 10.47 bis Bild 10.49 dargestellten, nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen lässt sich zeigen, dass die Wirksamkeit des aktiven Schwingungsreduktionssystems auch in diesem Fall erhalten bleibt.

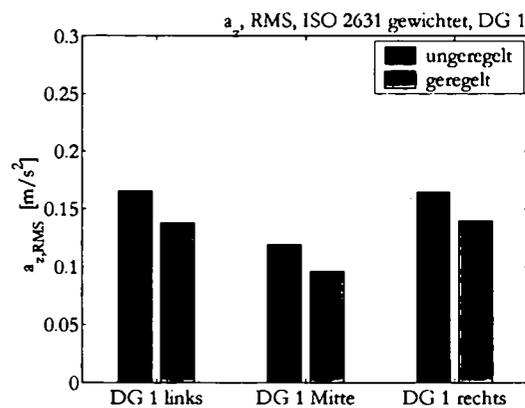


Bild 10.47 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

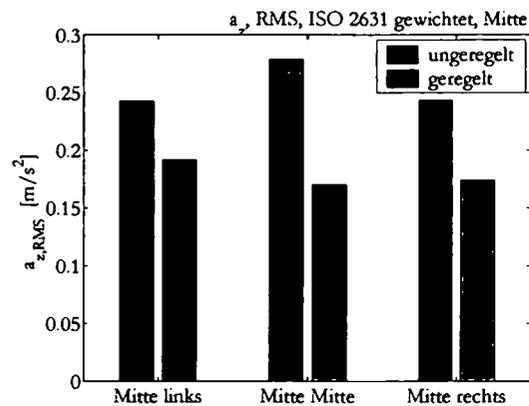


Bild 10.48 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigung in der Mitte. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter Schwingungsreduktion

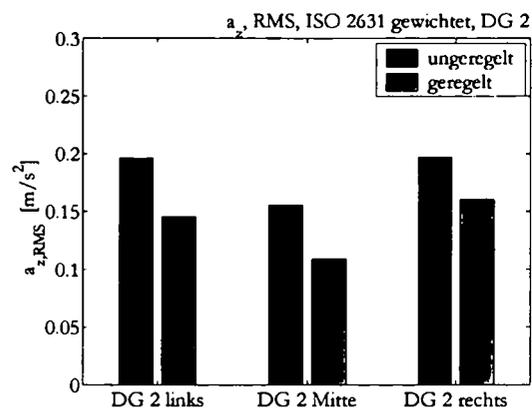


Bild 10.49 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter Schwingungsreduktion

Durch die Absenkung der Eigenfrequenz kommt es im Vergleich zum unveränderten Wagenkasten zu einer deutlich stärkeren Anregung der ersten vertikalen Biegeeigenform. Die relativ gute Wirksamkeit des aktiven Schwingungsreduktionssystems kommt sowohl durch eine Erhöhung der Dämpfung bei der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz wie auch bei der Torsionseigenfrequenz zustande (Bild 10.50 und Bild 10.51).

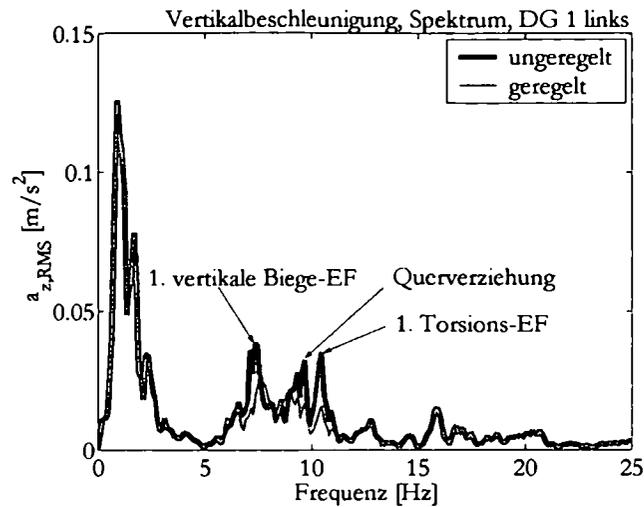


Bild 10.50 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 links. Vergleich zwischen dem Fall mit aktiviertem und deaktiviertem aktivem Schwingungsreduktionssystem

Anders als beim ursprünglichen Wagenkasten (Bild 10.27) ist jetzt auch über dem Drehgestell 1 in Fahrzeugmitte ein deutlicher Anteil der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz zu erkennen (Bild 10.51).

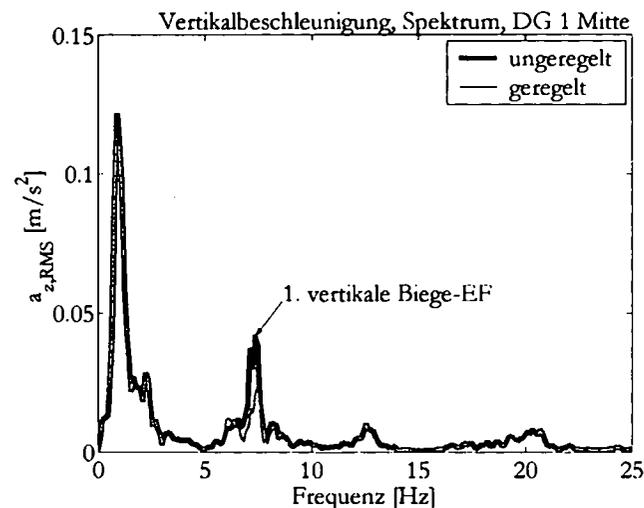


Bild 10.51 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 1 in der Mitte. Vergleich zwischen dem Fall mit aktiviertem und deaktiviertem aktivem Schwingungsreduktionssystem

In der Mitte zwischen den Drehgestellen ist der Einfluss der aktiven Schwingungsreduktion sehr deutlich zu erkennen (Bild 10.52). Der Anteil der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz wird dabei deutlich reduziert.

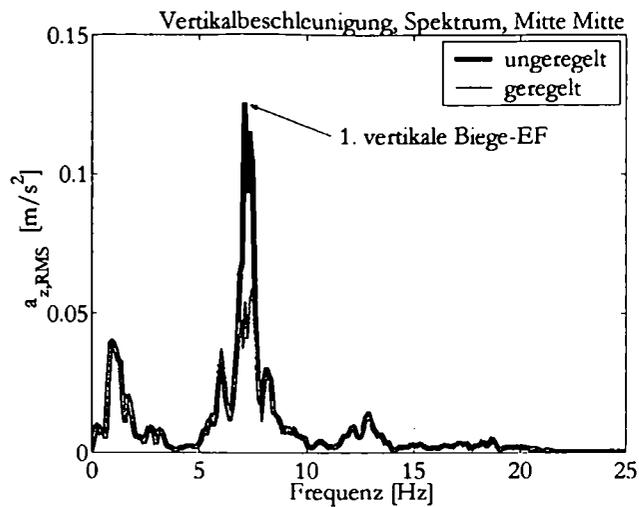


Bild 10.52 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Spektrum der Vertikalbeschleunigung in Fahrzeugmitte mittig. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion. Am unregelmäßigem Fahrzeug ist ein sehr hoher Anteil der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz zu erkennen

Über dem zweiten Drehgestell ist die Wirksamkeit der Maßnahmen durchaus mit den Messpunkten in Fahrzeugmitte vergleichbar (Bild 10.48 und Bild 10.49). Auch hier wird die Dämpfung der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz und der Torsionseigenfrequenz erhöht (Bild 10.53).

