Entwicklung eines neuartigen dreidimensionalen aktiven Federungssystems für ein Schienenfahrzeug

zur Erlangung des akademischen Grades eines DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.) der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn

vorgelegte DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Philipp Schlautmann aus Paderborn

Tag des Kolloquiums: 29.09.2006 Referent: Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), dem heutigen Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM). Wesentliche Inhalte dieser Arbeit sind im Rahmen des Projektes "Neue Bahntechnik Paderborn" entstanden.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel, der durch seinen unermüdlichen und leidenschaftlichen Einsatz immer wieder neue Impulse und Anregungen zu dieser Arbeit gab. Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler gilt mein Dank für die Übernahme des Korreferats.

Für die gute Zusammenarbeit möchte ich mich bei all meinen ehemaligen Kollegen am RtM herzlich bedanken. Herrn Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker, Herrn Dipl.-Ing. Dipl.-Phys. Thorsten Hestermeyer, Herrn Dipl Math. Clemens Ettingshausen und Herrn Dipl.-Ing. Michael Walther gilt mein Dank für die vielen fachlichen Hinweise, Ideen und Diskussionen, die mir im Rahmen dieser Arbeit sehr geholfen haben. Ein großes Danke gilt den studentische Hilfskräften bzw. Studienund Diplomarbeitern Herr Dipl.-Ing. Igor Illg, Herr Dipl.-Ing. Christian Möhl, Herr Heiko Anward und Herr und Dipl.-Ing. Sascha Rackow, die mich mit ganzem Einsatz tatkräftig unterstützt haben.

Frau Annette Bökamp-Gros danke ich für die sorgfältige Durchsicht des Manuskriptes.

Herrn Dipl.-Ing. Simon Juhas danke ich für die intensive Unterstützung so wie die Weitergabe zahlreicher Erfahrungen während meiner Industriezeit.

Danken möchte ich meinen Eltern, die mich in vielfältiger Weise motiviert und unterstützt haben.

Da es mir beim Erstellen dieser Arbeit nicht immer gelungen ist, meiner Familie die Aufmerksamkeit zu widmen die sie verdient hätte, gilt mein besonderer Dank meiner Frau Katja.

Paderborn, im Oktober 2006

Philipp Schlautmann

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik aktiver Federungssysteme	6
	2.1 Aktive Federungssysteme für PKW	6
	2.2 Aktive Federungen für Bahnfahrzeuge	6
	2.3 Aufbau und Funktion des Federneigetechnikmoduls der NBP-Versuchsträger	7
	2.4 Feder-/Neigetechnikprüfstand	7
	2.5 Feder-/Neigetechnik des Versuchsshuttles	8
3	Der mechatronische Entwicklungskreislauf	10
	3.1 Funktionsorientierter Entwurf	10
	3.1.1 Funktionsanalyse	12
	3.1.2 Modularisierung und Hierarchisierung	12
	3.1.3 Topologische Systembeschreibung	14
	3.1.4 Modelle und Modellierung	15
	3.1.5 Prufstandserprobung	18
4	Entwurf eines Shuttles in Unterflurbauweise	19
	4.1 Anforderungen an Bahnfahrwerke	19
	4.2 Motivation zur Entwicklung eines neuartigen Federungssystems	23
	4.2.1 Aufbau eines Shuttles in Unterflurbauweise	23
	4.2.2 Gestaltentwurf der aktiven dämpferlosen 3D-Federung	25
	4.2.3 Entwurf der Informations- und der Signalverarbeitung	28
	4.3 Grundlegende Komponenten akiver Federungssysteme	30
	4.3.1 Luftfeder	30
	4.3.2 GFK-Feder	30
	4.3.3 Aktorik	31
	4.3.4 Sensorik	31
	4.4 Modellgestützte Gestaltoptimierung und Dimensionierung des 3D-Federungssystems	42
	4.4.1 Modemetung unter CAMEL-View	42
5	Entwicklung eines HIL-Prüfstandes für das aktive dämpferlose 3D-Federungssystem	48
	5.1 Hardware-in-the-Loop-Simulation	48
	5.1.1 Definition	48
	5.1.2 Vorteile durch die Anwendung von HIL-Simulationen	48
	5.1.3 Bestandteile und Voraussetzungen für eine HIL-Simulation	48
	5.1.4 Anforderungen an den HIL-Prufstand	50
	5.2 Mechatronische Komposition des HIL-Prüfstandes	50
	5.2.1 Funktionsanalyse	50
	5.2.2 Topologische Modularisterung und Hierarchisterung	51 57
	5.2.4 MKS-Modell und Regelungsstruktur	55
	5.2.5 Kinematik-Analyse des Niederflurfederungssystems	64

	5.3 Konstruktive Ausarbeitung des Prüfstandes	72
	5.4 Inbetriebnahme des HIL-Prüfstandes	76
	5.4.1 Zentrales Hydraulikaggregat	76
	5.4.2 Hydraulische Achsen	76
	5.4.3 Feder-/Aktorgruppe	77
	5.4.4 Lokale Federung.	
	5.4.5 Globale Module der aktiven 3D-Federung	81
	5.4.6 Storgroßenaufschaltung	81
	5.5 Umbau des HIL-Prüfstandes auf das GFK-Federungsmodul	
	5.5.1 Konstruktionsbeschreibung	
	5.5.2 Funktionsbeschreibung	83
6	Untersuchungen am HIL-Prüfstand	85
	6.1 Untersuchungen des Luftfedermoduls	85
	6.1.1 Frequenz- und Zeitverhalten des passiven Systems mit Luftfeder	85
	6.1.2 Frequenz- und Zeitverhalten des aktiven Systems mit Luftfeder	90
	6.2 Untersuchungen des GFK-Federungsmoduls	96
	6.2.1 Frequenz- und Zeitverhalten des passiven Systems mit GFK-Feder	96
	6.3 Frequenz- und Zeitverhalten des aktiven Systems mit GFK-Feder	105
	6.4 Vergleich der Versuchsergebnisse des Luftfeder- und des GFK-Federsystems	111
7	Zusammenfassung und Ausblick	114
	7.1 Zusammenfassung	114
	7.2 Vergleich der beiden Federtypen Luftfeder und GFK-Feder	115
	7.3 Ausblick	117
8	Anhang	122
	8.1 Lösung der Kinematikgleichungen des optischen Luftfedersensors	122
	8.2 Literaturverzeichnis	124

Abkürzungen

RtM	Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik	
MLaP	Mechatronik Laboratorium Paderborn	
SUrF	Schienenfahrzeug Unterflur Federung	
NBP	Neue Bahntechnik Paderborn	
KEP	Kurier-Express-Paket	
CAMeL	Computer-Aided Mechatronics Laboratory	
MOPO	Multi-Objective Parameter Optimization	
MFM	Mechatronisches Funktionsmodul	
MFG	Mechatronische Funktionsgruppe	
AMS	Autonome Mechatronische Systeme	
VMS	Verteilte Mechatronische Systeme	
CAD	Computer-Aided Design	
CAE	Computer-Aided Engineering	
CAM	Computer-Aided Manufacturing	
ODSS	Objective Dynamic System Structure	
ODSL	Objective Dynamic System Language	
DSL	Dynamic System Language	
DSC	Dynamic System Code	
MKS	Mehrkörpersystem	
FEM	Finite-Elemente-Methode	
BCS	Bodyfixed Coordinate System	
ICS	Inertial Coordinate System	
ASR	Anti-Schlupf-Regelung	
ABC	Active Body Control	
ASCA	Activ Suspension Control Arm	
ESP	Electronic Stability Program	
HIL	Hardware-in-the-Loop	
CAN	Controller Area Network	
GFK	Glasfaserfaser verstärkter Kunststoff	
CFK	Carbonfaser verstärkter Kunststoff	
KFZ	Kraftfahrzeug	
3D	dreidimensional	
MT	Mechanische Tragstruktur	
S	Sensorik	
А	Aktorik	
Ι	Informationsverarbeitung	
DMS	Dehnmessstreifen	

Formelzeichen

ω	Frequenz
v _{Shuttle}	Geschwindigkeit des Shuttles
S _{Schwellen}	Schwellenabstand
f	Durchbiegung der Schienen
F _N	Normalkraft
E _{st}	Elastizitätsmodul von Stahl
I _x	Flächenträgheitsmoment um die x-Achse
h	Höhe
Т	Zeit
S	Strecke (Abstand)
r	Radius
x, y, z	Kartesische Vektorkoordinaten
α	Winkelkoordinate
I(r)	Zusammengefasste Geschwindigkeiten aller Körper
K	Verstärkungskonstante
r _a	Abstand Emitterdiode zur Empfängerdiode a
r _b	Abstand Emitterdiode zur Empfängerdiode b
r _c	Abstand Emitterdiode zur Empfängerdiode c
x _b	x-Komponente des Ortsvektors zur Empfängerdiode b im ICS
x _c	x-Komponente des Ortsvektors zur Empfängerdiode c im ICS
У _с	y-Komponente des Ortsvektors zur Empfängerdiode c im ICS
u	Signalspannung
$u_{(\alpha)}$	Signalspannung in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel der Dioden
u _(r)	Signalspannung in Abhängigkeit vom Abstand der Dioden
x _{soll}	Sollgröße für x
x _{ist}	Istgröße für x
Δx	Regeldifferenz für x
K _P	Verstärkungskonstante P-Regler
U _{Ventil}	Ventil-Signalspannung

q_i	Volumenströme Zylinderkammer ₁ $i = 1$ und Zylinderkammer ₂ $i = 2$
K _s	Verstärkungsfaktor Ventilschieber
q _{nenn}	Nennvolumenstrom des Ventils
Δp_{nenn}	Nenndruckdifferenz des Ventils
Δp_i	Druckdifferenz an den Steuerkanten des Ventils
p_1	Druck in Zylinderkammer ₁
p ₂	Druck in Zylinderkammer ₂
C _{oil}	Ölkompressibilität
q_{0i}	Totvolumen der Zylinderkammer _i
A _i	Kolbenfläche der Zylinderkammer _i
x _{zyl}	Kolbengeschwindigkeit
F _{zyl}	Zylinderkraft
d _{zyl}	Dämpfungskonstante des Zylinders
m _K	Kolbenstangenmasse
G _{zyl}	Übertragungsfunktion des Zylinders
z ₁	Anregungsweg in z-Richtung links
z ₂	Anregungsweg in z-Richtung rechts
У	Anregungsweg in y-Richtung
m _R	Masse des Fahrwerkdummys
$\Theta_{\mathbf{R}}$	Trägheitsmoment des Fahrwerkdummys um die x-Achse
$\sum F_y$	Summe aller Kräfte in Querrichtung
$\sum F_z$	Summe aller Kräfte in Vertikalrichtung
$\sum M_x$	Summe aller Momente um die x-Achse
У	Verschiebung in Querrichtung (Queranregung)
Z	Verschiebung in Vertikalrichtung (Hubanregung)
φ	Verdrehung um die x-Achse (Wankanregung)
$\overrightarrow{F_{LF}}$	Luftfederkraftvektor
<u>C</u>	Steifigkeitsmatrix der Luftfeder
$\xrightarrow{x_{LF}}$	Luftfederwegvektor

D	Dämpfungsmatrix der Luftfeder
z _{soll}	Sollvorgabe für z
z _{Mist}	Istwert für z _M
dT ₁	Verzögerungsglied erster Ordnung
Kc	Wunschfedersteifigkeit
Kd	Wunschdämpfungsparameter
F _c	Gewünschte Federkraft
F _d	Gewünschte Dämpfungskraft
c _{LF}	Federsteifigkeit der Luftfeder
Δz_{aktiv}	Gewünschte Dämpfungskraft
Z _{Aktor}	Aktorhub
K _i /s	Integratorglied
z _{An1}	z-Anregung Zylinder 1
z _{An2}	z-Anregung Zylinder 2
y _{An}	y-Anregung Zylinder 3
z _{LFstör1}	Störgröße (z-Weganregung an der Luftfeder links)
z _{LFstör2}	Störgröße (z-Weganregung an der Luftfeder rechts)
y _{LFstör}	Störgröße (y-Weganregung an den Luftfedern)
y _{LFlinks}	y-Wert zur Störgrößenaufschaltung am Feder-/Aktormodul links
y _{LFrechts}	y-Wert zur Störgrößenaufschaltung am Feder-/Aktormodul rechts
z _{LFlinks}	z-Wert zur Störgrößenaufschaltung am Feder-/Aktormodul links
z _{LFrechts}	z-Wert zur Störgrößenaufschaltung am Feder-/Aktormodul rechts

k _y	Konstanter Verstärkungsparameter für y
b_{LF}	Abstand der Luftfedern in Querrichtung
b _{An}	Abstand der Anregungszylinder für die z-Anregung
A ^{ICX}	Ortsvektor zum Punkt A im Inertialkoordinatensystem
A1 ^{K1}	Ortsvektor zum Punkt A1 im körperfesten Koordinatensystem K1
A1C1	Vektor zwischen den Punkten A1 und C1
'n	Normalenvektor
S	Rotationsmatrix
q_i	Zylinderwege in der numerischen Kinematikberechnung
a_i, b_i, c_i	Parameter der numerischen Kinematikberechnung
p	Parametervektor der numerischen Kinematikberechnung
A	Eingangsmatrix der numerischen Kinematikberechnung
Z	Messwertevektor der numerischen Kinematikberechnung
ŗ	Residuumvektor der numerischen Kinematikberechnung
\underline{A}^+	Moore-Penrosesche Pseudo-Inverse zur Eingangsmatrix
q1 _{zyl1}	Volumenstrom Zylinderkammer 1 vom Zylinder1
F _{LF}	Luftfederkraft
c _{LF}	Luftfedersteifigkeit
ω_0	Eigenfrequenz ungedämpftes System
m _A	Aufbaumasse
D	Lehrsches Dämpfungsmaß
ω_d	Eigenfrequenz gedämpftes System

1 Einleitung

In den kommenden Jahrzehnten wird das Verkehrsaufkommen in den Staaten der Europäischen Union stark zunehmen. Diese wird durch Studien, wie der "Mobilität 2020" [Hell 02] und dem "European Transport Report 2004" [Rom 04] belegt. Der Kapazitätsbedarf wird durch die folgenden Faktoren bestimmt:

Arbeitnehmer müssen in der heutigen Zeit immer flexibler in der Wahl ihres Arbeitsortes werden. Haben früher noch viele Menschen an den Orten gewohnt, an denen sie auch gearbeitet haben, lassen steigende Mieten und stagnierende Löhne diese Lebensweise immer unattraktiver werden. Modernere Lebensweisen bedeuten ein Leben auf dem Land oder in ländlichen Wohnsiedlungen und Arbeit in den weit entfernten Ballungsräumen. Arbeitswege von 100 km sind heutzutage keine Seltenheit. Begünstigt durch diese Lebensweise, erlangen Online-Warenhäuser und Versandhäuser steigende Beliebtheit. Die Waren werden den Kunden durch Paketdienste zugestellt. Diese Entwicklung führt zu einem steigenden Verkehrsaufkommen im Kurier-Express-Paket (KEP) -Sektor.

Des weiteren sorgen "Just in Time" -Fertigungsprozesse für steigenden Transportbedarf sowohl auf der Straße als auch auf der Schiene. Das Produktionskostengefälle im Europäischen Binnenmarkt und die zunehmende Globalisierung führen dazu, dass immer mehr personalintensive Fertigungen in Billiglohnländer verlagert werden. Beispielsweise lassen deutsche Maschinenbaufirmen ihre Schweißbaugruppen immer häufiger in Polen oder Russland fertigen und beschränken ihre Fertigung im Inland auf technologisch anspruchsvollere Fertigungsprozesse.

Das Straßennetz in den mitteleuropäischen Staaten ist schon heute an seiner Kapazitätsgrenze angelangt. Auch durch seinen weiteren Ausbau kann die Kapazität nicht ausreichend gesteigert werden. Auch die Kapazität anderer Verkehrsträger ist nicht ausreichend. Die Binnenschifffahrt eignet sich zwar hervorragend zum kostengünstigen Transport von Massengütern (Öl, Kohle, Kies), ist aber für den Stückgutverkehr zu langsam. Ebenso ist die heutige Bahn in ihrer Kapazität begrenzt; gerade im Bereich des Güterverkehrs ist das Bahnsystem durch sehr zeitaufwändige Rangierprozesse gehandikapt. Die Streckenauslastung ist durch den Mindestabstand zwischen zwei Zügen begrenzt. Erschwerend kommt hier auch noch der gravierende Unterschied in den Geschwindigkeiten der Personen- und Güterzüge hinzu. Güterzüge müssen immer auf ausreichend große Zeitfenster zwischen zwei schnellen Personenzügen warten. So sank gerade im Güterverkehr die durchschnittliche Reisegeschwindigkeit in den vergangenen Jahren bei gleichzeitiger Erhöhung der Spitzengeschwindigkeit im Personenverkehr.

Um aus der verkehrsplanerischen Misere heraus zu kommen, benötigt man dringend neue leistungsfähige Verkehrssysteme. Zur Zeit werden verschiedene Systeme diskutiert:

Ein Ansatz sind die erhöhte Ausnutzung bzw. Reanimierung kleiner und mittlerer Schifffahrtsstraßen in Verbindung mit automatisiertem Betrieb von Binnenschiffen. Auch durch den Einsatz von Tragflügelbooten und Ground-Effect-Fahrzeugen kann ein effektiver und schneller Transport von KEP-Gütern und Personen auf Wasserstraßen erreicht werden. Andere Initiativen bemühen sich um eine Kapazitätssteigerung im Schienenverkehr.

An der Ruhr-Universität in Bochum beschäftigt sich das Projekt CargoCap [CargoCap] damit, den Güterverkehr in unterirdische Tunnel zu verlagern. Die Siemens AG versucht im Projekt CargoMover [CargoMover], Güterwaggons mit eigenen Dieselantrieb auszustatten und automatisiert zu betreiben. Das Projekt "Neue Bahntechnik Paderborn", in dessen Rahmen diese Arbeit entstanden ist, hat das System RailCab entwickelt. Dieses System benutzt vorhandene Bahngleise, um mit kleinen autonomen Shuttles einen bedarfsgesteuerten Personen- und Güterverkehr zu betreiben.

Das Ziel von RailCab ist, die Anforderungen des Individualverkehrs mit den Gegebenheiten eines schienengebundenen Verkehrssystems zu vereinbaren. Dazu ist es zunächst erforderlich, einen bedarfsgesteuerten, fahrplanungebundenen Betrieb zu ermöglichen. Personen und Güter sollen bedarfsgerecht zielrein also ohne Zwischenstopp, Umsteigen, Rangieren oder Umladen, ihr Ziel zu den gewünschen Ankunftszeiten erreichen. Durch den Verzicht auf Zwischenstopps können sehr hohe Durchschnittsgeschwindigkeiten und sehr kurze Reisezeiten erzielt werden. Mit Spitzengeschwindigkeiten von ca. 160 km/h können Reisezeiten erreicht werden, die weit unterhalb derjenigen von PKW oder konventionellen Eisenbahnen liegen. Um einen wirtschaftlichen und individuellen Verker zu betreiben, sind relativ kleine Shuttles erforderlich. Kleine und damit leichte Fahrzeuge mit geringen Geschwindigkeiten bewirken auch einen wesentlich geringeren Verschleiß an den Fahrwegen, wie auch aus dem Straßenverkehr bekant ist.

Ein solches System erfordert eine enorm große Anzahl an Fahrzeugen, was erhebliche Anforderungen an Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit der Technik und insbesondere des Antriebs stellt. Eine Energiezufuhr durch Oberleitungen wie bei bestehenden Bahnsystemen ist sehr problematisch, da die Stromabnehmer den Oberleitungsdraht zum Schwingen anregen. Ein nachfolgendes Fahrzeug würde den Kontakt zum Oberleitungsdraht verlieren, und es kann nur noch bedingt Energie übertragen werden. Aus diesem Grund benötigt die konventionelle Bahn auch einen beträchtlichen Mindestabstand zwischen zwei Zügen. Der Antrieb mittels Verbrennungsmotoren ist ebenfalls sehr problematisch, denn Verbrennungsmotoren benötigen ein Schaltgetriebe, eine Kupplung und eine entsprechende Motorsteuerung. Verbrennungsmotoren, Kupplungen und Getriebe bestehen aus einer Vielzahl verschleißbehafteter Komponenten. Jede dieser Komponenten hat eine gewisse Störanfälligkeit, doch je mehr störanfällige Komponenten in Reihe hintereinander geschaltet werden, desto größer wird die Störanfälligkeit des Gesamtsystems. Für ein System wie das RailCab ist daher ein Antrieb mit möglichst wenig Verschleißteilen und somit einer sehr geringen Störanfälligkeit von entscheidender Bedeutung. Aus Gründen der Verfügbarkeit und der Zuverlässigkeit wird ein doppeltgespeister Linearmotor eingesetzt. Dieser Linearmotor besteht aus einem Elektromagneten, der zwischen den Schienen fest mit dem Gleiskörper verschraubt ist (dem sogenannten Stator), und einem Gegenstück, dem Läufer, der fest mit dem Fahrwerk des Fahrzeugs verbunden ist. Beide Komponenten des Linearmotors, sowohl Läufer als auch Stator, bestehen jeweils aus einem Eisenkern, der mit entsprechenden Kupfer- oder Aluminiumwicklungen belegt ist. Es treten also keine Relativbewegungen zwischen den Komponenten der Linearmotorteile auf. Hiermit handelt es sich also um einen absolut verschleißfreien Antrieb. Durch die relativ einfach zu fertigenden Teile, die auch in enormer Stückzahl benötigt werden, ist der Linearmotorantrieb durch extrem niedrige Fertigungskosten gekennzeichnet. Betreibt man den Motor im Asynchronmodus, ist eine Energieübertragung mittels Induktion von der Strecke in das Fahrzeug möglich. Diese Form des Antriebs setzt die eingespeiste elektrische Energie direkt in mechanische Schubkraft um [Henke 05]. Die erforderliche Signalkette umfasst dabei lediglich die Komponenten "Leistungselektronik", "Stator und Läufer". Bei herkömmlichen Antrieben über den Rad-Schienekontakt ist die Antriebs- und Bremsleistung immer vom Reibwert zwischen Rad und Schiene abhängig. Bei feuchter Witterung kann wesentlich weniger Antriebskraft erzeugt werden. Für herkömmliche Schienenfahrzeuge ergibt sich somit eine begrenzte Steigfähigkeit von maximal 4%. Die Steigfähigkeit des Linearmotorantriebs ist im Wesentlichen von der in der Steigungsstrecke installierten Leistung abhängig. Jedoch gibt es auch komfortbedingte Einschränkungen der zumutbaren Steigung für die Passagiere. Die erhöhte Steigfähigkeit des Systems ermöglicht den Verzicht auf Tunnelbauwerke und Serpentinen bei Neubaustrecken. Der Linearantrieb, der im Wesentlichen aus zwei Elektromagneten besteht, die sich gegenseitig anziehen, erzeugt nicht nur Vortriebskräfte, sondern auch Anziehungskräfte, die das Fahrzeug nach unten auf die Schiene ziehen. Diese Abtriebskräfte sorgen - ähnlich wie bei den Formel 1-Rennwagen für ein stabiles Fahrverhalten auch bei Kurvenfahrt und Seitenwind. Dank dieser Abtriebskräfte können die Fahrzeuge wesentlich leichter, als bei herkömmlichen Bahnfahrzeugen üblich, gebaut werden, wodurch der Energieverbrauch weiter reduziert werden kann. Alle diese Eigenschaften machen den Linearantrieb zu einem idealen Antrieb für das System RailCab.

Der verschleißfreie und reibungsfreie Antrieb durch den Linearmotor sowie die Möglichkeit, extrem leichte und besonders kleine Fahrzeuge zu bauen, erlauben auch im Fahrwerk neue, den Verschleiß minimierende Techniken. Auf Grund des geringen Fahrzeuggewichts und der damit verringerten Radlast gegenüber konventionellen Bahnfahrzeugen bieten sich Einzelachsfahrwerke an. Um den Verschleiß an der Schiene und den Rädern weiter zu verringern, werden Losräder mit zylindrischen Laufflächen eingesetzt. Durch die zylindrische Bauform der Räder wird ein Verschleiß durch Bohrschlupf ausgeschlossen. Die Losradanordnung verhindert den für Schienenfahrzeuge typischen Sinuslauf, weshalb auf Schlingerdämpfer verzichtet werden kann. Der Verzicht auf Schlingerdämpfer erhöht den Fahrkomfort, da so keine Schwingungen auf den Wagenkasten übertragen werden. Um das Fahrzeug trotzdem im Gleis zentrieren zu können, wird ein aktives Spurführungssystem eingesetzt. Die Position des Fahrwerks relativ zur Schiene wird mittels Sensoren erfasst; die Achsen werden dann so gelenkt, dass das Fahrzeug im Gleis zentriert wird. Durch diese Regelung werden ein Spurkranzanlauf vermieden und der Verschleiß der Schiene und der Räder weiter verkleinert.

Da Einzelachsfahrwerke auf Grund der geometrischen Zusammenhänge gegenüber dem Drehgestellfahrwerk größere Anregungen in den Wagenkasten übertragen, ist mit Komforteinbußen zu rechnen. Beim RailCab-Shuttle werden diese Störanregungen durch ein aktives Fahrwerk eliminiert. Das hier entwickelte dämpferlose aktive 3D-Federungssystem basiert auf einer schwingungstechnischen Entkopplung des Wagenkastens vom Fahrwerk. Der Wagenkasten ist lediglich über vier Luftfedern mit dem Fahrwerk verbunden. Die Luftfedern weisen Steifigkeiten in allen räumlichen Richtungen auf. Es können also Anregungen sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Richtung abgefedert werden. Durch diese Anordnung schwingt der Wagenkasten in seinen Eigenfrequenzen und Eigenformen. Das System wird so abgestimmt, dass die Eigenfrequenzen des Wagenkastens zwischen 1 Hz und 2 Hz liegen. Durch entsprechend angeordnete hydraulische Aktoren kann der Kopfpunkt der Luftfeder in drei Raumrichtungen verschoben werden. Leitet man die Aktorkräfte mit entsprechender Frequenz und Phase in die Luftfedern ein, erzeugt man Dämpfungskräfte. Diese Anordnung (Feder und Aktoren in Reihe geschaltet) begrenzt die Arbeitsfrequenz der Aktoren auf maximal 10 Hz. Diese relativ geringe Arbeitsfrequenz ist durch hydraulische Aktoren leicht zu erreichen und bedarf nur eines geringen Energieaufwands.

Die geschickte Anordnung der Aktoren ermöglicht ein aktives Kurvenneigen, wodurch der Fahrkomfort für die Passagiere weiter gesteigert wird. Ebenso wird ein optimaler Niveauabgleich zwischen Bahnsteig und Fahrzeug ermöglicht, aber nicht nur das Niveau, sondern auch der Abstand zum Bahnsteig kann durch die Aktorik beeinflusst werden. Die Gefahr, zu stolpern oder gar zwischen Fahrzeug und Bahnsteig zu geraten, ist damit weitestgehend gebannt. Da diese Funktionen vollkommen ohne zusätzliche Technik von der eingesetzten Federungsaktorik automatisch mitgeliefert werden, sind keine Zusatzkosten erforderlich. Diese aktive Federungstechnik trägt somit direkt zur Sicherheit und Behindertentauglichkeit der Fahrzeuge bei. Passagiere können ohne Stolpergefahr das Fahrzeug betreten und verlassen. Auch die Anforderungen an die Bahnsteiggeometrie können reduziert werden.

Wenn Fahrzeuge sehr dicht hintereinander her fahren, sinken der Windwiderstand und damit der Energiebedarf einer solchen Kolonne drastisch. Das System RailCab mit seinen vielen kleinen Einheiten soll diesen Effekt nutzen. Sobald mehrere Shuttles auf einem Streckenabschnitt unterwegs sind, sollen sie sich zu sogenannten Konvois zusammenschließen. Mit Hilfe einer sogenannten elektronischen Deichsel ist es möglich, im Zentimeterabstand hintereinander herzufahren. So ein Konvoi bewegt sich mit Reisegeschwindigkeit (ca. 160 km/h) durch das Schienennetz und wird dynamisch organisiert, d. h., einzelne Shuttles fädeln sich bei vollem Tempo über Weichen in den Konvoi ein oder aus. Diese Ein- bzw. Ausfädelmanöver würden bei konventionellen Weichen extrem kurze Schaltzeiten erforden. Das System RailCab setzt auf passive Weichen, die in einer Art Mittelstellung feststehen; die Richtungswahl erfolgt duch das Fahrzeug. Die hierzu erforderliche Lenkbewegung wird durch die aktive Spurführung gestellt. Alternativ kann diese Bewegung auch durch die Aktorik der aktiven Federung gestellt werden. Mit Hilfe der sogenannten Lenkbewegung der Federungsaktoren können die Fahrwerke bei Kurvenfahrt aktiv radial zum Kurvenverlauf eingestellt werden. Diese radiale Einstellung der Fahrwerke bewirkt ebenfalls eine tangentiale Einstellung der Linearmotorläuferelemente - die Überdeckung zwischen Läufer und Stator des Linearmotors im Kurvenverlauf wird dadurch deutlich verbessert, was die Antriebsleistung des Motors verbessert.