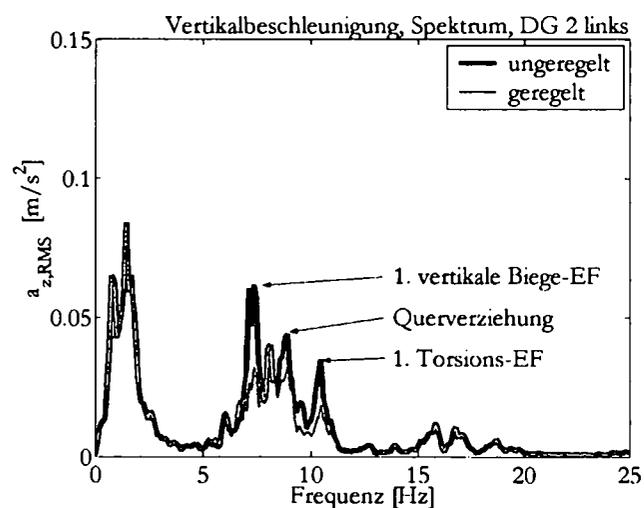


Bild 10.53 Fahrzeug mit abgesenkten Eigenfrequenzen. Spektrum der Vertikalbeschleunigung über dem Drehgestell 2 links. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter Schwingungsreduktion

Zusammenfassend kann die Wirksamkeit des aktiven Schwingungsreduktionssystems auch bei diesen relativ großen Modellabweichungen als gut beurteilt werden. Zum Teil kann sogar – trotz der Berechnung der Reglerparameter anhand eines Modells mit abweichenden Parametern – eine größere Verbesserung als am Fahrzeug ohne Modifikationen erzielt werden.

Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 50%

Es wird ein mit Passagieren besetztes Fahrzeug untersucht. Der Besetzungsgrad beträgt 50% der Maximalauslastung, entsprechend 9415 kg. Die Modellierung der Passagiere erfolgt nach dem Modell des stehenden Menschen von Matsumoto und Griffin [58] (siehe Kapitel 7.1). Der Gesamtaufbau des Fahrzeugmodells mit Passagieren entspricht damit dem Modell in Kapitel 7.4.

Wie bereits zuvor erläutert, steigt die Dämpfung des Wagenkastens mit zunehmendem Besetzungsgrad an. Dadurch werden im Vergleich zum leeren Fahrzeug die bei der Fahrt auf einem Gleis mit Gleislagefehlern auftretenden Vertikalbeschleunigungen am Wagenkastenboden verringert. Im Fall des Fahrzeugs mit aktivem Schwingungsreduktionssystem erfolgt die Reglerauslegung wieder für das unbeladene Fahrzeug. Die Robustheit des Reglers gegenüber den auftretenden Modellabweichungen wird untersucht.

Für die nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen ergibt sich damit das folgende Ergebnis (Bild 10.54, Bild 10.55 und Bild 10.56):

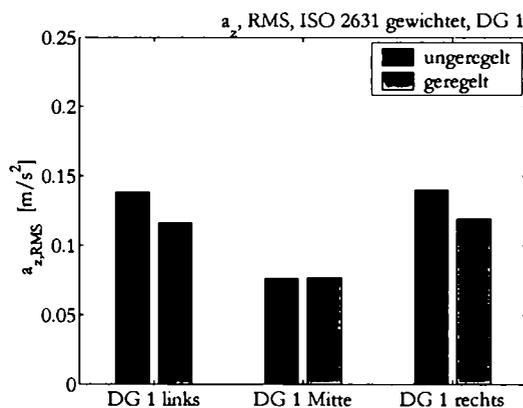


Bild 10.54 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 50%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

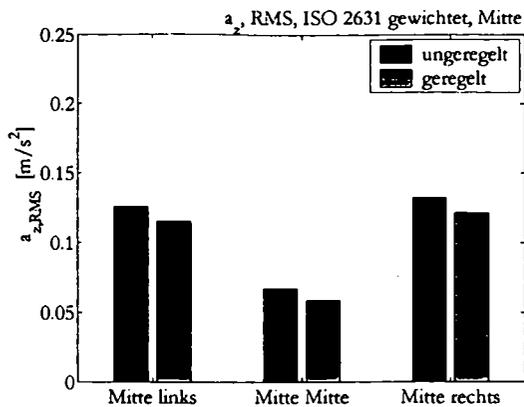


Bild 10.55 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 50%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen in der Mitte zwischen den Drehgestellen. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

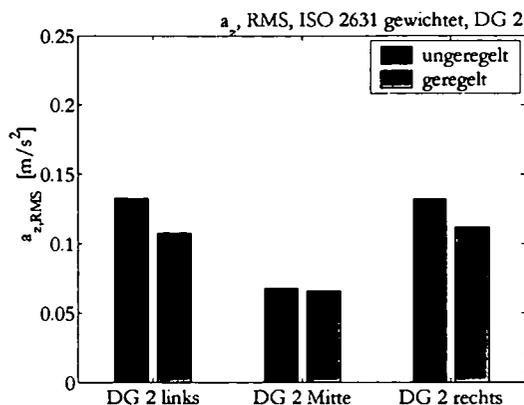


Bild 10.56 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 50%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen über Drehgestell 2. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

Die Erhöhung des Besetzungsgrades bewirkt eine Zunahme der Dämpfung vor allem bei der ersten vertikalen Biegeeigenfrequenz des Wagenkastens. Daher tritt vor allem an den drei zur Auswertung verwendeten Punkten in der Mitte zwischen den Drehgestellen im Vergleich zum leeren Fahrzeug bereits am Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem eine deutliche Verringerung der Vertikalbeschleunigung auf. Der durch das aktive Schwingungsreduktionssystem verringerebare Anteil der Wagenkastenflexibilität an der auftretenden Gesamtbeschleunigung wird dadurch kleiner (Bild 10.57). Durch die deutlich höhere Fahrzeugmasse bei gleichzeitig unveränderten Federsteifigkeiten der Primär- und Sekundärfedern treten auch im Bereich zwischen 0 und 7 Hz Unterschiede zwischen dem leeren und dem beladenen Fahrzeug auf.

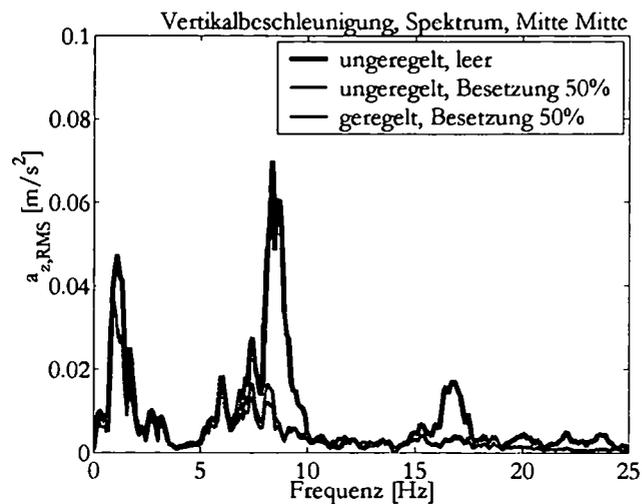


Bild 10.57 Spektrum der Vertikalbeschleunigung in Fahrzeugmitte in der Mitte. Vergleich zwischen dem unbesetzten Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem, dem zu 50% besetzten Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem und dem zu 50% besetzten Fahrzeug mit aktiviertem Schwingungsreduktionssystem

Im Fall eines mit Passagieren besetzten Fahrzeugs ist also die durch ein aktives Schwingungsreduktionssystem erzielbare Verbesserung des Schwingungskomforts prinzipiell geringer. Die Funktionsfähigkeit des Systems bleibt aber trotz der Modellabweichungen erhalten.

Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 100%

Abschließend wird ein voll besetztes Fahrzeug untersucht. Der Besetzungsgrad beträgt daher 100% der Maximalauslastung, entsprechend 18830 kg. Die Modellierung der Passagiere erfolgt wieder nach dem Modell des stehenden Menschen von Matsumoto und Griffin [58] (siehe Kapitel 7.1). Der Gesamtaufbau des Fahrzeugmodells mit Passagieren geschieht wie in Kapitel 7.4. Wie an den nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen zu erkennen ist, kann durch die hohe Dämpfung des Wagenkastens bei Vollaustattung durch die aktive Schwingungsreduktion nur mehr eine geringe weitere Verbesserung des Schwingungskomforts erzielt werden (Bild 10.58, Bild 10.59 und Bild 10.60).