Alle diese zusätzlichen Funktionen, die das dämpferlose aktive 3D-Federungssystem lediglich durch Vernetzung und Integration von entsprechender Steuerungs- und Regelungssoftware beinhaltet, erweitern die Funktionalität der Shuttles. Diese Synergieeffekte sind bei mechatronischen Produkten, die unter ganzheitlichen Gesichtspunkten entworfen werden, immer wieder zu beobachten.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Darstellung des ganzheitlichen funktionsorientierten Entwurfs eines mechatronischen Federungssystems.

In dieser Arbeit wird am Beispiel eines *dämpferlosen aktiven 3D-Federungssystems für ein Rail-Cab-Schienenfahrzeug* gezeigt [Schlautmann 05], wie ein mechatronisches System entwickelt wird.

2 Stand der Technik aktiver Federungssysteme

2.1 Aktive Federungssysteme für PKW

Erste aktive Federungssysteme für Straßenfahrzeuge wurden 1955 von Féderspiel-Labrosse [Féderspiel 55] in einem Citroën 2CV installiert. Seitdem wurden viele weitere Versuchsfahrzeuge mit aktiven Federungssystemen erprobt, bis letztlich mit dem Active Body Control (ABC) von DaimlerChrysler das erste serienreife System auf den Markt kam. Straßenfahrzeuge besitzen gegenüber Schienenfahrzeugen eine relativ weiche Reifen- oder Primärfeder, die zu Eigenschwingungen im Frequenzbereich um 13 Hz führt und die aus fahrdynamischen Gründen bedämpft werden muss. Bei den meisten Systemen geschieht diese Bedämpfung mit passiven Dämpfern, die mit dem aktiven Federungssystem in Reihe oder parallel geschaltet werden.

Aktoren für aktive Federungssysteme werden vorwiegend nach dem hydraulischen Drosselprinzip ausgeführt; eine Ausnahme bildet das Bose-System[Bose 04], das eine elektromagnetische Aktorik einsetzt. Neueste Entwicklungen bevorzugen hydraulische Verdrängerlösungen. Einen ersten Ansatz lieferte Schlüter mit einem Motorpumpenaggregat, das eine Konstantpumpe (Innenzahnradpumpe) mit einem Elektromotor kombinierte. Die neueste Entwicklungen werden von Becker [Becker 02], Jäker, Hachenkow und Wielenberg beschrieben, die eine reversierbare Flügelzellenpumpe entwickelt haben (ASCA).

2.2 Aktive Federungen für Bahnfahrzeuge

In der konventionellen Bahntechnik werden ebenfalls aktive Systeme zur Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit eingesetzt. Die Fahrsicherheit wird bei konventionellen Bahnfahrzeugen weniger durch Radlastschwankungen als durch den sicheren Halt der stehenden Passagiere während der Fahrt bestimmt. So werden die zulässigen Beschleunigungen und Verzögerungen in Fahrt- und Querrichtung, die auf die Passagiere wirken, begrenzt. Die Beschleunigungen und die Verzögerungen in Fahrtrichtung können leicht durch einen entsprechenden Brems- und Beschleunigungseingriff beschränkt werden; die quer zur Fahrtrichtung wirkenden Kurvenbeschleunigungen können jedoch nur durch eine entsprechende Kurvenneigung kompensiert werden. Diese Kurvenneigung kann durch eine entsprechende Gleisüberhöhung erreicht werden. Diese Gleisüberhöhung kann jedoch nur für einen bestimmten Kurvenradius bei einer festgelegten Geschwindigkeit die Querbeschleunigung kompensieren. Um die mögliche Kurvengeschwindigkeit weiter erhöhen zu können, setzt man aktive Neigetechniksysteme ein. Der erfolgreichste Neigetechnikzug ist wohl der italienische Pendolino, der seit 1986 im Einsatz ist. In Deutschland wird seit 1992 an der Einführung derartiger Neigetechniksysteme gearbeitet, doch ist es bis heute noch nicht gelungen, einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Sowohl in den Baureihen 610 und 612 als auch beim ICE-TD traten massive technische Probleme bis hin zu Achsbrüchen auf, so dass alle Fahrzeuge für mehrere Jahre außer Dienst gestellt werden mussten. Eine weitere Inbetriebnahmees der ICE-TD Fahrzeuge ist für den Dezember 2006 geplant [Schmid 06]. Allen beschriebenen Fahrzeugen ist gemein, dass die aktive Neigetechnik ein Zusatzaggregat ist, mit dem ein herkömmliches Fahrzeug nachgerüstet worden ist.

Aktive Federungssysteme hingegen sind bislang nur in einigen Testfahrzeugen wie dem französischen AGV (einem TGV-Prototyp) und dem japanischen Shinkansen JR 500 und JR 700 eingesetzt worden. Ebenfalls gibt es Versuche, eine aktive Querzentrierung zu entwickeln. Dieses System soll die Querverschiebung bei Kurvenfahrt durch die elastische Auslenkung der Federn kompensieren, ohne die Eigenmoden Wanken und Pendeln des Wagenkastens anzuregen.

2.3 Aufbau und Funktion des Federneigetechnikmoduls der NBP-Versuchsträger

Bei Schienenfahrzeugen setzt sich die Primärfeder aus einer Reifenfeder und speziellen Polymerfederelementen zusammen. Die Steifigkeit der Stahlteile (Radreifen, Felge, Achse...) ist sehr hoch und führt somit zu vernachlässigbaren Federwegen. Die eigentlichen, als Primärfederung bezeichneten Polymerfederelemente (Gummikörper des Radreifens und die verschiedenen Gummimetalllagerungen im Fahrwerk) zeichnen sich durch eine ausreichende interne Dämpfung aus, so dass hier keine zusätzliche Bedämpfung erforderlich ist. Die eigentliche Federung (Sekundärfederung) erfolgt in modernen Bahnfahrzeugen mittels Luftfedern, die den Wagenkasten vom Fahrwerk entkoppeln. Die Bedämpfung dieser Sekundärfederung geschieht bei heutigen Bahnfahrzeugen durch rein passive Dämpfer. Das Patent "Aktives Abstützsystem für schienengebundene Fahrzeuge" [Lückel, Jäker 98] zeigt eine Möglichkeit, die Sekundärfederung mit in Reihe geschalteten Aktoren aktiv zu bedämpfen. Ein völliger Verzicht auf passive Dämpfer ist somit bei aktiv gefederten Schienenfahrzeugen möglich, wodurch sich erhebliche Vorteile für den Federungskomfort ergeben. Auf der Grundlage dieses Patents wurde am MLaP ein sogenannter Feder-/Neigetechnik-HIL-Prüfstand aufgebaut, an dem die Funktionsweise der Erfindung demonstriert werden konnte.

2.4 Feder-/Neigetechnikprüfstand

Im Rahmen des Projektes NBP wurde ein HIL-Prüfstand [Liu-Henke 05] für eine aktive Feder-/ Neigetechnik aufgebaut (s. Bild 2.1). Mit Hilfe dieses Prüfstandes ist der grundsäzliche Funktionsnachweis für ein aktives Federungssystem für Bahnfahrzeuge erbracht worden. Schon das Federungskonzept des Prüfstandes hebt die bei Bahnfahrzeugen übliche Modultrennung zwischen Federung und Neigetechnik auf. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Neigetechnik ohne zusätzliche Aktoren und Strukturen von der aktiven Federung übernommen werden kann.



Bild 2.1: HIL-Prüfstand des Feder-/Neigetechnik Moduls

Eine hinreichend gute Federungsregelung erfordert die Berücksichtigung aller Bewegungsmoden des Fahrzeugs, da anderenfalls ungewollte Bewegungen angeregt werden können. Das vorgestellte Federungskonzept besitzt ausreichend viele Aktoren, um alle Freiheitsgrade des Fahrzeugs unabhängig zu beeinflussen, so dass eine quasimodale Regelung des Fahrzeugs möglich ist.

Eine Anregungseinheit, bestehend aus drei Hydraulikzylindern, simuliert die Anregungen, die durch Gleislagefehler erzeugt werden und auf die Fahrwerke wirken. Drei sogenannte Vertikalzylinder tragen den Federträger, auf dem die Luftfedern montiert sind, welche die Wagenkastenmasse tragen. Bei diesem dämpferlosen Federungssystem verschieben die Vertikalzylinder die Fußpunkte der Luftfedern und erzeugen so die erforderlichen Dämpfungskräfte. Der wesentliche Vorteil dieser Anordnung liegt im geringen Energieverbrauch, da die Vertikalzylinder lediglich die niederfrequenten Schwingungen bis ca. 10 Hz aktiv beeinflussen müssen; höherfrequente Anregungen werden von der Luftfeder nicht übertragen.

2.5 Feder-/Neigetechnik des Versuchsshuttles

Aufbauend auf den Erfahrungen, die mit dem Prüfstand gewonnen wurden, sind zwei Versuchsfahrzeuge im Maßstab 1:2,5 etwickelt und gebaut worden. Detaillierte Beschreibungen der Entwicklung dieser Versuchsfahrzeuge finden sich in den Veröffentlicheungen [Hester, Schlaut, Etting 02], [Lückel et al. 02] und [Hester, Etting, Schlaut 03].

Nachdem zunächst die Kinematik und die Dynamik des Systems untersucht und optimiert wurden, konnten die erforderlichen Bauräume bestimmt werden, und es entstand eine fertigungsgerechte Konstruktion (s. Bild 2.2). Auffallend ist, dass im Gegensatz zum Prüfstand die Luftfedern nun unterhalb der Vertikalzylinder angeordnet sind. Durch diese Anordnung werden die Vertikalzylinder von den Fahrwerksanregungen entkoppelt. Die auf die Aktoren und die Sensoren der Federungstechnik wirkenden Beschleunigungen werden wesentlich verringert. Die geringere Belastung und damit der verminderte Verschleiß dieser Komponenten erhöhen die Zuverlässigkeit des Federungsmoduls. Um die Anzahl der Aktoren zu verringern, wurde auch bei diesen Versuchsfahrzeugen ein sogenannter Neigetechnikrahmen eingesetzt. Aus Gründen einer möglichst geringen Bauhöhe mussten die Vertikalzylinder vor der Achse montiert werden. Die bei dieser unsymmetrische Krafteinleitung auftretenden Drehmomente am Neigetechnikrahmen werden über sogenannte Längslenker abgestützt. Diese Maßnahme bedingt eine relativ ungünstige Kraftführung, so dass der Neigetechnikrahmen sehr stabil und damit sehr schwer ist.



Bild 2.2: Federungstechnik des Versuchsfahrzeugs

Für die Aktorik des Federungsmoduls wurden Hydraulikzylinder mit integrierten Wegsensoren eingesetzt. Da am Markt keine derartigen Hydraulikzylinder in der erforderlichen Baugröße (Kolbendurchmesser 40 mm, Hub 120 mm) verfügbar waren, mussten spezielle Zylinder entwickelt werden. Für die Vertikalzylinder wurden von der Firma Cramer Standardzylinder mit einem induktiven Wegsensor der Firma Penny & Giles ausgerüstet. Die Horizontalzylinder aktivieren die Federung in Fahrtrichtung, sie müssen aber auch die gesamten Vertikallasten des Aufbaus tragen. Um diese Lasten jedoch nicht über die Zylinderführungen und die Dichtungen zu leiten, wurden kompakte Blockzylinder mit einer integrierten Rollenlinearführung kombiniert (s. Bild 2.3):



Bild 2.3: Horizontalzylinder mit Rollenlinearführung

Die Rollenführung überträgt die quer zur Zylinderachse angreifenden Lasten und entlastet damit die Zylinderführungen und die Dichtungen. Für die Erfassung des Zylinderweges wird ein potentiometrischer Wegsensor der Firma TWK eingesetzt.

3 Der mechatronische Entwicklungskreislauf

Das Kunstwort "Mechatronik" beschreibt die Kombination von Mechanik, Elektronik und Informationstechnik. Typische mechatronische Produkte ergeben sich aus der Kombination dieser Domänen. Sie zeichnen sich in der Regel durch eine integrierte Bauweise sowie durch die Erfüllung komplexer Funktionen aus. Da mechanische Funktionen in der Regel Bewegungen beschreiben, hat Lückel die folgende Definition für die Mechatronik geprägt:

"Mechatronik ist die Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen mit kontrollierten Bewegungsvorgängen. Die Kontrolle der Bewegungsvorgänge und des Informationsautausches zwischen den einzelnen Systemen übernimmt dabei ein digitaler Mikrorechner" [Lückel 97b].

Mechatronische Produkte zeichnen sich also durch eine enge Verknüpfung von drei sehr unterschiedlichen Ingenieur-Disziplinen aus. Mechatronische Produkte erfüllen komplexe Funktionalitäten, die ausschließlich durch die Verknüpfung der beteiligten Domänen erzielt werden können. Diese Verknüpfung der Disziplinen wird auch häufig als Durchdringung der Ingenieurdisziplinen Maschinenbau und Elektrotechnik mit der Informationsverarbeitung beschrieben. Mechatronische Produkte sind in der Regel sehr komplexe Systeme, die eine systematische Entwicklung erfordern.

Um das Potenzial der beteiligten Disziplinen voll auszuschöpfen, ist es erforderlich, bereits in den ganz frühen Phasen der Produktentwicklung die Zusammenarbeit zu fördern. Im Maschinenbau ist es noch immer häufig zu beobachten, dass Maschinen entwickelt werden und erst bei der Inbetriebnahme festgestellt wird, dass eine Regelung der Bewegungsfunktionen erforderlich ist. So werden Maschinen häufig gesteuert betrieben. Um dennoch ausreichende Genauigkeiten sicherstellen zu können, müssen die Strukturen dieser Maschinen sehr steif und damit auch sehr schwer ausgeführt werden, wodurch die erforderlichen Antriebsleistungen erheblich ansteigen. Durch die Nachrüstung einer Regelungstechnik kann nun versucht werden, das Systemverhalten zu verbessern; allerdings hat man nun schon eine sehr schwere Maschine mit sehr großen Trägheiten, so dass die Systemdynamik schon überaus träge ist und die Regelung nicht ihr volles Potenzial ausschöpfen kann. Berücksichtigt man hingegen schon in der Entstehungsphase des Produkts, dass man mit Hilfe der digitalen Regelungstechnik und geeigneter Sensoren und Aktoren die Strukturschwingungen von Maschinen ausgleichen und bedämpfen kann, so ergeben sich wesentlich einfachere, leichtere und leistungsfähigere Maschinen. Ein hervorragendes Beispiel für derartige Maschinen ist der am MLaP entstandene Knickarmroboter TEMPO [Schütte 97], dessen Regelung die elastische Verformung der Arme berücksichtigt und somit wesentlich schneller und genauer arbeitet als herkömmliche Industrieroboter.

3.1 Funktionsorientierter Entwurf

Für die Entwicklung mechatronischer Produkte hat sich am früheren "Mechatronik Laboratorium Paderborn" (MLaP), dem heutigen Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM), der "funktionsorientierte Entwurf mechatronischer Syteme" entwickelt. Diese ganzheitliche modellgestützte Entwicklungsmethodik integriert die domänenspezifischen Sichtweisen auf das mechatronische Produkt, bietet also die Möglichkeit, komplexe Systeme anschaulich und strukturiert zu entwickeln.

In "Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR" [Toepper 02] wird diese Systematik detailliert beschrieben und in die im Maschinenbau anerkannte Konstruktionssystematik nach Pahl und Beiz [Pahl, Beitz 93] eingegliedert (Bild 3.1):



Bild 3.1: Mechatronischer Entwurfsprozess von der Aufgabenstellung bis zum Produkt

So wird die Konzeptphase nach Pahl und Beitz durch die sogenannte mechatronische Komposition ergänzt. Mechatronische Produkte sind sehr vielseitig und können unmöglich durch eine starre Systematik entwickelt werden. Projekte können sich in ihrem Aufbau stark unterscheiden: Während das eine Projekt stark durch die Informationsverarbeitung getrieben wird (z. B. Optimierung eines bestehenden Federungssystems unter Beibehaltung der Tragstrukturen), sind andere Projekte stark durch die konstruktive Gestaltung charakterisiert (z. B. Entwicklung einer neuartigen Maschine). So ist die Methode des funktionsorientierten Entwurfs auch nicht als starres "Kochrezept" zu verstehen, sondern vielmehr als eine Ansammlung von Werkzeugen, die es projektspezifisch geschickt zu kombinieren gilt.

Für die mechatronische Komposition werden die im Folgenden beschriebenen Techniken Topdown- und Bottom-up-Methode sowie das Prinzip der Funktionskapselung eingesetzt.

Top-down- und Bottom-up-Methode:

Bei der mechatronischen Komposition kommen zwei Betrachtungsweisen zum Einsatz: die sogenannte "Top-down-" und die sogenannte "Bottom-up-Methode". Die Top-down-Methode betrachtet das System immer von der obersten zur untersten Hierarchieebene. Die Bottom-up-Methode beschäftigt sich zunächst mit der Detaillösung in den unteren Hierarchiestufen, um dann zu einem verknüpften Gesamtsystem zu gelangen. Beide Methoden haben ihre Berechtigung; bietet die Top-down-Methode einen guten Überblick über das komplexe Gesamtsystem, so erlaubt die Bottom-up-Methode eine detaillierte Modulbetrachtung.

Funktionskapselung:

Unter der Funktionskapselung versteht man in sich geschlossene Module, die selbstständig Funktionen erfüllen können. Diese Module besitzen definierte Schnittstellen, die sowohl mechanisch, energetisch als auch informationstechnisch eindeutig definiert sind. Somit ist es möglich, die Module einzeln zu betreiben und zu testen (Hardware-in-the-Loop-Technik). Ebenso ist ein schneller Austausch der Module (Wartung, Reparatur) möglich, aber auch das Ersetzen gegen Module völlig anderer Lösungsprinzipien, da das überlagerte Modul keine Kenntnis über die Funktionsweise des unterlagerten Moduls besitzen muss. So bietet diese informationstechnische Kapselung ein sehr leistungsfähiges Werkzeug, insbesondere während der frühen Phasen der Produktentwicklung. Hier kann man zunächst mit Hilfe des Top-down-Entwurfs die informationstechnischen Schnittstellen der Module beschreiben, ohne sich auf spezielle Lösungsprinzipien festzulegen, um anschließend nach der Bottom-up-Methode die einzelnen Module im Detail zu entwickeln.

3.1.1 Funktionsanalyse

Die Funktionsanalyse dient im Wesentlichen der Aufgabenklärung. Hier werden zunächst aus der Aufgabenstellung die sogenannten Gebrauchsfunktionen abgeleitet. Diese Gebrauchsfunktionen werden in Unterfunktionenen aufgeteilt, damit daraufhin die so genannten Bewegungsfunktionen abgeleitet werden können. Diese Bewegungsfunktionen können dann durch geeignete Tragstrukturen, Aktoren, Sensoren und Informationsverarbeitungen (Regelungen) verwirklicht werden. Die einzelnen Bewegungsfunktionen nun in einer Anforderungsliste spezifiziert.

3.1.2 Modularisierung und Hierarchisierung

Unter Modularisierung versteht man eine Aufteilung in maschinenbauliche Module oder Aggregate. Hierbei ist die funktionstechnische Kapselung zu beachten. Die Modulgrenzen müssen klar definiert werden, so dass die einzelnen Module selbstständig eine Bewegungsfunktion ausführen können, aber dabei eine überschaubare, wenig komplexe Einheit bilden. Erst durch die Verknüpfung der verschiedenen Module entsteht ein komplexes Gesamtsystem.

Die Bewegungsfunktionen werden hierarchisch zu einem Gesamtsystem verknüpft, das dann die Gebrauchsfunktionen erfüllt. Hierzu werden die Module hierarchisch miteinander verknüpft. Überlagerte Module berücksichtigen lediglich die definierten Schnittstellen zu den unterlagerten Modulen, ohne aber die Arbeitsweise der unterlagerten Module zu kennen, wodurch diese überlagerten Module ihrerseits überschaubar und wenig komplex bleiben. Durch diese Modularisierung und Hierarchisierung entsteht eine Systemstruktur, welche die Grundlage für alle Domänen des mechatronischen Produktes bildet. Diese Systemstruktur findet man in der Baugruppenstruktur der Konstruktion, in der Energieversorgung, aber auch in der Regelung und der Informationsverarbeitung des mechatronischen Produktes wieder.

Mechatronische Systeme bestehen immer aus den charakteristischen Elementen: der mechanischen Tragstruktur, Sensorik, Aktorik, Informationsverarbeitung und einem Bussystem für den Datentransfer. Nicht alle Module eines mechatronischen Systems besitzen aber zwingend alle diese Elemente: Eine Aktorik oder eine mechanische Tragstruktur ist auf höheren Hierarchiestufen nicht unbedingt erforderlich. Somit können Klassen von Systemmodulen definiert werden. Nach der im RtM etablierten Klassifizierung lassen sich die Module in Vernetzte Mechatronische Systeme (VMS), Autonome Mechatronische Systeme (AMS), Mechatronische Funktionsgruppen (MFG) und mechatronische Funktionsmodule (MFM) unterteilen. Als Klassifizierungsmerkmale werden die Komponenten der Module genutzt.

		Sch	nittstel	len		Mechanische Tragstruktur (MT
Klasse	MT	S	Α	Bus	I	Sensorik (S)
VMS		X		X	Х	Aktorik (A)
AMS	Х	X		X	Х	Kommunikations bus (Bus)
MFG		Х		X	Х	Informationsverarbeitung (I)
MFM	Х	Х	X	X	Х	

TABELLE 1. Klassifizierung	mechatronischer Module
-----------------------------------	------------------------

In der Hierarchisierung finden sich die Modulklassen auf unterschiedlichen Ebenen wieder. So befinden sich auf den unteren Hierarchiestufen immer die MFM. Ein MFM kann sich allerdings aus mehreren unterlagerten MFM zusammensetzen. So besteht zum Beispiel ein MFM "hydraulische Achse" aus einem MFM "Hydraulikventil" und einer eigenen Aktorik, einer mechanischen Tragstruktur, dem Zylinder und einem Zylinderwegsensor.

Die MFG nehmen eine Sonderstellung ein: Sie besitzen keine eigene Tragstruktur und keine eigene Aktorik. Sie greifen auf die Aktorik von unterlagerten MFM zu. Ein bekanntes Beispiel für diese Modulklasse ist das im KFZ verbreitete elektronische Stabilitätssystem (ESP); es besitzt zwar eigene Sensoren, welche die Fahrzeugbewegungen erfassen, benutzt aber die Bremszylinder als Aktoren.

Ein AMS verknüpft die MFM und MFG zu einem autonom funktionierenden System, wie zum Beispiel einem Fahrzeug. Ein AMS besteht immer aus verschiedenen MFM, da es selbst keine eigenen Aktoren besitzt. Ihm muss aber nicht immer ein MFG unterlagert sein.

Werden mehrere AMS zu einem System verknüpft, so entsteht ein vernetztes mechatronisches System VMS. Ein VMS könnte zum Beispiel aus mehreren kooperierenden Industrierobotern oder aus mehreren Fahrzeugen in einem Konvoi bestehen. Es können aber auch mehrere VMS zu einem überlagerten VMS zusammengefasst werden. Zum Beispiel können mehrere Robotergruppen zu einem VMS "Karosseriebau" gruppiert werden.

3.1.3 Topologische Systembeschreibung

Führt man jetzt eine Modularisierung und eine Hierarchisierung des Systems durch, erhält man eine topologische Beschreibung des mechatronischen Systems. Die Systemstruktur für das Rail-Cab-System wird in Bild 3.2 topologisch dagestellt.



Bild 3.2: Topologische Beschreibung der Systemstruktur für das RailCab-System

Die dargestellte topologische Beschreibung des RailCab-Systems ist natürlich nur ein kleiner Ausschnitt des Systems, der lediglich einen Konvoi beschreibt. Selbstverständlich werden in einem großen Netz mehrere Konvois gleichzeitig fahren und ihre Struktur auch laufend verändern. Auch können die Module der Shuttles noch wesentlich detaillierter aufgeschlüsselt werden. Diese Darstellung zeigt, dass man mit der Technik der Funktionskapselung, der Modularisierung und der Hierarchisierung ein komplexes System in kleine überschaubare Subsysteme aufteilen kann und damit strukturierte und leichter beherrschbare Gesamtsysteme erhält.

Ein durchgängiger mechatronischer Entwurf zeichnet sich dadurch aus, dass diese topologische Beschreibung sowohl in dem anschließenden gestaltorientierten konstruktiven Entwurf als auch in der funktionsorientierten modellbasierten Reglerentwicklung Beachtung findet.

Die strikt hierarchische Verknüpfung der Module ermöglicht dabei modulweise Auslegung, Modellierung, Regelung und Inbetriebnahme des Gesamtsystems. Diese Systemstruktur bildet die Grundlage für die gesamte Produktentwicklung des Systems. Man findet sie in der gestaltorientierten CAD-Modellierung, in der funktionsorientierten MKS-Modellierung sowie in der kaskadierten Regler-, Informations- und Kommunikationsarchitektur wieder. Diese durchgängige Systemstruktur ermöglicht einen sehr schnellen Zugang zu den Systemfunktionen, so dass Entwicklung, Inbetriebnahme, Wartung und Reparatur des Systems sehr schnell und effizient erfolgen. Bei der Einarbeitung in ein solches System kann man sich gezielt auf Teilaspekte konzentrieren, ohne schwer nachvollziehbare Querverbindungen verfolgen zu müssen. Fehlersuche und -behebung werden wesentlich vereinfacht.

3.1.4 Modelle und Modellierung

Die Module der oben beschriebenen Systemstruktur sind einzeln für sich gesehen relativ leicht überschaubar. Durch die Verknüpfung zu einem Gesamtsystem ergibt sich aber eine sehr hohe Komplexität des Gesamtsystems. Das dynamische Systemverhalten des Gesamtsystems ist bei derartig komplexen Systemen nicht mehr ohne weiteres vorhersehbar. Für die Entwicklung von komplexen mechatronischen Produkten haben sich daher modellbasierte Arbeitsweisen etabliert.

Der Begriff "Modell" wird vielfältig benutzt; allgemein gesehen sind Modelle Abbildungen der Wirklichkeit. Modelle reduzieren jedoch die Wirklichkeit auf bestimmte Aspekte und erlauben so eine detaillierte Untersuchung dieser speziellen Aspekte.

Die modellbasierte Entwicklung mechatronischer Produkte geschieht iterativ: So werden zuerst relativ grobe Modelle erstellt, wobei domänenspezifische Modelle zum Einsatz kommen. Diese Modelle werden analysiert, bewertet und weiter verfeinert und optimiert. Da das Modellverhalten ein Abbild des Systemverhaltens ist, kann das Systemverhalten iterativ weiter optimiert werden, bis das System die geforderten Spezifikationen erfüllt.

Für die Entwicklung mechatronischer Produkte werden verschiedene Arten von Modellen eingesetzt. Tabelle 2 gibt einen Überblick über diese verschiedenen Arten.

Das "maßstäbliche Hardwaremodell" ist meistens die erste physische Repräsentation des mechatronischen Systems. Es ermöglicht einen haptischen Eindruck des Systems und fördert so das Systemverständnis. Komplexe Bewegungssysteme können mit Hilfe dieses Modelltyps anschaulich gezeigt werden. Von ihm lassen sich erste physikalische und mathematische Ersatzmodelle ableiten.

Modelltyp:	Beispiele:	Aspekte:
maßstäbliches reales Hardwaremodell		 Haptische Funktionsvermitt- lung Veranschaulichung der Kine- matik
CAD-Modell	Hardwaremodell eines Feder-/Aktormoduls Image: Antipart of the state o	 virtuelles gestaltorientiertes Entwurfs- und Konstruktions- modell geometrische Beschreibung des Systems Bewegungsmodell der Kine- matik Erstellung von Fertigungsun- terlagen
MKS-Modell	Mcs-Modell unter CAMeL-View	 virtuelles Bewegungsmodell der Kinematik und der Dyna- mik Modell der digitalen Informati- onsverarbeitung (Regelung) Analyse des Bewegungsverhal- tens
FEM-Modell	FEM-Modell des Aufbaurahmens eines RailCab- Versuchsfahrzeugs (Festigkeits- und Verformungsberechnung)	 virtuelles Festkörpermodell der Kontinuumsmechanik mit den Aspekten: Elastizität, Festig- keit, Wärmeleitung und -aus- dehnung, Festigkeitsauslegung von Trag- strukturen Verformungsberechnungen (Elastizität)

TABELLE 2. Modellarten für die mechatronische Produktentwicklung

Das CAD-Modell repräsentiert die genaue geometrische Gestalt des Systems. Es entsteht während des Entwurfsprozesses und wird während der Produktentwicklung kontinuierlich detailliert, bis am Ende der Konstruktionsphase aus diesem Modell die Fertigungsdaten (Fertigungs- und Montagezeichnungen, Stücklisten, Montage- und Betriebsanleitungen,...) abgeleitet werden. Die geometrische Gestalt des CAD-Modells kann für das MKS- und das FEM-Modell exportiert und in diese Modelle integriert werden.

Das "Mehrkörpersystem-Modell" (MKS-Modell) beinhaltet die physikalisch-mathematische Beschreibung der Starrkörpermechanik. Bei dieser Modellierungstechnik werden Starrkörper über sogenannte physikalische Kopplungen (Kraft- und Momentenkopplung) miteinander verbunden. Sie bilden so ein Mehrkörpersystem, welches das dynamische Bewegungsverhalten des Systems repräsentiert. Mit Hilfe dieser MKS-Modelle können relativ präzise Aussagen über den Energiebedarf, die Bauteilbelastungen sowie die dynamischen Systemeigenschaften (Eigenfrequenzen, Stabilität...) des Systems getroffen werden. So dient dieses Modell der Auslegung von Bauteilen, Regelungen und Informationsverarbeitung. Es ermöglicht aber auch gerade in den frühen Phasen der Produktentwicklung die Bewertung der Funktionserfüllung des Entwurfs. Als Modellierungs- und Simulationsumgebung kommt während dieser Arbeit das CAMeL-View-System zum Einsatz.