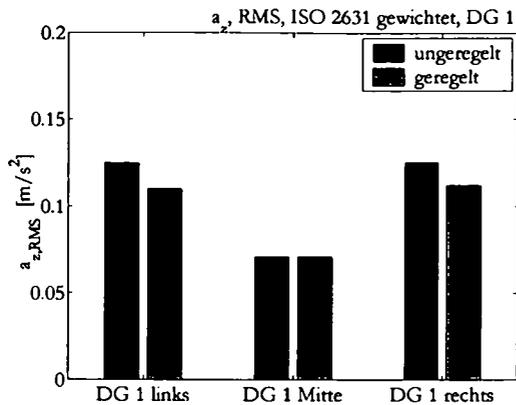


Bild 10.58 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 100%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

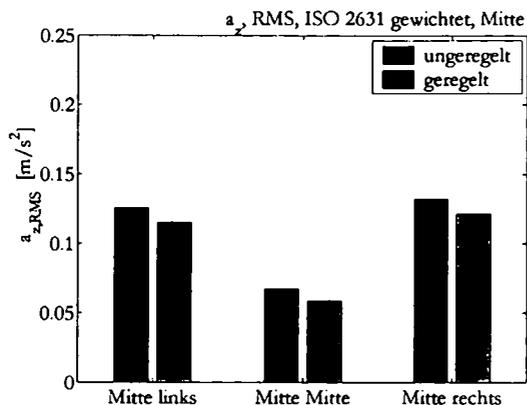


Bild 10.59 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 100%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen in Fahrzeugmitte. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

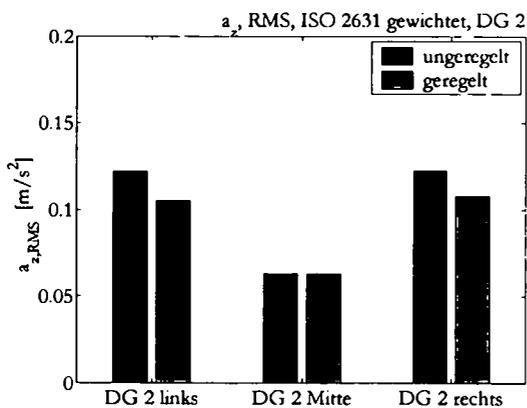


Bild 10.60 Fahrzeug mit einem Besetzungsgrad von 100%. Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 2. Vergleich zwischen dem Fall mit aktivierter und deaktivierter aktiver Schwingungsreduktion

Wie man an den oben angeführten Diagrammen erkennen kann, wird die erste Torsionseigen-schwingung des Wagenkastens, die primär an den Außenpositionen über den Drehgestellen einen Einfluss auf den Schwingungskomfort ausübt, durch die aktive Schwingungsreduktion gedämpft. Die für den Schwingungskomfort in Fahrzeugmitte ausschlaggebende vertikale Biegeeigen-schwingung wird bereits durch die Fahrgäste soweit gedämpft, dass

durch die aktive Schwingungsreduktion nur mehr eine geringe weitere Verbesserung möglich ist.

10.3.2.2 Kurvenfahrt

Es wird die Fahrt des Gesamtfahrzeugs auf einem Kurvenabschnitt simuliert. Die Geschwindigkeit wird mit $v=22.22$ m/s gewählt. Die Strecke setzt sich zusammen aus einem geraden Abschnitt von 50 m Länge, einem Übergangsbogen von 50 m Länge, einem 100 m langem Kurvenstück mit einem Radius von 250 m und einer Überhöhung von 0.15 m, einem weiteren Übergangsbogen von 50 m Länge und wieder einem geraden Abschnitt (Bild 10.61). Die Kurve wird damit mit einer freien Seitenbeschleunigung von ca. 1 m/s² durchfahren.

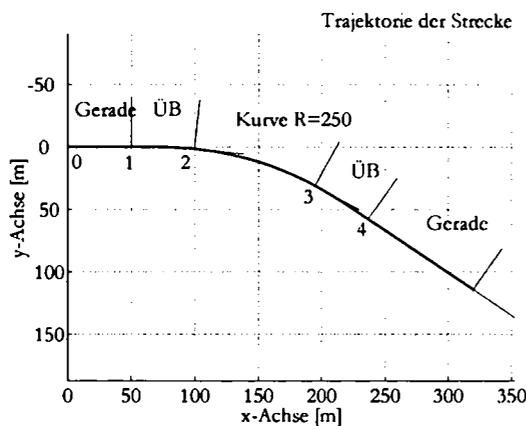


Bild 10.61 Trajektorie des Kurvenabschnitts (ÜB=Übergangsbogen). 0-1: Gerade, 1-2: Übergangsbogen, 2-3: Kurve (R=250 m) 3-4: Übergangsbogen, 4- : Gerade

Als Anregung wird eine synthetische Gleislage mit Längshöhenfehlern (vertikal), Querhöhenfehlern (Rotation des Gleises um die Längsachse) und Richtungsfehlern (lateral) gewählt. Die Anregung ist stochastisch und wird durch eine spektrale Leistungsdichte entsprechend DB High beschrieben [29].

Zur Beurteilung der erzielten Komfortverbesserungen werden wie bei der Geradeausfahrt die nach ISO 2631 bewerteten Vertikalbeschleunigungen zwischen einem Fahrzeug mit aktiviertem und einem Fahrzeug mit deaktiviertem Schwingungsreduktionssystem verglichen.

Der Einfluss des aktiven Schwingungsreduktionssystems auf die Entgleisungssicherheit wird anhand von drei Fällen untersucht

- Regulärer Betrieb des Schwingungsreduktionssystems

- Störfall 1: Es wird angenommen, dass die Aktoren den Wagenkasten mit der ersten Torsionseigenfrequenz anregen. Die Aktoren werden dabei so angesteuert, dass durch die Kraftwirkung der Wagenkasten tordiert wird.
- Störfall 2: Sprungförmiger Anstieg der Aktorkraft von Null auf einen Maximalwert bei der Einfahrt in den Übergangsbogen. Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt wechselseitig wie bei Störfall 1.

Regulärer Betrieb

Über dem vorderen Drehgestell ist die Wirkung der aktiven Schwingungsreduktion – wie bei der Geradeausfahrt – gering (Bild 10.62), während in Fahrzeugmitte und über dem hinteren Drehgestell eine beträchtliche Verbesserung des Fahrkomforts erzielt werden kann (Bild 10.63 und Bild 10.64).

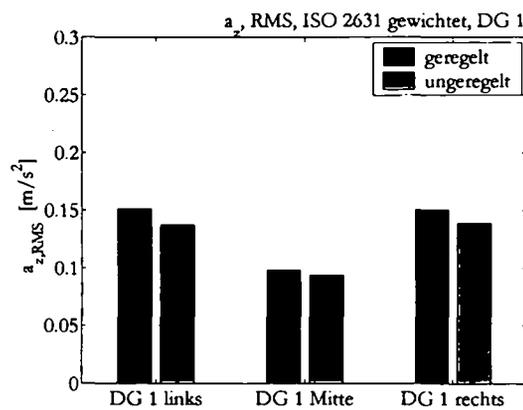


Bild 10.62 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1

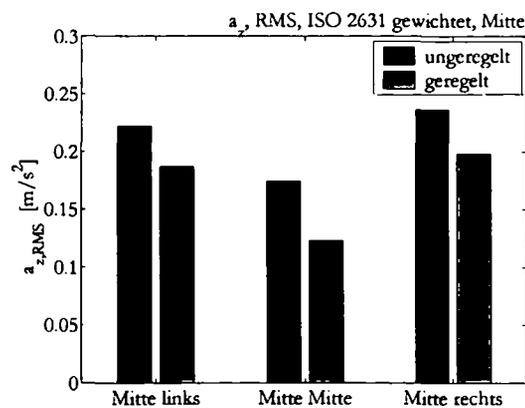


Bild 10.63 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen in der Mitte zwischen den Drehgestellen

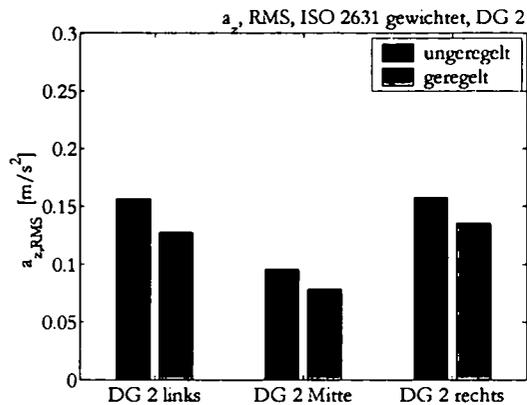


Bild 10.64 Nach ISO 2631 bewertete Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 2

Um eine erste Abschätzung des Einflusses des Eingriffs in das Schwingungsverhalten der Fahrzeugstruktur auf die Entgleisungssicherheit vornehmen zu können, wird das Verhältnis von Radquerkraft Y zur Radaufstandskraft Q gemäß dem Kriterium von Nadal [1] des Fahrzeugs ohne Regelung und des Fahrzeugs mit Regelung berechnet und verglichen.