Das FEM-Modell beschreibt Vorgänge, die im Inneren von kontinuierlichen Bauteilen vorgehen; es dient zur Berechnung des elastischen Verhaltens von Bauteilen. Haupteinsatzgebiet sind die Berechnung von Verformungen und Spannungen in Bauteilen, die bei der Führung von Festigkeitsnachweisen eingesetzt wird. Spezielle FEM-Modelle dienen der Untersuchung von Temperaturverläufen, magnetischen oder elektrischen Feldern. So kann mit Hilfe der FEM-Simulation auch die Bauteilgestalt optimiert werden.

Die Art des Modells, aber auch die Modellierungstiefe, also die Genauigkeit, mit der die physikalischen Vorgänge modelliert werden, beeinflussen die Aussagen, die mit Hilfe des Modells getroffen werden können. Generell gilt: Je genauer man ein System modelliert, desto wirklichkeitsnäher sind die Ergebnisse. Allerdings ist ein sehr genaues Modell sehr komplex und damit schwer zu durchschauen. In gleichen Maße, wie die Übersichtlichkeit mit steigender Modellierungstiefe abnimmt, nimmt die Simulationszeit (Berechnungszeit) zu. So gilt für die Modellierung immer der Grundsatz: So genau wie nötig und so grob wie möglich. Im realen Modellierungsalltag hat sich gezeigt, dass man die mechatronische Produktentwicklung immer mit möglichst einfachen Modellen beginnt. Lineare Modelle geben in den frühen Phasen das Systemverhalten häufig genau genug wieder. Im weiteren Verlauf der Entwicklung werden die Modellierung alle Nichtlinert. Berücksichtigt man hingegen schon bei den ersten Schritten der Modellierung alle Nichtlinearitäten, zum Beispiel von hydraulischen Aktoren, so erhält man ein hoch komplexes Modell, dessen Verhalten nur schlecht zu beurteilen ist.

Der Einsatz und die Bedeutung der verschiedenen Modellarten, aber auch der Modellierungstiefen während der Entwicklungsphasen, werden in dieser Arbeit am Beispiel der neuen aktiven 3D-Federungstechnik beschrieben. Für den mechatronischen Entwicklungsprozess werden Modelle der unterschiedlichen Domänen eingesetzt. Die Modellierung in den einzelnen Domänen erfolgt parallel; hierzu ist ein reger Informationsaustausch zwischen den Modellierern der einzelnen Domänen zwingend erforderlich. So benötigt der MKS-Modellierer die Angabe der physikalischen Eigenschaften der im CAD-System modellierten Bauteile. Für die Auslegung von Bauteilen und Aktoren werden die Lasten aus dem MKS-Modell benötigt. Das FEM-Modell greift wiederum auf die Gestaltmodelle des CAD-Modells und die Lastenberechnungen des MKS-Modells zurück und gibt seinerseits wiederum Optimierungsvorschläge an das CAD-Modell zurück. Diese sehr enge Verzahnung der unterschiedlichen Modellarten bedingt eine Vielzahl von Optimierungszyklen. Hier hilft die oben beschriebene Systemstrukturierung. Da sich alle beteiligten Domänen auf dieselbe Strukturierung beziehen, können die Modelle mit Hilfe der Bottom-up-Technik modulweise optimiert werden. Die in der VDI-Richtlinie 2206 als "domänenspezifischer Entwurf" [VDI 2206] bezeichnete Optimierungsphase kann deutlich verkürzt werden. Die enge Verzahnung der Domänen trägt wesentlich zu den von Pahl und Beitz [Pahl, Beitz 93] geforderten möglichst kleinen Iterationsschleifen bei.

3.1.5 Prüfstandserprobung

Modelle geben immer nur einen idealisiertes, auf bestimmte Aspekte begrenztes Abbild der Wirklichkeit wieder. Um zu vermeiden, dass wesentliche Aspekte des mechatronischen Systemverhaltens bei dem modellbasierten Entwurf vernachlässigt werden, muss das Modellverhalten mit Hilfe von Prüfstandsversuchen überprüft und gegebenenfalls optimiert werden. Das Erstellen von Prüfständen ist sehr kostspielig und zeitaufwändig. Daher versucht man, diese Prüfstandsarbeit auf ein Minimum zu reduzieren und durch Untersuchungen an Rechnermodellen zu ersetzen.

Viele Modellparameter sind theoretisch nur unzureichend abschätzbar. Für diese Aufgabe ist die Erprobung von Komponenten an Prüfständen unumgänglich. In der Praxis hat sich gezeigt, dass zum Beispiel die Reibung und die Leckage von Hydraulikzylindern einen großen Einfluss auf das Systemverhalten haben. Die Bestimmung dieser Parameter erfolgt mit Hilfe von einfachen Prüfständen. Die an den Prüfständen gewonnenen Daten werden mit dem Modell abgestimmt, so dass eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen den Modellsimulationen und der Wirklichkeit erreicht wird. Wenn das System am Prüfstand einen ausreichenden Reifegrad erreicht hat, kann mit der Erprobung im Feldversuch begonnen werden, denn auch ein Laborprüfstand ist nur ein Modell der Realität und bildet nur Teilaspekte des Systems ab.

Im Folgenden wird der beschriebene mechatronische Entwicklungskreislauf am Beispiel der Entwickung der aktiven dämpferlosen 3D-Federung in Unterflurbauweise für ein RailCab-Schienenfahrzeug beschrieben.

4 Entwurf eines Shuttles in Unterflurbauweise

4.1 Anforderungen an Bahnfahrwerke

In diesem Kapitel werden die Störanregungen, die aus dem Gleisbett auf das Fahrwerk und damit auf die Fahrzeugfederung wirken, beschrieben. Aus diesen Störanregungen lassen sich zum Einen Anforderungen an die Konstruktion des aktiven dämpferlosen 3D-Federungssystems herleiten, zum Anderen können aber auch die Störanregungen für einen HIL-Prüfstand ermittelt werden.

Auf Bahnfahrwerke wirken verschiedene Anregungen:

1. Sinuslauf bei starren Radsätzen:

Bei konventionellen Schienenfahrzeugen benutzt man in der Regel starre Radsätze mit konischen Rädern, die sich durch den sogenannten Sinuslauf selbst im Gleis zentrieren. Der Sinuslauf ist in seiner Frequenz vom jeweiligen Fahrzeug und seiner Beladung abhängig; die maximal mögliche Amplitude wird durch das Spurspiel zwischen den Spurkränzen der Räder und den Schienenköpfen bestimmt (am Versuchssystem ca. +-3,65 mm). Da das zu untersuchende System über eine aktive Spurführung mit einem Losradsatzfahrwerk verfügt und deshalb keinen Sinuslauf erzeugt, ist diese Anregungsform für die Untersuchung an einem HIL-Prüfstand von untergeordneter Bedeutung.

2. Schienendurchbiegung in vertikaler Richtung

Unter dem hohen Gewicht von Bahnfahrzeugen biegen sich die Schienen zwischen ihren Auflagerpunkten durch, wodurch sich eine sinusförmige Anregung in vertikaler Richtung mit geschwindigkeitsabhängiger Frequenz

$$f = \frac{v_{Shuttle}}{s_{Schwellen}}$$
(4.1)

und radlastabhängiger Amplitude ergibt. Für eine Geschwindigkeit von etwa 10 m/s und einen Schwellenabstand von 500 mm ergibt sich eine Frequenz von 20 Hz. Die Radlast setzt sich aus dem Fahrzeuggewicht von etwa 1300 kg und der Normalkraft des Linearmotorantriebs (maximal 6000 N) zusammen, so dass von einer Einzelradlast von 4750 N ausgegangen werden muss. Für die Schienendurchbiegung des verwendeten S14-Profils ergibt sich eine Amplitude von weniger als 0,04 mm:

$$f = \frac{F_N \times s_{\text{Schwellen}}^3}{48 \times E_{\text{st}} \times I_{\text{x}}} = 0,039 \text{mm}$$
(4.2)

Gleisaufweitungen quer zur Fahrtrichtung können Anregungen mit Quer- und Vertikalkomponenten hervorrufen. Bei dem zu untersuchenden System verhindert eine aktive Spurführung den Sinuslauf. Der Sturzwinkel, der bei einer Spuraufweitung zu einer Vertikalanregung führen kann, beträgt lediglich 1:40 und kann daher als Störung vernachlässigt werden.

3. Gleislagefehler in Vertikal- und Querrichtung

Die Lage des Gleises wird im Wesentlichen durch die Lage der Schwellen im Gleisbett und die Einstellung der Schienenbefestigungen bestimmt. Da die Schienen als Biegebalken eingespannt sind, ergibt sich auch für diese Fehler eine relativ sanfte Biegekurve, die für einen HIL-Prüfstand als sinunsförmige Anregung approximiert werden kann. Die beiden Schienen können in Vertikalrichtung unabhängig voneinander Lagefehler aufweisen; daher werden auch Wankanregungen generiert.

Schienenstöße werden entweder verschweißt oder verschraubt. In beiden Fällen können sprungförmige Störungen in Vertikal- und Querrichtung (Sprunghöhe bis zu 1 mm) auftreten. Rollt ein Rad über eine solche Schienenfuge, erfährt es aber auch eine Kraftanregung in Fahrtrichtung und regt damit die Federung in Fahrtrichtung an. Da die Schienenstöße einen relativ unregelmäßigen Abstand besitzen und nicht zwangslaufig an beiden Schienen gleichzeitig auftreten, können diese Störungen durch einen stochastisch auftretenden einseitigen Sprung approximiert werden. Am Prüfstand können Anregungen in Fahrtrichtung nicht aktuiert werden, weshalb auf eine nähere Betrachtung dieser Anregungen verzichtet wird.

4. Gleisunterbrechungen in Weichen

Eine wesentlich stärkere und damit bedeutsamere Anregung entsteht aus Gleisunterbrechungen in Weichen. Beim Durchfahren einer Weiche trifft die jeweils auf der Innenseite der Weiche liegende Fahrzeugseite auf zwei Gleisunterbrechungen (Bild 4.1):



Bild 4.1: Weiche an der Versuchsstrecke (links), Herzstück der Weiche (rechts oben), Weichenzunge (rechts unten)

Eine Unterbrechung befindet sich im Herzstück der Weiche, die andere am Ende der Weichenzunge. Diese Gleisunterbrechungen können vereinfacht als sprungförmige Anregungen modelliert werden. Diese Modellierung ist allerdings eine Worst-Case-Betrachtung, in der Realität werden sicherlich wesentlich sanftere Übergänge auftreten. Beide Gleisunterbrechungen sind nahezu gleich groß. Die Länge beträgt ca. 100 mm; beim Durchfahren dieser Strecke wird die Radführung durch zusätzliche Führungsschienen übernommen. Die zusätzlichen Führungsschienen begrenzen das Spurspiel auf maximal 5 mm. Der Radsturz von 1:40 erzeugt an diesen Stellen bei einer Unterbrechungsbreite von etwa 25 mm einen Höhenversatz von etwa 0,625 mm:

$$h = 25 \text{mm} \frac{1}{40} = 0,625 \text{mm}$$
(4.3)

Die Länge der Unterbrechung des Schienenstranges und die gefahrene Geschwindigkeit ergeben die Anregungsdauer, so dass sich bei einer mittleren Weichengeschwindigkeit von 4 m/s eine Sprungdauer von 0,02 s ergibt:

$$T_1 = \frac{s}{v_{Shuttle}} = \frac{100mm}{4\frac{m}{s}} = 0,025s$$
 (4.4)

Da die Schienenunterbrechungen ca. 5 m auseinander liegen, kann der zeitliche Abstand geschwindigkeitsabhängig ermittelt werden. Für die mittlere Geschwindigkeit von 4 m/s ergibt sich ein zeitlicher Abstand von 1,25 s:

$$T_2 = \frac{s}{v_{Shuttle}} = \frac{5000 \text{mm}}{4\frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1,25\text{s}$$
 (4.3)

Auf der vorhandenen Teststrecke gibt es eine Weiche, so dass angenommen werden kann, dass etwa nach 500 m Strecke eine Weichendurchfahrt ansteht. Im Streckennetz der Deutschen Bahn AG gibt es auf rund 40.000 km 40.000 Weichen. Es ist nun aber sicherlich eine unzureichende Verallgemeinerung, diese Weichen als gleichmäßig verteilt anzunehmen; vielmehr treten Weichen in der Nähe von Bahnhöfen in dichter Folge und auf freien Strecken nur sehr vereinzelt auf. Für den Prüfstandsbetrieb ist es also erforderlich, die Weichendurchfahrt sowohl als Einzelphänomen als auch als (quasi) Dauerzustand (regelmäßig und in dichter Folge) zu betrachten.

5. Querbeschleunigung bei Kurvenfahrt (Übergangsradien mit konstantem Ruck)

Bei Kurvenfahrten dürfen die maximal zulässigen Querbeschleunigungen im Gleisbett nicht überschritten werden, da sonst ein Entgleisen des Fahrzeugs droht. Nach EBO (Eisenbahn-Betriebs-Ordnung) liegen die zulässigen Querbeschleunigungen in Gleisebene bei 0,2 g. Im Übergangsbogen zwischen gerader Strecke und konstantem Kurvenradius ist mit einem konstanten Ruck von ca. 5 m/s³ zu rechnen; daraus ergibt sich ein rampenförmiger Anstieg der Querbeschleunigung im Übergangsbogen. Da Querbeschleunigungen am Prüfstand nur sehr schlecht simuliert werden können, wird auf eine maschinelle Nachbildung dieser Größen verzichtet. Querbeschleunigungen bei Kurvenfahrt sind stationäre Führungsgrößen und werden über eine aktive Querzentrierung abgefangen. Am Prüfstand lässt sich dieses Phänomen durch ein manuelles Verschieben des Aufbaus simulieren, die aktive Querzentrierung (eine Art horizontale Niveauregelung) arbeitet dann dagegen. Ein aktives Kurvenneigen kann am Prüfstand lediglich über eine Vorsteuerung simuliert werden. Für eine aktive Regelung des Neigewinkels müssten Beschleunigungssensoren verwen-

(1 5)

det werden. Da aber keine stationären Querbeschleunigungen erzeugt werden können, wird auf eine derartige Regelung verzichtet.