Die folgenden Diagramme zeigen den Verlauf des Y/Q -Verhältnisses am führenden Radsatz des ersten und des zweiten Drehgestells sowie die prozentuelle Abweichung des Y/Q -Verhältnisses zwischen dem Fahrzeug mit aktiver und dem Fahrzeug ohne aktive Schwingungsreduktion (Bild 10.65, Bild 10.66, Bild 10.67, Bild 10.68 die Nummerierung der Drehgestelle erfolgt von vorne nach hinten). Es zeigt sich, dass nur minimale Abweichungen auftreten.

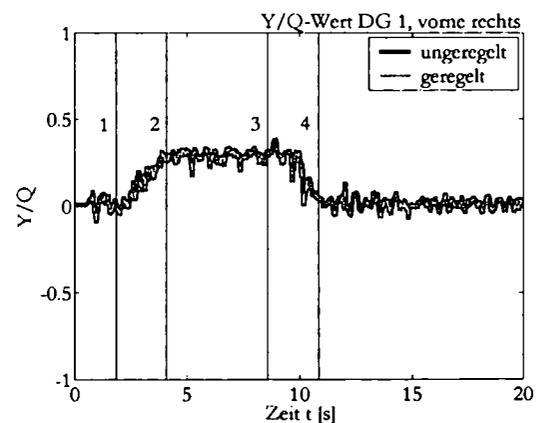
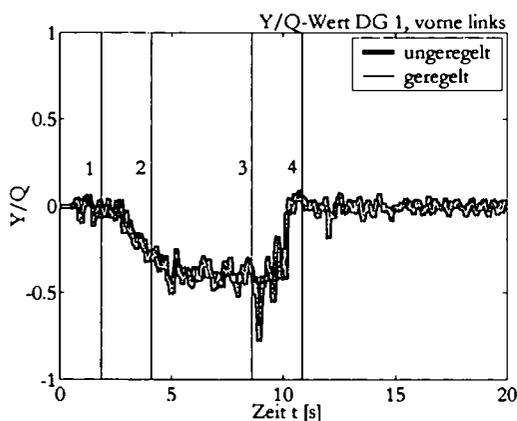


Bild 10.65 Verhältnis von Radquer- zu Radaufstandskraft (Y/Q) am vorderen Radsatz des ersten Drehgestells links und rechts. Die markierten Zeitpunkte 1, 2, 3 und 4 beziehen sich auf die entsprechenden Übergänge zwischen den verschiedenen Streckensegmenten in Bild 10.61

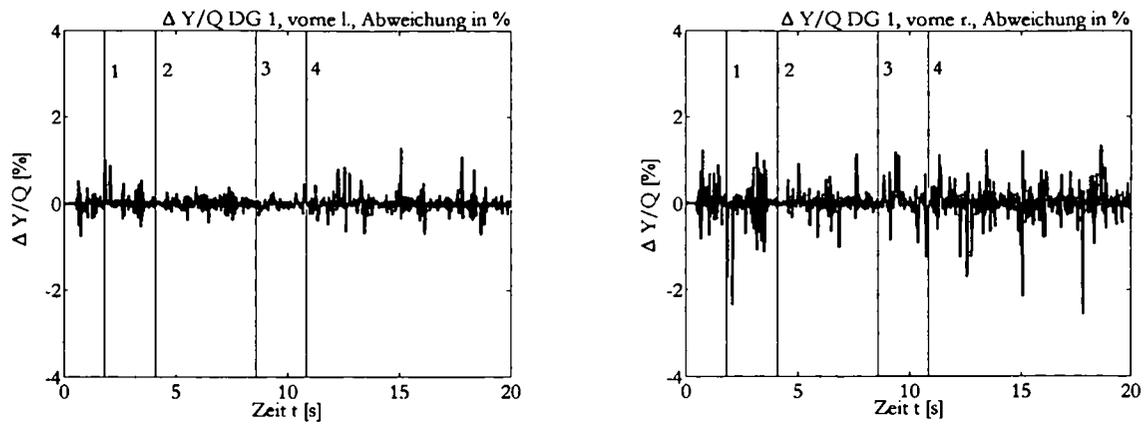


Bild 10.66 Abweichung des Y/Q -Verhältnisses des geregelten Fahrzeugs vom Y/Q -Verhältnis des unregulierten Fahrzeugs am vorderen Radsatz des ersten Drehgestells links und rechts. Die Zeitpunkte 1, 2, 3 und 4 entsprechen den Übergängen zwischen den verschiedenen Streckensegmenten in Bild 10.61

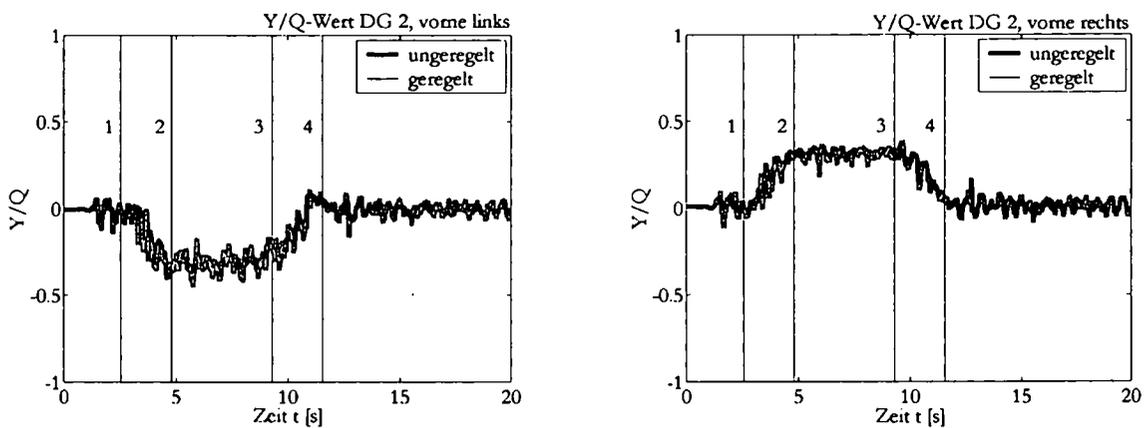


Bild 10.67 Verhältnis von Radquer- zu Radaufstandskraft (Y/Q) am vorderen Radsatz des zweiten Drehgestells links und rechts. Die markierten Zeitpunkte 1, 2, 3 und 4 beziehen sich auf die entsprechenden Übergänge zwischen den verschiedenen Streckensegmenten in Bild 10.61