Für die Anregung eines HIL-Prüfstandes können bekannte Störsignale von bestimmten vermessenen Bahnstrecken (z. B. Rheda-Wiedenbrück - Oelde¹) benutzt werden. Für die vorhandenen Daten wurden die Lage der Schienen vermessen und diese Messung mit einer konstanten Schrittweite wiederhohlt. Einzelne Ereignisse wie Weichen und Schienenstöße werden nicht berücksichtigt, so dass mit Hilfe dieser Daten nur ein ungefährer Bahnverlauf abgebildet werden kann. Für die Prüfstandsarbeit ist diese Form der Datenerfassung also nicht ausreichend.

Wesentlich interessanter erscheint, eine Überlagerung der oben genannten Effekte als Prüfstandsanregung zu benutzen. Für den HIL-Prüfstand kann also eine geschwindigkeitsabhängige Anregung modelliert werden, die aus einer y- und zwei z-Komponenten besteht. Die y-Komponente setzt sich aus den zwei zeitlich aufeinander folgenden Sprunganregungen und einem etwaigen Sinuslauf zusammen. Die z-Komponenten setzen sich aus der Sinus-Anregung und den je nach Weichendurchfahrtsrichtung einseitigen Doppelsprunganregungen zusammen (Bild 4.2). Ebenso können Effekte wie zum Beispiel Unrundheit der Räder, Unebenheit der Schienen etc. durch weitere Überlagerungen von Sinus- oder Rauschanregungen modelliert werden.



Bild 4.2: Beispiele einer Weganregung am Prüfstand (oben y-, unten z-Anregung)

In der Praxis hat sich gezeigt, dass sowohl die Betrachtung einzelner Fahrmanöver und Effekte als auch die Betrachtung mit stochastischen Anregungen (bandbegrenztes Rauschen) erforderlich sind. Durch eine Anregung mit einem "weißen Rauschen" werden alle Eigenfrequenzen des Systems angeregt; Stabilitäts- und Sicherheitsuntersuchungen können so durchgeführt werden. Allerdings muss man sich im Klaren darüber sein, dass die Dynamik massebehafteter Systeme stark bandbegrenzt ist, für den untersuchten Prüfstand sind Anregungen je nach Amplitude von bis zu 20 Hz möglich. Für die Auslegung eines Systems, dessen Eigenfrequenzen im Bereich bis etwa 5 Hz liegen, sollte eine höhere Anregungsfrequenz nicht erforderlich sein.

^{1.} Von der Deutschen Bahn AG vermessene Referenzstrecke zwischen Rheda-Wiedenbrück und Oelde

4.2 Motivation zur Entwicklung eines neuartigen Federungssystems

Die aktive Federungstechnik stellt bei einem Schienenfahrzeug mit Einzelachsfahrwerken ein wesentliches Komfort- und Sicherheitsmerkmal dar. Bild 4.3 zeigt die Übertragung von Störanregungen vom Gleis auf das Federungssystem. Am Beispiel der Überfahrt über einen sprungförmigen Gleislagefehler sind die geometrischen Zusammenhänge erkennbar:



Bild 4.3: Vergleich Einzelachsfahrwerk und Drehgestell

Bei einem Einzelachsfahrwerk werden Anregungen in voller Höhe in das Federungssystem übertragen. Im Gegensatz dazu werden diese beim Drehgestellfahrwerk nur in halber Höhe übertragen. Um bei einem Einzelachsfahrwerk einen ebenso hohen oder sogar besseren Fahrkomfort zu erreichen, ist ein aktives Federungssystem erforderlich.

Im Rahmen der Überlegungen zur Spezifikation eines 1:1-Prototyps wurden verschieden Gestalungsvarianten für seriennahe Shuttles diskutiert. Hierbei entstand der Wunsch, die technischen Aggregate eines Shuttles möglichst unterhalb des Kabinenbodens zu plazieren, um auf diese Weise einen geräumigen und leicht zu beladenden Innenraum zu erhalten. Da die bestehende aktive Federungstechnik jedoch relativ hoch baut, ist sie nicht unterhalb des Kabinenbodens installierbar. Aus diesem Grund musste ein neuartiges aktives 3D-Federungssystem in Unterflurbauweise entwickelt werden. Die Unterflurbauweise der aktiven Federung wurde in [Schlautmann 05] patentiert. Im Folgenden wird das Konzept eines Shuttles in Unterflurbauweise beschrieben.

4.2.1 Aufbau eines Shuttles in Unterflurbauweise

Die wichtigsten Anforderungen an ein seriennahes Shuttle in Unterflurbauweise werden in der folgenden Anforderungsliste (Tabelle 3) zusammengefasst:

Nr.	Anforderung W/F			
1	Funktionelle Anforderungen			
1.1	Transport von ca. 10 Personen oder Gütern mit ca. 2t Zuladung	F		
1.2	Geräumige Kabine mit ebenem Boden	F		
1.3	Montage aller technischen Aggregate unterhalb des Kabinenbo- dens	F		
1.4	Einzelachsfahrwerk wegen der geringen Achslasten	F		
1.5	Einsatz eines aktives dämpferlosen 3D-Federungssystems	F		
1.6	Niveauangleich an Bahnsteigkanten	W		

TABELLE 3. Anforderungsliste an ein seriennahes Shuttle in Unterflurbauweise
--

IABELLE 5. Antorderungsliste an ein seriennanes Snuttle in Unterflurbauweise		
1.7	Modulare hierarchische Systemstrukur vereinfacht Auslegung, Inbetriebnahme, Wartung und Informationstechnik	
2	Anforderungen an Geometrie und Gewichte	

-		
2.1	Zulässiges Gesamtgewicht max. 7 t	F
2.2	Gesamtlänge ca. 7 m	F
2.3	Gesamtbreite max. 3 m	F
2.4	Vertikaler Federweg: 50 mm	F
2.5	Horizontaler Federweg: 50 mm	F
2.6	aktives Kurvenneigen - Neigewinkel min. 8° um die Längsachse	F
2.7	Maximalgeschwindigkeit 160 km/h	F

a. W = Wunsch; F = Forderung

Unter Berücksichtigung dieser Anforderung entstand das in Bild 4.4 dargestellte Konzept für ein 1:1-Shuttle.





Bild 4.4: Konzept für ein Shuttle in Unterflurbauweise

Es entsteht ein durchgängiger, ebener Frachtraumfußboden. Die gesamte Fahrzeugtechnik (Antrieb, Bremse, aktive Federung und Notbremsaggregate) kann in einer Art Lafette unterhalb der Nutzlastkabine installiert werden. Die folgende Abbildung (Bild 4.5) zeigt die Hauptfunktionsmodule des konzipierten seriennahen Shuttles:

W



Bild 4.5: Module des RailCab

Diese Anordnung schafft ein modulares und sehr flexibles Grundfahrzeug, das den Bedürfnissen der Kunden optimal angepasst werden kann. Bild 4.5 zeigt die einzelnen Module des Shuttles.

4.2.2 Gestaltentwurf der aktiven dämpferlosen 3D-Federung

Zunächst wurde nach einer Lösung gesucht, welche die Funktionen der aktiven 3D-Feder erfüllt und dennoch unterhalb des Kabinenbodens montiert werden kann. Ähnliche Anforderungen findet man auch bei Automobilfahrwerken. So entstand, inspiriert vom Citroën 2CV, eine Längslenkeraufhängung für das Fahrwerk. Mit dieser Aufhängung gelingt es, die Abstützkräfte so umzulenken, dass die Linearaktoren der aktiven Federung horizontal eingebaut werden können.



Bild 4.6: Fahrmodul in Unterflurbauweise

Bild 4.6 zeigt das so entstandene Fahrmodul in Unterflurbauweise. Jeweils zwei dieser Fahrmodule werden in die Shuttles eingebaut und erfüllen so die Funktionen "Tragen und Führen" des Fahrzeugs. Ein Fahrmodul besteht aus einem Linearmotorläufer, einer Achse, einem Fahrwerksrahmen und zwei Feder-Aktormodulen. Die spiegelbildliche Ausführung der beiden Feder-Aktormodule ermöglicht eine wesentlich schmalere Bauform der Fahrmodule. Bild 4.7 zeigt den ersten Entwurf für ein aktives dreidimensionales Feder-Aktormodul:



Bild 4.7: 3D-Feder-Aktormodul

Die Luftfeder besitzt Steifigkeiten in den drei räumlichen Richtungen "Quer", "Vertikal" und "Längs". Sie ist mit ihrem unteren Fußpunkt am Fahrwerk und mit ihrem oberen Kopfpunkt an einem Längslenker befestigt. Der Längslenker ist mittels der Gelenklenker (1 und 2) mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Die Lagerung der Gelenklenker in den Lagerstellen (1), (2) und (3) ist so gestaltet, dass sich für den Längslenker drei Freiheitsgrade ergeben, die durch die drei Aktoren aktuiert werden können. Diese drei Freiheitsgrade werden durch die Regelung so angesteuert, dass aktiv Dämpferkräfte in die Luftfeder eingeleitet werden.

Die Aufhängung der Fahrmodule ermöglicht die in Bild 4.8 dargestellten Bewegungsformen. Als Bewegungsform 1 ist hier die Verstellung in vertikaler Richtung gezeigt. Hierzu muss vorwiegend der untere Aktor verstellt werden. Die Bewegungsform 2 entspricht einer Verstellung in Längsrichtung (Fahrtrichtung). Sie entsteht, wenn alle Aktoren ein- bzw. ausfahren. Die Bewegungsform 3 entspricht einer Querverschiebung. Hierzu werden vorwiegend die inneren Aktoren bewegt. Die Bewegungsform 4 - das sogenannte Lenken - entspricht dem gegenläufigen Verfahren in Längsrichtung. Die Bewegungsform 5 entspricht der gegenläufigen Bewegung in vertikaler Richtung. Diese Bewegungsform ermöglicht neben einem Wankausgleich auch ein aktives Kurvenneigen.



Bild 4.8: Aktive Bewegungsformen der 3D-Federung

Alle Bewegungsformen sind Schwenkbewegungen, also Rotationen um einen Bewegungspol. Durch eine geschickte Verkoppelung der Aktorbewegungen können die Freiheitsgrade der Luftfeder unabhängig voneinander aktuiert werden. Eine optimale Dämpfung bis zu einer Frequenz von ca.10 Hz ist so möglich. Anregungen darüber hinaus werden von der Luftfeder nicht auf den Wagenkasten übertragen, da dessen Eigenfrequenzen wesentlich niedriger abgestimmt sind.
4.2.3 Entwurf der Informations- und der Signalverarbeitung

In einem nächsten Schritt wurde eine topologische Beschreibung des Federungssystems erarbeitet. Die topologische Beschreibung zeigt die hierarchisierten Funktionen des Systems "aktive Federung". Durch die Hierarchisierung der Funktionen wird die Übersichtlichkeit des Systems wesentlich erhöht. Nachdem man die Funktionen hierarchisiert hat, werden sie zu sogenannten Mechatronischen Funktionsmodulen (MFM) zusammengefasst. Die oberste Hierarchieebene wird von einem Autonomen Mechatronischen System (AMS) beschrieben. Die MFM bilden informationstechnisch gekapselte maschinenbauliche Aggregate. Die MFM beinhalten dabei eigene Aktoren, Sensoren und Informationsverarbeitungen, können daher ihre vollständige Funktion selbstständig erfüllen. Bild 4.9 zeigt die topologische Beschreibung des aktiven 3D-Federungssystems für ein Shuttle. Durch das AMS Gesamtfahrzeug werden Zusatzfunktionen wie eine Skyook-Federung und das aktive Kurvenneigen realisiert, d. h. durch die Vernetzung der einzelnen Feder-Aktormodule wird die Funktionalität des Gesamtsystems wesentlich erhöht.



Bild 4.9: Topologie der aktiven Fahrzeugfederung

Zusatzfuktionen wie zum Beispiel das Andocken an einen Bahnsteig können in Form einer Mechatronischen Funktionsgruppe (MFG) verwirklicht werden. Bei dieser Funktion werden die Aktoren der aktiven Ferderung durch eine zusätzliche Wegaufschaltung so verfahren, dass der Türeinstieg des Nutzlastmoduls genau mit dem Bahnsteig abschließt. Sowohl das Beladen als auch das Betreten durch Passagiere werden wesentlich vereinfacht.

Mit den Erkenntnissen aus dem Topologieentwurf kann eine kaskadierte Reglerstruktur in Form einer verallgemeinerten Kaskade entwickelt werden. Von entscheidender Bedeutung ist dabei der Modulgedanke. Die Module sollten möglichst autonom sein, d. h. sie sollten in der Lage sein, ihre Funktion selbstständig zu erfüllen. Überlagerte Reglerschleifen sollten eine möglichst ideale Funktionserfüllung des unterlagerten Moduls voraussetzen können. Aus diesen Überlegungen heraus entstand die in Bild 4.10 dargestellte Reglerstruktur:



Bild 4.10: Reglerstruktur eines Shuttles

Das mechatronische Feder-/Dämpfermodul erfüllt die Aufgaben einer aktiven Federung in drei Richtungen, d. h. es stellt die erforderlichen Dämpferkräfte in den drei Raumrichtungen. Außerdem ermöglicht es eine aktive Querzentrierung bei Kurvenfahrt und eine aktive Niveauregulierung. Das Fahrzeug kann also mit dieser Feder-Dämpfer-Grundeinstellung stabil fahren. Der überlagerte Gesamtfahrzeugregler kann über eine Zusatzkraftaufschaltung noch eine weitere Skyhook-Dämpfung und aktive Kurvenneige-Kräfte aufschalten. Diese mechatronische Komposition bietet also im Sinne einer Fail-safe-Betrachtung eine weitere Rückfallebene. Falls die überlagerten Funktionen ausfallen sollten, kann das Fahrzeug noch sicher weiterbetrieben werden. Selbst wenn einzelne Feder-Dämpfermodule ausfallen, kann über Selbstoptimierungsalgorithmen das System so abgestimmt werden, dass die verbleibenden Module noch eine ausreichende Dämpfung des Gesamtsystems erzielen.

4.3 Grundlegende Komponenten akiver Federungssysteme

4.3.1 Luftfeder

Wie schon in Kapitel 3, "Anforderungen an Bahnfahrwerke", beschrieben worden ist, müssen die Federungen bei Bahnfahrzeugen sowohl vertikale als auch horizontale Anregungen aus dem Gleis abfedern. Für diesen Zweck eignen sich in besonderer Weise Faltenbalgluftfedern, da sie Steifigkeiten in allen räumlichen Richtungen besitzen. Man unterscheidet zwischen Ein- und Zweifaltenbälgen. Bei gleichem Durchmesser besitzen Zweifaltenbälge einen wesentlich größeren Federweg und eine geringere Steifigkeit als Einfaltenbälge. Da die Anregungen bei Bahnfahrzeugen nur geringe Amplituden aufweisen, werden hier Einfaltenbälge eingesetzt. Die größere Steifigkeit der Einfaltenbälge ergibt höhere Eigenfrequenzen des Aufbaus. Der dadurch verschlechterte Fahrkomfort wird duch die Aktoren der aktiven Federung ausgeglichen. Die geringeren Federwege ermöglichen jedoch gewisse Notlaufeigenschaften. Falls ein Systemausfall der aktiven Federung eintreten sollte, kann das Fahrzeug auch ohne aktive Dämpfung und Kurvenneigung weiterfahren.