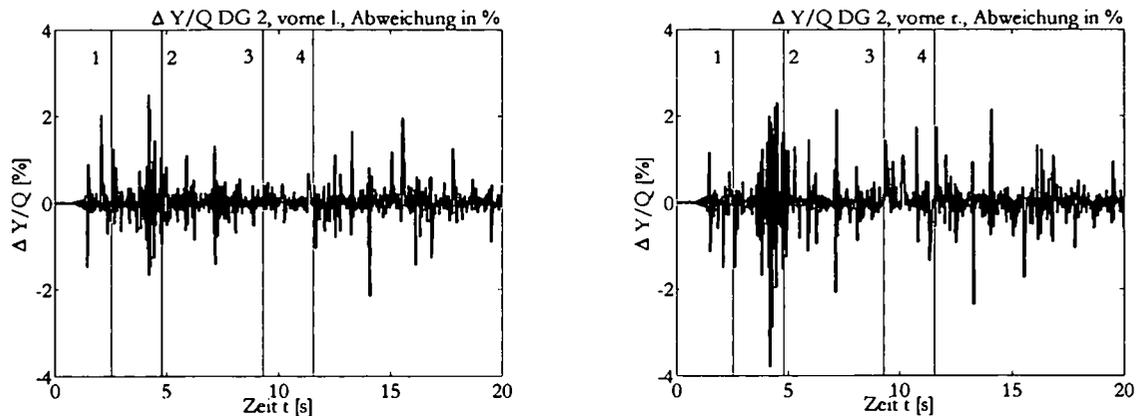


Bild 10.68 Abweichung des Y/Q -Verhältnisses des geregelten Fahrzeugs vom Y/Q -Verhältnis des unregulierten Fahrzeugs am vorderen Radsatz des zweiten Drehgestells links und rechts. Zeitpunkte 1, 2, 3 und 4 entsprechen den Übergängen zwischen den verschiedenen Streckensegmenten in Bild 10.61

Es wird also gezeigt, dass durch die aktive Schwingungsreduktion im regulären Betrieb nur vernachlässigbare Auswirkungen auf die Entgleisungssicherheit zu erwarten sind. Auch hat die auftretende Wagenkastentorsion beim Befahren des Übergangsbogens keinen negativen Einfluss auf die Wirksamkeit der aktiven Schwingungsreduktion.

Störfall 1 – Anregung mit der ersten Torsionseigenfrequenz

Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt so, dass sie eine Kraft mit sinusförmigem Verlauf $F = \pm F_{Max} \sin(2\pi f_T t)$ auf die Struktur ausüben. Die Amplitude der ausgeübten Aktorkraft wird mit $F_{Max} = 25$ kN angenommen. Die Frequenz dieser Anregung entspricht mit $f_T = 10$ Hz in etwa der ersten Torsionseigenfrequenz des Wagenkastens, wobei die Aktoren so geschaltet sind, dass die Struktur tordiert wird (Bild 10.69).

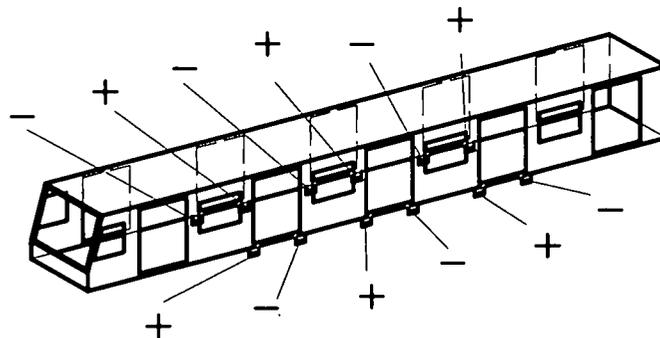


Bild 10.69 Vorzeichen der Aktorkräfte bei Störfall 1

Dies stellt einen zweifellos unrealistischen Störfall dar, der aber im Hinblick auf die zu erwartenden Auswirkungen einer Störung des Schwingungsreduktionssystems auf die Fahrsicherheit als besonders ungünstig zu bewerten ist. Damit ergeben sich sehr hohe Werte der Vertikalbeschleunigungen, insbesondere über dem vorderen Drehgestell an den äußeren Messpunkten (Bild 10.70).

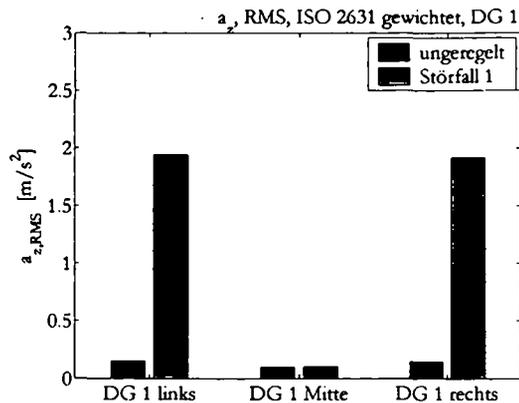


Bild 10.70 Nach ISO 2631 bewertete Vertikalbeschleunigungen über dem Drehgestell 1. Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit deaktivierter Schwingungsreduktion und einem Fahrzeug mit einer Anregung der Torsionseigenschwingung des Wagenkastens entsprechend Störfall 1

Zur Beurteilung des Einflusses auf die Fahrsicherheit wird hier exemplarisch nur der Verlauf des Y/Q -Verhältnisses am kurvenäußeren Rad des führenden Radsatzes des vorderen Drehgestells herausgegriffen (Bild 10.71). Der Verlauf der Y/Q -Verhältnisse an den anderen Radsätzen erlaubt aber prinzipiell die gleichen Schlüsse.

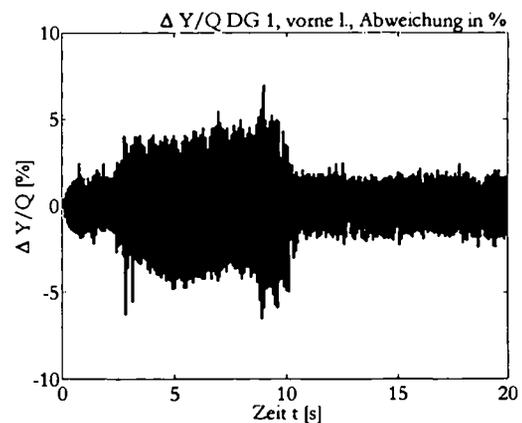
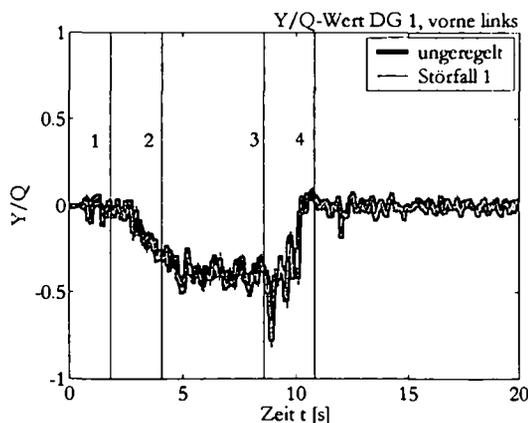


Bild 10.71 Verhältnis von Radquer- zu Radaufstandskraft (Y/Q) und Abweichung des Y/Q -Verhältnisses am kurvenäußeren Rad des vorderen Radsatzes des ersten Drehgestells bei Störfall 1

Während also die Verschlechterung des Fahrkomforts bei diesem Störfall sehr deutlich ist, bleibt die Rückwirkung auf die Fahrsicherheit sehr gering. So ist die durch die Störung verursachte Schwankung der Sekundärfederkraft (pro Feder) nur ca. ± 180 N. Dementspre-

chend gering ist auch der Einfluss auf die Radlasten und damit der Einfluss auf die Entgleisungssicherheit.

Störfall 2 – Sprungförmiger Anstieg der Aktorkräfte

Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt so, dass sie eine sprunghafte Stellkraftänderung von 0 auf den Maximalwert von 25 kN auf die Struktur ausüben. Die Vorzeichen der Ansteuerung sind wieder wie in Bild 10.69 beschaltet, um die Wagenkastenstruktur zu tordieren. Der Stellgrößensprung erfolgt zum Zeitpunkt $t=8.89$ s (hier wird der Maximalwert des Y/Q -Verhältnisses erreicht).

Zur Beurteilung des Einflusses auf die Fahrsicherheit wird wieder der Verlauf des Y/Q -Verhältnisses am führenden Radsatz des ersten Drehgestells herausgegriffen und mit dem unregulierten Fahrzeug verglichen (Bild 10.72).