Für den Betrieb dieser Luftfedern ist eine fahrzeugseitige Versorgung mit Druckluft erforderlich. Hierzu gehören neben einem Kompressor auch Leitungssysteme und ein Lufttrocknungssystem. Diese Systeme sind energieaufwändig und verschlechtern damit den Wirkungsgrad dieses Federungssystems. Alle Druckluft führenden Systeme besitzen außerdem eine gewisse Ausfallwahrscheinlichkeit. Die Zuverlässigkeit des Gesamtsystems wird verschlechtert.

4.3.2 GFK-Feder

Alternativ zur Luftfeder ist im Rahmen des Projektes eine Feder aus Faserverbundwerkstoff entwickelt worden. In enger Zusammenarbeit mit den Faserverbundexperten der Firma Silence Aircraft entstand eine Biegefeder, deren Steifigkeit durch eine entsprechende Faserverteilung relativ frei variierbar ist. Ziel war es eine Feder ohne zusätzliche Energieträger, wie z. B. Druckluft mit den oben beschriebenen Problemen, zu entwickeln. Da es sich bei diesem GFK-Werkstoff¹ um einen sehr jungen Federwerkstoff handelt, existieren noch keine ausgereiften Berechnungsmethoden. GFK-Werkstoffe zeichnen sich durch ein anisotropes Festigkeitsverhalten aus. Festigkeit und Steifigkeit sind nicht nur von der Gestalt, sondern auch von Faseranteil, Faserart, Faserrichtung, Herstellungsverfahren und dem Matrixwerkstoff² abhängig. Für eine genaue Auslegung der GFK-Feder wurden zunächst Berechnungen anhand von Katalogwerten für die Festigkeit angestellt. Allerdings stellte sich beim ersten Versuch heraus, dass im Katalog Mindestwerte für Festigkeit und Steifigkeit angegeben sind; der Prototyp war erheblich zu steif. Um die gewünschten Steifigkeitswerte zu liefern, musste der Fasergehalt drastisch reduziert werden. Die so entstandene Feder wurde einem Dauerfestigkeitsversuch (Bild 4.11) mit weit über 1,5 Millionen

^{1.} GFK: Glasfaserverstärker Kunststoff

^{2.} Verbindungswerkstoff zwischen den Fasern, hier Epoxidharz

Lastwechseln unterzogen. Auch im anschließenden Gewaltbruchversuch konnte sie nicht zerstört werden, so dass ein Einsatz im Prüfstand geplant werden konnte.





4.3.3 Aktorik

Für die Kopfpunktverstellung der Luftfeder und damit für die aktive Dämpfung werden Hydraulikzylinder verwendet. Da insbesondere bei den horizontalen Federungsbewegungen Aktorkräfte in beiden Richtungen erforderlich sind, wurden die Aktoren als doppelt wirkende Differentialzylinder ausgeführt. Die für die Regelung der Zylinderposition erforderlichen Zylinderwegsensoren wurden bereits vom Hersteller in die Zylinder integriert, so dass es sich hierbei um ein extrem robustes System handelt. Die Sensoren arbeiten nach dem magnetostriktiven Messverfahren [Biedersee 03] und haben sich in der Industrie und im Fahrzeugbau vielfach bewährt. Derartige Aktoren können von nahezu jedem namhaften Zylinderhersteller bezogen werden. Die Zylinder sollen für einen ersten Prototypen nach dem Drosselprinzip von konventionellen Regelventilen angesteuert werden. Für spätere Seriensysteme eignet sich ein energetisch wesentlich effizienteres Verdrängerprinzip. Derartige Verdrängersysteme sind speziell für diese Anwendung anzupassen, was jedoch für einen ersten Prototypen einen zu großen Aufwand erfordern würde.

4.3.4 Sensorik

Da die von der Aktorik gestellte Kopfpunktverschiebung der Feder und damit der aktiv erzeugte Federkraftanteil von den momentanen Federwegen abhängt, ist deren Erfassung von entscheidender Bedeutung für das aktive Federungssystem. Bei diesem System handelt es sich um eine aktive dreidimensionale Federung mit drei aktiven Freiheitsgraden, d. h. es müssen die drei translatorischen Luftfederwege erfasst werden. Für diese Aufgabe wurden im Rahmen dieser Arbeit drei verschiedene Sensoren entwickelt, die im Folgenden beschrieben werden sollen. Ausgangspunkt für die Entwicklung der Sensoren war die am Prüfstand [Liu-Henke 05] verwirklichte Lösung. Bei diesem Prüfstand (Bild 4.12) wurde die Verschiebung zwischen dem Aufbau und dem Federträger mit LVDT-Sensoren ¹gemessen:



Bild 4.12: Prüfstand der Feder-/Neigetechnik

Da die verwendeten Sensoren über keine eigene Längsführung verfügten, wurden hier Hydraulikzylinder als Längsführung verwendet. Diese Hydraulikzylinder waren nicht an das hydraulische System angeschlossen, d. h. sie hatten lediglich die Funktion, die LVDTs zu führen. Die durch die Zylinder zusätzlich in das Federungssystem eingebrachte Reibung und damit auch die Dämpfung wurden vernachlässigt. Ein weiteres Problem bei dieser relativ provisorischen Sensoraufhängung ist, dass die Messwerte nicht in den für die Regelung erforderlichen kartesischen Koordinaten erfasst wurden, sondern erst aufwändig über eine entsprechende Kinematikrechnung transformiert werden mussten. Mit diesem Prüfstand konnte dennnoch die Funktionsweise der aktiven Federung mittels Fußpunktverstellung eindrucksvoll demonstriert werden.

4.3.4.1 Kardansensor

Für die Umsetzung im Versuchsfahrzeug der NBP wurde eine Lösung entwickelt, die in die Luftfedern integriert wurde. Bei dieser Lösung (Bild 4.13) wird der Federweg in der Mittelachse der Luftfeder mit einem Linearpotentiometer erfasst, das im Fußpunkt der Feder kardanisch aufgehängt ist. Des weiteren wurden die Kardanwinkel der Aufhängung mit zwei Drehpotentiometern erfasst. Diese Konstruktion ermöglicht die direkte Messung der einzelnen Luftfederwege und besitzt nur eine geringe Reibung. Das folgende Gleichungssystem (4.6) beschreibt die Auswertung des Sensors:

^{1.} LVDT, linear variabler Differentialtransformator [Bolton 04]

$$r^{2} = x^{2} + y^{2} + z^{2}$$

$$x = z \tan \alpha_{1}$$

$$y = z \tan \alpha_{2}$$
(4.6)

Die Lösung für die z-Koordinate lautet:

$$z = \frac{r}{\sqrt{1 - \tan(\alpha_1)^2 + \tan(\alpha_1)^2}}$$
(4.7)



Bild 4.13: Luftfederwegsensor des Versuchsfahrzeugs

Die eingeschränkte Lebenserwartung der Potentiometer ist nur für den zeitlich begrenzten Versuchsbetrieb möglich. Die kardanische Aufhängung der Sensoren ist eine sehr filigrane Mechanik und daher empfindlich gegen Montagefehler und Erschütterungen. Die Erfassung der Kardanwinkel, die einen Ausschlag von ca. 15° aufweisen, mit den verwendeten Drehpotentiometern, deren Messbereich 270° umfasst, ist durch eine sehr geringe Enpfindlichkeit gekennzeichnet.

4.3.4.2 Optischer 3D-Sensor

Für den Einsatz in einem seriennahen Prototypfahrzeug sind jedoch Luftfederwegsensoren erforderlich, die eine wesentlich höhere Lebensdauer und Zuverlässigkeit besitzen. Für diesen Zweck wurde ein optischer Luftfedersensor [Bild 4.14] entwickelt, der sowohl die translatorischen als auch die rotatorischen Freiheitsgrade der Luftfeder berührungslos und daher sehr verschleißarm erfassen kann.



Bild 4.14: Optischer Luftfedersensor

Die Luftfeder bildet einen hermetisch abgeschlossenen Raum, der absolut dunkel ist. Für diesen Sensor wurde eine einzelne Leuchtdiode am Kopfpunkt der Feder befestigt. Am Fußpunkt der Feder werden bis zu sechs Fotodioden verteilt. Diese messen die Intensität des von der Leuchtdiode ausgesendeten Lichts. Aus den Messwerten der einzelnen Fotodioden kann man die Position der Emitterdiode bestimmen.

Für die Funktion des Sensors sind zwei verschiedene Effekte entscheidend. Zum Einen nimmt die Lichtintensität mit zunehmendem Abstand von der Lichtquelle ab, zum Anderen ist die Strahlungsverteilung über den Öffnungswinkel nicht konstant. Die gemessene Lichtintensität einer quasi punktförmigen Lichtquelle, die über einen weiten Öffnungswinkel quasi konstant strahlt, nimmt mit zunehmendemn Abstand von der Lichtquelle ab. Es handelt sich hierbei um eine quadratische Abhängigkeit:

$$I(r) = Kr^{-2}$$

$$(4.8)$$

Experimentell wurde die in Bild 4.15 dargestellte Abhängigkeit ermittelt:



Bild 4.15: Abhängigkeit der Sensorspannung vom Abstand zwischen Emitter- und Fotodiode

Nach dieser Gleichung ist die gemessene Lichtintensität ein Maß für den Abstand zwischen Emitter- und Fotodiode. Kennt man den Abstand zwischen drei Fotodioden sowie den Abstand zwischen den einzelnen Fotodioden und der Emitterdiode, kann man leicht die Koordinaten bestimmen, an denen sich die Emitterdiode momentan befindet. Für die Lösung dieser Aufgabe ergibt sich ein quadratisches Gleichungssystem (4.9), das es zu lösen gilt:

$$0 = x^{2} + y^{2} + z^{2} - r_{a}^{2}$$

$$0 = (x - x_{b})^{2} + y^{2} + z^{2} - r_{b}^{2}$$

$$0 = (x - x_{c})^{2} + (y - y_{c})^{2} + z^{2} - r_{c}^{2}$$
(4.9)

Die Lösung (s. Seite 122) des Gleichungssystems ist nicht eindeutig, so dass man mit einer entsprechenden Fallunterscheidung die richtige Lösung suchen muss. Bild 4.16 zeigt die Zweideutigkeit der Kinematik. Die Kugeloberflächen symbolisieren die Sensorwerte. Die Lösung des Kinematikgleichungssystems ergibt die Schnittpunkte der drei Kugeln. Wegen der Begrenzung des Einfallswinkels der Fotodioden ist aber nur der oberen Schnittpungt 1 zulässig:



Bild 4.16: Grafische Veranschaulichung der Mehrdeutigkeit der Lösung

Die hier verwendete Emitterdiode besitzt einen Öffnungswinkel von 120°. Über den Öffnungswinkel nimmt die Leuchtstärke stark ab. So beträgt die ausgesendete Lichtstärke der Emitterdiode bei 60° Abstrahlwinkel nur noch etwa 45% [opto]. Ebenso ist die Empfindlichkeit der Fotodioden vom Einfallswinkel des Lichts abhängig [Burr-Brown 94]. Für den Sensor ergibt sich daraus eine starke Winkelabhängigkeit der Messsignale. Bild 4.17 zeigt die gemessenen Sensorspannungen in Abhängigkeit des Austrittswinkels alpha aus der Emitterdiode:



Bild 4.17: Gemessene Abhängigkeit des Sensorwertes vom Öffnungswinkel

Das Sensorsignal setzt sich aus einem Anteil des Abstandes und einem Anteil des Austrittswinkels zusammen, wie die folgende Gleichung zeigt:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{(\alpha)} \cdot \mathbf{u}_{(r)} \tag{4.10}$$

Die Abhängigkeiten des Sensorsignals können mit den folgenden Gleichungen beschrieben werden:

$$u_{(\alpha)} = a_3 \alpha^3 + a_2 \alpha^2 + a_1 \alpha + a_0$$
 (4.11)

$$u_{(r)} = K \frac{1}{r^2}$$
 (4.12)

Für die Auswertung der Sensorwerte ist der Austrittswinkel aus der Emitterdiode von entscheidender Bedeutung. Da der Austrittswinkel aber nicht direkt gemessen werden kann, wird er rekursiv ermittelt. Als Iterationsverfahren hat sich das Newton-Verfahren als zielführend erwiesen. Bild 4.18 zeigt die Struktur der Sensorauswertung. Die Eingänge in die Auswertung sind die Sensorspannungen. Die Ausgänge sind die Positionen der Emitterdiode:



Bild 4.18: Struktur der Sensorauswertung

Im ersten Block wird mit Hilfe des Iterationsverfahrens von Newton der Positionsvektor der Emitterdiode ermittelt. Die Position wird im nächsten Auswerteschritt als Pos₀ zurückgeführt. Ebenso wird aus der Position die Sensorspannung zurückgerechnet und für den folgenden Auswerteschritt zur Verfügung gestellt. Im dritten Block wird die inverse Jacobimatrix berechnet und für den Newton-Block bereitgestellt. Für den untersuchten Sensor ergibt sich ein singulärer Bereich, in dem das Verfahren nicht konvergiert (s. Bild 4.19). Bleibt man konstruktiv oberhalb dieses singulären Bereichs, kann der Sensor eindeutig ausgewertet werden.



Bild 4.19: Singularitätsstellen des Sensors

Bild 4.20 zeigt die Auswertung, wie sie in CAMeL-View modelliert ist. Um das Verfahren zu dämpfen, ist hier ein PT1-Glied dem Ausgangswert aufgeschaltet:



Bild 4.20: CAMeL-View-Modell des optischen Sensors



Die Simulation des CAMeL-View-Modells (Bild 4.21) zeigt, dass das Verfahren sehr gut konvergiert.

Bild 4.21: Simulationsergebnis des CAMeL-Vew-Modells der Auswertung

Die Störungen werden durch die Singularitätsstellen des Systems hervorgerufen. Befindet man sich unterhalb oder oberhalb der Singularität, konvergiert das Verfahren sehr gut. Aber auch nach einem Durchtritt durch die Singularitätsstelle schwingt sich das Verfahren sehr schnell wieder ein.

Dieses Auswerteverfahren ermöglicht eine hinreichend genaue und schnelle Auswertung der Sensorwerte. Der geringe Bauraum dieses optischen Sensors ermöglicht die Unterbringung innerhalb der Luftfedern. Allerdings unterliegen optoelektronische Bauelemente einer starken Degradation und besitzen eine große Toleranzbreite innerhalb einer Serie, d. h. ihre technischen Daten (Leuchtstärke, Empfindlichkeit) unterliegen einem gewissen Verschleiß und müssen kontinuierlich automatisch kalibriert werden. Die Leuchtstärke der Emitterdiode muss kontinuierlich gemessen und entsprechend nachgeregelt werden.