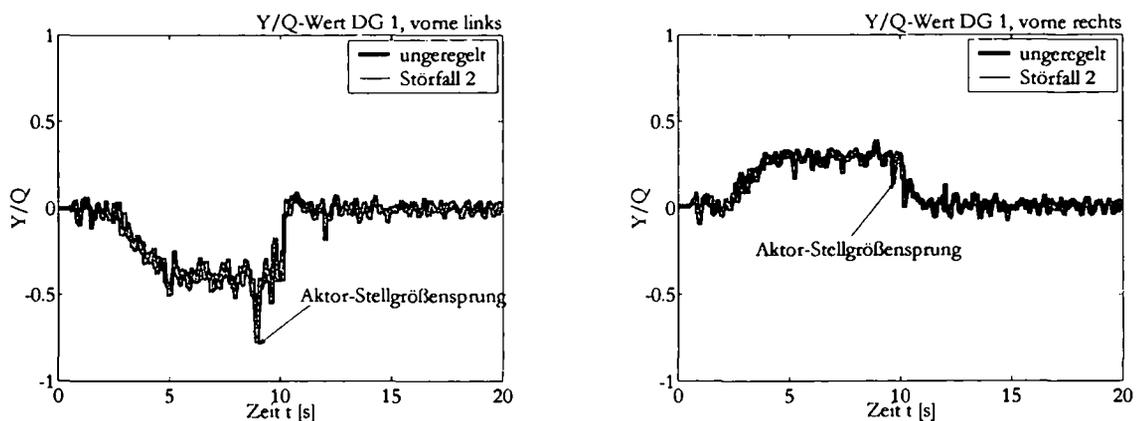


Bild 10.72 Verhältnis von Radquer- zu Radaufstandskraft (Y/Q) des vorderen Radsatz des ersten Drehgestells bei Störfall 2. Zum Zeitpunkt des Stellgrößensprungs bei $t=8.89$ s ist keine merkbare Abweichung zum unregulierten Fahrzeug zu erkennen

Wie schon zuvor ist auch hier kein merkbarer Einfluss auf die Entgleisungssicherheit feststellbar. Die Ursache für den kaum feststellbaren Einfluss der aktiven Schwingungsreduktion ist die geringe Verformung des Wagenkastens zufolge der wirkenden Aktorkräfte. Daher sind auch die auftretenden Federwege der Sekundärfedern und damit die auftretenden Sekundärfederkräfte gering.

Kapitel 11

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein Konzept für ein aktives Schwingungsreduktionssystem für Schienenfahrzeug-Wagenkästen entwickelt und mit Hilfe der Mehrkörperdynamik in Simulationen erprobt. Die Schwingungsreduktion wird dabei durch am Wagenkasten angebrachte Aktoren durchgeführt, die den zuvor mit Hilfe von ebenfalls am Wagenkasten angebrachten Sensoren gemessenen Strukturschwingungen durch Einbringen von Momenten in die Struktur entgegenwirken. Die Simulation des aktiv geregelten Systems erfolgt durch die Kopplung der kommerziell verfügbaren Softwarepakete SIMPACK – zur Darstellung eines Mehrkörpermodells des Schienenfahrzeugs – und Matlab®/Simulink – zur Darstellung des Reglers – mittels Co-Simulation. Die Regelung erfolgt durch eine Zustandsvektorrückführung mit Beobachter.

Zur Erprobung des aktiven Schwingungsreduktionssystems werden mehrere Szenarien simuliert. Ausgangspunkt der Betrachtungen ist dabei zuerst ein Kragträger als einfaches Strukturelement. Dieser Kragträger wird am freien Ende durch eine Kraft zu Resonanzschwingungen angeregt. Durch ein aktives Schwingungsreduktionssystem – bestehend aus drei Aktoren und drei Sensoren – wird die Auslenkung am freien Ende erheblich reduziert. Danach wird ein Schienenfahrzeug mit flexiblem Wagenkasten in vereinfachter Darstellung betrachtet. Der Wagenkasten wird dabei durch einen Balken angenähert. Auch hier kann eine deutliche Reduktion der Beschleunigungen im für den Fahrgastkomfort relevanten Frequenzbereich erzielt werden.

Zuletzt wird ein real ausgeführter Wagenkasten eines Metro-Fahrzeugs betrachtet. Das Modell des Wagenkastens wird dabei durch Modalreduktion aus dem Finite-Elemente-Modell gewonnen. Es wird zuerst nur der an den Sekundärfederanlenkpunkten elastisch gelagerte Wagenkasten alleine betrachtet. Durch Einleitung von Kräften an den Sekundärfederanlenkpunkten wird der Wagenkasten zur Schwingung angeregt. Die Effektivwerte der Beschleunigungen an neun Punkten des Fahrzeugbodens werden berechnet und der Wagenkasten mit aktiviertem Schwingungsreduktionssystem mit einem Wagenkasten ohne Schwingungsreduktionssystem verglichen. Die Effektivwerte der Beschleunigungen können dabei im Vergleich zum Wagenkasten ohne Schwingungsreduktionssystem zum Teil auf weniger als ein Drittel verringert werden.

Danach wird ein Gesamtfahrzeug – bestehend aus dem bereits angeführten Wagenkasten und den zugehörigen Drehgestellen – betrachtet. Zuerst erfolgt die Simulation der Fahrt des unbesetzten Gesamtfahrzeugs mit aktivem Schwingungsreduktionssystem auf einer geraden Strecke mit Gleislagefehlern. Die mit einem Komfortfilter nach ISO 2631 gewichteten Effektivwerte der Vertikalbeschleunigungen werden an neun Punkten des Wagenkastensbodens ermittelt und mit einem Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem verglichen. Dabei kann eine Reduktion der gewichteten Beschleunigungswerte um bis zu 35% festgestellt werden. Wie an den Resultaten wie auch an der zugrunde liegenden Theorie zu erkennen ist, wird durch das aktive Schwingungsreduktionssystem der Frequenzbereich zwischen 7 und 15 Hz beeinflusst. Systeme zur aktiven Regelung der Sekundärfederstufe – die primär den Bereich unterhalb von 7 Hz beeinflussen – können daher auch noch zusätzlich als Ergänzung verwendet werden.

Um die Robustheit des Schwingungsreduktionssystems gegenüber Änderungen der Parameter der geregelten Struktur zu untersuchen, wird die Wirkung des Systems auch an Fahrzeugen mit unterschiedlichen Besetzungsgraden untersucht. Zu diesem Zweck werden aus der Literatur entnommene Modelle des menschlichen Körpers zur Berücksichtigung des Passagiereinflusses auf das Schwingungsverhalten der Struktur verwendet. Dabei wird gezeigt, dass die Funktionsfähigkeit der gewählten Reglerstruktur auch unter diesen Bedingungen erhalten bleibt. Weiters werden auch Simulationen für Wagenkästen mit einer von den Auslegungsparametern des Reglers abweichenden Lage der Eigenfrequenzen durchgeführt. Auch in diesem Fall bleibt die Stabilität des Regelungssystems gewährleistet.

Zuletzt wird eine erste Abschätzung der Rückwirkung des aktiven Schwingungsreduktionssystems auf die Entgleisungssicherheit vorgenommen. Als Kriterium wird dabei das Verhältnis von Radquer- zu Radaufstandskraft (Kriterium von Nadal) bei einer Kurvenfahrt berechnet, wobei ein Fahrzeug mit aktivem Schwingungsreduktionssystem mit einem Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem verglichen wird. Dabei kann bei regulärem Betrieb des Systems kein nennenswerter Unterschied zwischen dem Fahrzeug mit und dem Fahrzeug ohne Schwingungsreduktionssystem festgestellt werden.

In einem zweiten Schritt werden mögliche, besonders ungünstige Störfälle des Systems untersucht. Zuerst wird davon ausgegangen, dass es durch einen Systemfehler zur Anregung der ersten Torsionseigenfrequenz des Wagenkastens durch das Schwingungsreduktionssystem kommt. Danach wird die Wirkung eines sprungförmigen gegengleichen, eine Torsion des Wagenkastens verursachenden, Aufbringens der Aktorstellkräfte auf die Entgleisungssicherheit untersucht. Auch hier können kaum nennenswerte Rückwirkungen auf die Entgleisungssicherheit festgestellt werden.

Um bereits möglichst früh in der Entwicklung eines Schienenfahrzeugs mögliche Fahrkomfortprobleme zu erkennen oder auch um eine erste Auslegung eines Schwingungsreduktionssystems zu ermöglichen, wird eine Methode zur Ermittlung der Eigenfrequenzen mittels modaler Synthese durch Zusammensetzen aus einzelnen Modulen mit bekannten Eigenschaften vorgeschlagen. Zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens wird die Ergänzung der Eigenformen durch zusätzliche Ansatzfunktionen vorgeschlagen. Als zusätzliche Ansatzfunktionen kommen dabei Frequency Response Modes an den Verbindungsknoten zum Einsatz.

Die Realisierbarkeit der modalen Synthese sowie ihre Anwendungsgrenzen hinsichtlich der Genauigkeit werden an numerischen Beispielen demonstriert. Dabei wird zuerst von einfachen Strukturen aus Balkenelementen ausgegangen und danach auf komplexere Strukturen bis hin zum Schienenfahrzeug-Wagenkasten erweitert. Es zeigt sich, dass einfache Strukturen aus Balkenelementen, bei denen die Kopplung der einzelnen Strukturen an nur einem diskreten Knotenpunkt erfolgt, mit sehr hoher Genauigkeit durch modale Synthese dargestellt werden können. Bei komplexeren Bauteilen, bei denen die Verknüpfung entlang von Linien oder Flächen erfolgt, kommt es dagegen prinzipbedingt zu größeren Einschränkungen der Genauigkeit, da die Verbindung der Systemteile entlang von Linien oder Flächen durch eine Verknüpfung an einer endlichen Zahl von diskreten Knotenpunkten ersetzt wird und durch die systembedingte Verwendung unterschiedlicher Ansatzfunktionen für die einzelnen Substrukturelemente – im Gegensatz zu Finite-Elemente-Methoden – die Kompatibilität nur an dieser endlichen Zahl von Verknüpfungspunkten gewährleistet ist.

Zusammenfassend wird in der vorliegenden Arbeit – neben der Behandlung einiger damit verknüpfter Probleme, wie der Berücksichtigung des Einflusses der Fahrgäste auf die Schwingungseigenschaften eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens und der Erstellung von modal reduzierten Modellen des Wagenkastens durch Zusammensetzen von einfacheren Modulen – ein Konzept für ein aktives Schwingungsreduktionssystem entwickelt und die Wirksamkeit anhand von Simulationen demonstriert.

Zukünftig sind hier einerseits Verbesserungen des Regelalgorithmus zu erproben, andererseits sollte auch eine experimentelle Untersuchung des Systems erfolgen. Um eine Umsetzung in die Serie zu ermöglichen, sind natürlich noch zahlreiche Gebiete – von der Fehlererkennung, über den Leistungsbedarf des Systems, die Kosten in Anschaffung und Betrieb bis hin zur Entsorgung am Ende der geplanten Einsatzdauer – zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

- [1] K. Knothe, S. Stichel: Schienenfahrzeugdynamik. Berlin u. a. : Springer. 2003
- [2] P. F. Carlbom: Combining MBS with FEM for Rail Vehicle Dynamics Analysis. *Multibody System Dynamics* 6 (3), S. 291-300. 2001
- [3] M. Ofierzynski, V. Brundisch: Fahrkomfort von Schienenfahrzeugen – Die Zuverlässigkeit moderner Simulationstechnik. *ZEV-Glas. Ann.* 124 (2/3), S. 109-118. 2000
- [4] A. Stribersky, F. Moser, W. Rulka: Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system. *Advances in Engineering Software* 33 (7-10), S. 541-552. 2002
- [5] R. M. Goodall: Active Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends. *Vehicle System Dynamics* 28 (2-3), S. 87-117. 1997
- [6] R. M. Goodall, W. Kortüm: Mechatronic developments for railway vehicles of the future. *Control Engineering Practice* 10 (8), S. 887-898. 2002
- [7] E. Foo, R. M. Goodall: Active suspension control of flexible-bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electro-magnetic actuators. *Control Engineering Practice* 8 (5), S. 507-518. 2000
- [8] M. Miyamoto, Y. Suda: Recent Research and Development on Advanced Technologies of High-Speed Railways in Japan. *Vehicle System Dynamics* 40 (1-3), S. 55-99. 2003
- [9] T. Bailey, J. E. Hubbard: Distributed piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilever beam. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 8 (5), S. 605-611. 1985
- [10] A. Preumont: *Vibration control of active structures*. Dordrecht u. a.: Kluwer. 1997
- [11] C. R. Fuller, S. J. Elliot, P. A. Nelson: *Active control of vibration*. London u. a.: Academic Press. 1996

- [12] S. E. Burke, J. E. Hubbard: Active vibration control of a simply supported beam using a spatially distributed actuator. *IEEE Control Systems Magazine* 7 (4), S. 25-30. 1987
- [13] D. Halim, S. O. Moheimani: Spatial Resonant Control of Flexible Structures – Application to a Piezoelectric Laminate Beam. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 9 (1), S. 37-53. 2001
- [14] U. Gabbert, T. N. Trajkov, H. Köppe: Modelling, Control and Simulation of Piezoelectric Smart Structures using Finite Element Method and Optimal LQ Control. *Facta Universitatis/Series Mechanics, Automatic Control and Robotics* 3 (12), S. 417-430. 2002
- [15] K. Ma: Vibration control of smart structures with bonded PZT patches: novel adaptive filtering algorithm and hybrid control scheme. *Smart Materials and Structures* 12 (3), S. 473-482. 2003
- [16] S.-H. Chen, Z.-D. Wang, X.-H. Liu: Active vibration control and suppression for intelligent structures. *Journal of Sound and Vibration* 200 (2), S. 167-177. 1997
- [17] I. N. Kar, K. Seto, F. Doi: Multimode Vibration Control of a Flexible Structure Using H_∞ -Based Robust Control. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 5 (1), S. 23-31. 2000
- [18] E. T. Falangas, J. A. Dworak, S. Koshigoe: Controlling Plate Vibrations using Piezoelectric Actuators. *IEEE Control Systems Magazine* 14 (4), S. 34-41. 1994
- [19] Y.-H. Lim: Finite-element simulation of closed loop vibration control of a smart plate under transient loading. *Smart Materials and Structures* 12 (2), S. 272-286. 2003
- [20] M. Strassberger, H. Waller: Active noise reduction by structural control using piezo-electric actuators. *Mechatronics* 10 (8), S. 851-868. 2000
- [21] U. Stöbener: Untersuchungen zur Schwingungs- und Schallabstrahlungsregelung flächenhafter Strukturen. *Fortschr.-Ber. VDI Reihe 11 Nr. 307*. Düsseldorf: VDI Verlag. 2002

- [22] U. Stöbener, L. Gaul: Active vibration control of a car body based on experimentally evaluated modal parameters. *Mechanical Systems and Signal Processing* 15 (1), S. 173-188. 2001
- [23] V. Piefort: Finite Element Modelling of Piezoelectric Active Structures. Dissertation. Brüssel: Université Libre de Bruxelles, Faculty of Applied Sciences. 2001
- [24] C. K. Song, J. K. Hwang, J. M. Lee, J. K. Hedrick: Active vibration control for structural-acoustic coupling system of a 3-D vehicle cabin model. *Journal of Sound and Vibration* 267 (4), S. 851-865. 2003
- [25] J. Hansson, M. Takano, T. Takigami, T. Tomioka, Y. Suzuki: Vibration suppression of railway car body with piezoelectric elements (a study by using a scale model). *Proceedings of the International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems 2003 (STECH '03)*. Tokyo. 2003
- [26] M. Arnold, A. Carrarini, A. Heckmann, G. Hippmann: Modular dynamical simulation of mechatronic and coupled systems. *Transactions of the 5th World Congress on Computational Mechanics (WCCM V)*. Wien. 2002
- [27] R. Schwertassek, O. Wallrapp: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Braunschweig: Vieweg. 1999
- [28] O. Wallrapp: Standardization of Flexible Body Modeling in Multibody System Codes, Part I: Definition of Standard Input Data. *Mechanics of structures and machines* 22 (3), S. 283-304. 1994
- [29] SIMPACK Reference 8.6. Wessling: Intec. 2003
- [30] D. Sachau: SIMPACK-Simulation adaptiver elastischer Mehrkörpersysteme mit ANSYS-Daten. *Proceedings of 14th CAD-FEM Users' Meeting, Bad Aibling*. S. 2-15. Grafing: CAD-FEM GmbH. 1996
- [31] O. Wallrapp: Flexible Bodies in Multibody System Codes. *Vehicle System Dynamics* 30 (3), S. 237-256. 1998
- [32] R. J. Guyan: Reduction of Stiffness and Mass Matrices. *AIAA Journal* 3 (2), S. 380. 1965
- [33] K.-J. Bathe: *Finite-Elemente-Methoden*. Berlin u. a.: Springer. 1990

- [34] R. Schwertassek, O. Wallrapp, A. A. Shabana: Flexible Multibody Simulation and Choice of Shape Functions. *Nonlinear Dynamics* 20 (4), S. 361-380. 1999
- [35] S. Dietz, O. Wallrapp, S. Wiedemann: Nodal vs. modal representation in flexible multibody system dynamics. *Proceedings of Multibody Dynamics 2003 (ID-MEC/IST)*. Lissabon. 2003
- [36] S. Dietz: *Vibration and Fatigue Analysis of Vehicle Systems Using Component Modes*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 401. Düsseldorf: VDI Verlag. 1999
- [37] W. C. Hurty: Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes. *AIAA Journal* 3 (4), S. 678-685. 1965
- [38] R. L. Goldman: Vibration Analysis by Dynamic Partitioning. *AIAA Journal* 7 (6), S. 1152-1154. 1969
- [39] R. R. Craig Jr., M. C. C. Bampton : Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. *AIAA Journal* 6 (7), S. 1313-1319. 1968
- [40] S. Rubin: Improved Component-Mode Representation for Structural Dynamic Analysis. *AIAA Journal* 13 (8), S. 995-1006. 1975
- [41] L. Meirovitch, A. L. Hale: On the Substructure Synthesis Method. *AIAA Journal* 19 (7), S. 940-947. 1981
- [42] M. Scheble, C. N. Strizzolo, J. Converti: A Rayleigh-Ritz Substructure Synthesis Method in Physical Coordinates for Dynamic Analysis of Structures. *Journal of Sound and Vibration* 213 (1), S. 193-200. 1998
- [43] M. A. Tournour, N. Atalla, O. Chiello, F. Sgard : Validation, performance, convergence and application of free interface component mode synthesis. *Computers and Structures* 79 (20-21), S. 1861-1876. 2001
- [44] C. W. Jen, D. A. Johnson, F. Dubois: Numerical Modal Analysis of Substructures based on a revised Substructure Synthesis Approach. *Journal of Sound and Vibration* 180 (2), S. 185-203. 1995
- [45] J. Tichy, G. Gautschi: *Piezoelektrische Meßtechnik: Physikalische Grundlagen, Kraft-, Druck- und Beschleunigungsaufnehmer, Verstärker*. Berlin u. a.: Springer. 1980.

- [46] Y. Fu: Ferroelectric materials and their application. Amsterdam u. a.: Elsevier. 1991
- [47] I. Takuro: Fundamentals of piezoelectricity. Oxford u. a.: Clarendon Press. 1990
- [48] J. F. Tressler, S. Alkoy, R. E. Newnham: Piezoelectric Sensors and Sensor Materials. *Journal of Electroceramics* 2 (4), S. 257-272, 1998
- [49] J. F. Nye: Physical Properties of Crystals: Their Representation by Tensors and Matrices. Oxford u. a.: Clarendon Press. 1957
- [50] H. Janocha: Adaptronics and smart structures: Basics, materials, design and applications. Berlin u. a.: Springer. 1999
- [51] APC International Ltd.: Piezo-Mechanics – an Introduction. 2003
- [52] Morgan Electro Ceramics: Piezoceramic properties and applications. 2000
- [53] J. Lunze: Regelungstechnik 2. Berlin u. a. : Springer. 1999
- [54] G. Ludyk: Theoretische Regelungstechnik 1. Berlin u. a. : Springer. 1995
- [55] B. Heimann, W. Gerth, K. Popp: Mechatronik. München, Wien: Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser Verlag. 2001
- [56] K. Anderegg, P. Weichelt: Der Einfluß von Ausrüstung und Zuladung auf die vertikale Biegeschwingung eines Eisenbahn-Personenwagens. *ZEV-Glas. Ann.* 114 (1/2), S. 39-41. 1990
- [57] P. Carlbom: Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics. Dissertation. Stockholm: Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering. 2000
- [58] Y. Matsumoto, M. J. Griffin: Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration* 260 (3), S. 431-451. 2003
- [59] P. Holmlund, R. Lundström, L. Lindberg: Mechanical impedance of the human body in vertical direction. *Applied ergonomics* 31 (4), S. 415-422. 2000

- [60] M. J. Griffin: Handbook of human vibration. Amsterdam u. a.: Elsevier. 2004
- [61] L. Wei, M. J. Griffin: Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration* 212 (5), S. 855-874. 1998
- [62] R. Lundström, P. Holmlund, L. Lindberg: Absorption of energy during vertical whole-body vibration exposure. *Journal of Biomechanics* 31 (4), S. 317-326. 1998
- [63] B. R. Ellis, T. Ji: Human-structure interaction in vertical vibrations. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers: Structures & Buildings* 122 (1), S. 1-9. 1997
- [64] R. Sachse, A. Pavic, P. Reynolds: Human-Structure Dynamic Interaction in Civil Engineering Dynamics: A Literature Review. *The Shock and Vibration Digest* 35 (1), S. 3-18. 2003
- [65] J. M. W. Brownjohn: Energy dissipation from vibrating floor slabs due to human-structure interaction. *Shock and Vibration* 8 (6), S. 315-323. 2001
- [66] R. R. Craig Jr., C.-J. Chang : Free-Interface Methods of Substructure Coupling for Dynamic Analysis. *AIAA Journal* 14 (11), S. 1633-1635. 1976
- [67] O. Vaculín, W. R. Krüger, M. Valášek: Overview of Coupling of Multibody and Control Engineering Tools. *Vehicle System Dynamics* 41 (5), S. 415-429. 2004
- [68] W. Schiehlen: *Multibody Systems Handbook*. Berlin u. a.: Springer. 1990
- [69] G. Schupp, H. Netter, L. Mauer, M. Gretzschel: Multibody System Simulation of Railway Vehicles with SIMPACK. *Vehicle System Dynamics Supplement* 31, S. 101-109. 1999
- [70] The MathWorks company: <http://www.mathworks.com>. 2005.
- [71] D. Horwatitsch: *Aktive Schwingungsreduktion durch Regelung elastischer Fahrzeugstrukturen*. Diplomarbeit. Wien: TU Wien. 2004

Lebenslauf

Name: Gerhard Schandl

Geboren: 27. Mai 1977 in St. Pölten

Eltern: Ing. Wilhelm Schandl und Margit Schandl, geb. Spannbauer

Schulbildung: 1983-1987 Volksschule der Engl. Fräulein in St. Pölten
1987-1991 BG+BRG St. Pölten
1991-1996 HTBLuVA St. Pölten, Abteilung für Automatisierungstechnik, Matura am 13.6.1996

Präsenzdienst: Abgeleistet von Juli 1996 bis Februar 1997.

Studium: März 1997 bis November 2002: Maschinenbau an der TU Wien
7.11.2002: Diplomprüfung
Ab März 2004: Doktoratsstudium Maschinenbau

Beruf: Ab Dezember 2002 Projektassistent am Institut für Mechanik und Mechatronik der TU Wien