4.3.4.3 Induktiver Luftfedersensor

Ein weiteres, absolut verschleißfreies Messverfahren beruht auf der magnetischen Induktion. Eine Spule, die von einem elektrischen Strom durchflossen wird, erzeugt ein Magnetfed. Die Stärke des magnetischen Feldes nimmt mit zunehmendem Abstand von der Spule ab. Die Stärke des magnetischen Feldes ist somit ein Maß für den Abstand eines Magnetfeldsensors zur Spule. Als Sensor eignen sich sogenannte Magnetfeldsensoren auf Basis des Halleffektes. Wenn man die Spule mit Wechselstrom speist, kann man durch die Frequenz des Sensorsignals störende Einflüsse durch das Erdmagnetfeld oder durch andere Elektromagnete herausfiltern.

Ein noch einfacherer Sensor nutzt den Effekt der magnetischen Induktion. In einer Spule, die von wechselnden Magnetfeldlinien durchströmt wird, wird eine elektrische Spannung induziert. Die induzierte Spannung ist abhängig von der magnetischen Feldstärke im Spulenquerschnitt, wobei nur die zum Spulenquerschnitt senkrecht stehenden Komponenten der Feldlinien zur Induktion beitragen (s. Bild 4.22):



Bild 4.22: Prinzip der magnetischen Induktion

Wird die Empfängerspule um 90° gedreht angeordnet, so ergibt sich die in Bild 4.23 skizzierte Induktion. In der Position 0 befindet sich die Empfängerspule genau in der Achse der Senderspule. Keine Magnetfeldlinie durchdringt die Empfängerspule senkrecht zu ihrer Querschnittsfläche, folglich wird auch keine Spannung induziert. Bewegt man die Empfängerspule in Richtung Position 1, so treten immer mehr Feldlinien durch die Spulenfläche, und die induzierte Spannung steigt. Bewegt man die Spule in Richtung Position 2, so ändert sich die Durchflussrichtung der Magnetfeldlinien, woduch eine Phasenumkehr der induzieren Spannung hervorgerufen wird. Für die Auswertung der Sensorspannungen stehen somit die Informationen Spannung und Phase zur Verfügung. Die Spannung ist ein Maß für die Verschiebung, und die Phase gibt die Richtung der Verschiebung an:



Bild 4.23: Prinzip der magnetischen Induktion einer orthogonalen Empfängerspule

Unter Ausnutzung der oben beschriebenen Effekte ist ein Sensor entwickelt worden, der drei orthogonal zueinander angeordnete Spulen vereint, die einen gemeinsamen Mittelpunkt besitzen (s. Bild 4.24). Durch diese extrem kompakte und robuste Bauform des Sensors ist eine Auswertung der Luftfederwege in allen drei Raumrichtungen möglich:



Bild 4.24: Spulen-Anordnung

Da auch bei diesem Sensor die Senderspule frequenzmoduliert betrieben wird, können Störungen hervorragend herausgefiltert werden. Natürlich handelt es sich auch bei diesem Sensor um ein

nichtlineares Messverfahren; daher erfolgt die Auswertung dieses Sensors über ein dreidimensionales Kennfeld, das mit einer entsprechenden Messvorrichtung vermessen wird.

Da dieser Sensor sehr störunempfindlich und extrem robust ist und auch keinerlei Alterungserscheinungen aufweist, wurde er für die Luftfederwegerfassung eingesetzt. Er kann wie im Versuchsfahrzeug der NBP innerhalb der Luftfeder oder, wie am HIL-Prüfstand der "Schienenfahrzeug-Unterflur-Federung", außerhalb der Luftfeder moniert werden.

4.4 Modellgestützte Gestaltoptimierung und Dimensionierung des 3D-Federungssystems

Die vorangegangenen Kapitel lassen erkennen, dass es sich bei der entworfenen aktiven 3D-Federung um ein sehr leistungsfähiges mechatronisches System handelt. Ein typischer Effekt für derartige mechatronische Produkte ist, dass die Funktionalität des Gesamtsystems wesentlich höher ist als die Summe der Einzelfunktionen. Um nun aber zu einem wirklichen Produkt zu gelangen, muss die Gestalt des Systems bestimmt werden. Hierzu sind Auslegungen der Festigkeit, des Bewegungsraums sowie Verfahren der Fertigung und der Montage zu berücksichtigen.

In dem hier beschriebenen Stand der Entwicklung sollen lediglich die Bewegungsfunktionen näher betrachtet werden. Zu diesem Zweck wurden zunächst die Aktorkräfte und die Aktorgröße abgeschätzt. Mit diesen Annahmen wurde das CAD-Modell weiter optimiert. Mit Hilfe des Kinematikanalysewerkzeugs des CAD-Systems konnten der Bewegungsraum und damit die erforderlichen Aktorhübe ermittelt werden. In einer weiteren Iterationsschleife wurden die Koppelpunkte der Aktoren und der Lenker und damit die Krafteinleitung und die Beweglichkeit der Kinematik optimiert. Ein weiteres, sehr hilfreiches Instrument bei der Optimierung der Gestalt ist das Kollisionsanalysewerkzeug des CAD-Systems. Unter Zuhilfenahme dieser Werkzeuge und Verfahren konnte ein gestaltorientierter Entwurf entwickelt werden, der realistische physikalische Parameter für eine Starrkörpermodellierung des Feder-Aktormoduls liefert.

4.4.1 Modellierung unter CAMeL-View

4.4.1.1 Ziele der Modellierung

Die Starrkörpermodellierung ist ein sehr hilfreiches Werkzeug zur Auslegung der dynamischen Belastungen von mechatronischen Produkten. Durch die geeignete Modellierung können die dynamischen Effekte (Kräfte, Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und Wege) erfasst werden. Um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, ist es wichtig, den Grad der Detaillierung, die sogenannte Modellierungstiefe, richtig zu wählen. Zu detaillierte Modelle lassen sich nur schlecht simulieren, d. h. Inhomogenitäten, wie z. B. Anschläge, produzieren numerische Fehler, die die Ergebnisse verfälschen können. Außerdem erfordern sie geringe Simulationsschrittweiten und verlangsamen damit die Simulation. Als Grundsatz für die Starrkörpermodellierung gilt daher: "So genau wie nötig, aber nicht so genau wie möglich", d. h. man sollte nur diejenigen Effekte modellieren, die wirklich interessieren. Um die Modellierung sinnvoll zu gestalten, muss man vorher festlegen, welche Ziele man mit diesem Modell verfolgen will. Für dieses erste Starrkörpermodell des aktiven 3D-Federmoduls ist die Auslegung der Aktor- und Federkräfte vorrangiges Ziel. Für das Modell werden verschiedene Vereinfachungen getroffen. So wird auf die Modellierung von Anschlägen verzichtet, die Aktoren werden als ideale Steller betrachtet. Des weiteren werden die Lenker und die Aktoren als masselos betrachtet.

4.4.1.2 Hierarchische Modellierung

Auch bei der Modellierung ist die erarbeitete hierarchische Strukturierung sehr hilfreich. Berücksichtigt man diese Struktur, entsteht ein modulares, leicht erweiterbares Starrkörpermodell mit klaren Schnittstellen zwischen den einzelnen Modulen. Die klaren Schnittstellen erleichtern die Wiederverwendbarkeit des Modells; so kann es leicht in ein Gesamtfahrzeugmodell eingebunden werden.

4.4.1.3 Modellbeschreibung

Unter Berücksichtigung der oben aufgeführten Modellierungsgrundsätze entstand ein hierarchisch-modulares Starrkörpermodell, das in der Modellierungs- und Simulationsumgebung CAMeL-View modelliert wurde.



Bild 4.25: CAMeL-View-Modell

Das in Bild 4.25 dargestellte Starrkörpermodell entspricht der erarbeiteten Hierarchie. Für die erste Auslegung der Komponenten wurden die beschriebenen Vereinfachungen gemacht. Mit der geeigneten Anregung lassen sich so die gesuchten Größen ermitteln.

4.4.1.4 Regleraufbau

Damit man mit diesem Modell auch verschiedene Aktorpositionen anfahren und halten kann, muss man einen geeigneten Regler einführen. Bild 4.26 zeigt diesen einfachen Positionsregler:



Bild 4.26: Wegregler für die Luftfederposition

In diesem Regler werden zunächst die Aktorpositionen, die mit Sensoren ermittelt werden, in Positionen der Luftfederkoppelpunkte umgerechnet. Dies geschieht mittels des Kinematikblocks. Dieser gibt die Luftfederkopfposition in kartesischen Koordinaten relativ zum Aufbau aus. Der Wegvorgabeblock generiert eine Sollposition, von der im Summationsblock die Ist-Position subtrahiert wird. Die so ermittelte Regeldifferenz wird nun vom Regler verstärkt, in der inversen Kinematik zu Aktorwegen umgerechnet und schließlich dem System zurückgeführt. Mithilfe dieser Positionsregelschleife ist es nun möglich, die gewünschten Positionen anzufahren und zu halten.

Kernstück des Reglers ist die Kinematikrechnung. Geisler hat in seiner Arbeit [Geisler 06] eine Lösung für diese Kinematik beschrieben. Allerdings mussten für die analytische Lösung Vereinfachungen vorgenommen werden. So wurden die Winkelfunktionen linearisiert; bei Winkeln größer als 3° ist diese Linearisierung jedoch mit großen Fehlern behaftet. Die analytische mathematische Beschreibung ist trotz dieser Vereinfachungen extrem umfangreich und kompliziert, so dass sie nicht sinnvoll in einem Modell abgebildet werden kann. Hier wurden stattdessen Kennfelder für die Kinematik und die inverse Kinematik berechnet und eingesetzt. Diese Kennfelder kann man mit Hilfe der analytischen Lösung berechnen. Jedoch ist die Herleitung der exakten analytischen Kinematiklösung extrem aufwändig und erfordert ein hohes Maß an mathematischen Fähigkeiten, ist also sehr zeitintensiv und verzögert damit die Entwurfszeit enorm. Im Rahmen dieser Entwicklung wurde ein Softwaretool erarbeitet, das insbesondere in den frühen Phasen der Entwicklung dem Konstrukteur schnelle Lösungen für die Kennfeldgenerierung ermöglicht. Dieses Tool ermittelt numerisch über eine Parametervariation direkt im CAD-System die Kennfelder für die Kinematik und die inverse Kinematik. Die in diesem Modell eingesetzten Kennfelder sind mit diesem Tool generiert worden. Vergleiche mit der analytischen Lösung haben gezeigt, dass die numerisch ermittelten Kennfelder eine erheblich höhere Genauigkeit aufweisen als die linearisierte analytische Lösung.



Bild 4.27: Erste Simulationen des Systems mit Weganregung

Die ersten Simulationen (Bild 4.27) haben die grundsätzliche Funktionalität der entworfenen 3D-Federung gezeigt, so dass eine Weiterentwicklung sinnvoll ist.

4.4.1.5 Modellgestützte Komponentenauslegung

Für die Auslegung der Komponenten ist es entscheidend, dass das System so angeregt wird, dass die maximal auftretenden Kräfte erreicht werden. Die härteste Anregung, die während des Betriebs eines Bahnfahrwerks auftreten kann, entsteht während der Weichenfahrt. Beim Durchfahren einer Weiche kommt es zu sehr harten stoßartigen Anschlägen der Räder an den Gleiskörper. Diese Anschläge sind vorwiegend quer zur Fahrtrichtung. Aber da es im Weichenbereich Unterbrechungen der Schiene gibt, kommt es auch in Fahrtrichtung und in vertikaler Richtung zu stoßartigen Belastungen.

Eine weitere für die Auslegung interessante Größe ist auch das aktive Kurvenneigen. Das Kurvenneigen ist allerdings ein relativ langsamer Vorgang und dadurch hinsichtlich seinesm Kraftbedarfs nicht so entscheidend. Allerdings sorgt das Kurvenneigen dafür, dass die Kraftspitzen auch bei ungünstigeren Hebelverhältnissen auf die Aktoren wirken. Für die Struktur- und die Aktorauslegung ist eine Simulation mit Stoßanregung in den Extremlagen des Betriebsraums erforderlich.



Bild 4.28: Aktorkräfte mit statischer Zusatzkraft

Bild 4.28 zeigt die Simulationsergebnisse für eine sprungförmige Weganregung bei einer gleichzeitigen statischen Kraftanregung an der Luftfeder. Im oberen Fenster ist die Lageänderung des Luftfederkoppelpunktes abgebildet. Der untere Zeitschrieb zeigt die auftretenden Aktorkräfte.



Bild 4.29: Statische Auslegung der Aktorkräfte mit 330 kg Aufbaumasse

Der Zeitschrieb der Luftfederposition zeigt, dass die Position nicht gehalten wird. Dies ist auf den hier implementierten Regler zurückzuführen, der für diese Aufgabe noch nicht ausreichend dimensioniert ist. Für die Abschätzung der Aktorkräfte liefert diese Simulation aber dennoch hinreichend genaue Daten. Für die Auslegung der Aktoren sind die maximal auftretenden Kräfte entscheidend. Die Aktoren müssen also eine maximale Kraft von 7000 N stellen können. Für Hydraulikzylinder bedeutet dies, dass bei 80 bar Druckdifferenz ein Kolbendurchmesser 110 mm erforderlich ist. Mit diesen Daten kann das CAD-Modell entsprechend weiterentwickelt werden. Ebenso kann ein FEM-Modell der Längslenker erzeugt werden, mit dem die Struktur des Längslenkers optimiert werden kann.

Mit Hilfe dieses Starrkörpermodells können die Aktorkräfte, die Aktorbewegungen und die Strukturlasten ermittelt werden. Aber auch Regleranalyse und Synthese werden mit dem Starrkörpermodell unter CAMeL-View durchgeführt.

Durch eine weitere Detaillierung des Modells können auch die Effekte der Hydraulikkomponenten (Querschnitte, Volumenströme....) simuliert werden. Diese Arbeiten werden aber erst im weiteren Verlauf der Entwicklung durchgeführt.

5 Entwicklung eines HIL-Prüfstandes für das aktive dämpferlose 3D-Federungssystem

In diesem Kapitel wird der Begriff "Hardware-in-the-Loop-Simulation"(HIL) eingeführt und am Anwendungsbeispiel des aktiven dämpferlosen 3D-Federungssystems erläutert.

5.1 Hardware-in-the-Loop-Simulation

5.1.1 Definition

Wältermann schreibt in seiner Dissertation [Wältermann 02]:

"Hardware-in-the-Loop ist ein Verfahren im Produktentwicklungszyklus, bei dem eine oder mehrere reale Komponenten in Wechselwirkung mit in Echtzeit simulierten Komponenten arbeiten".

Für das aktive dämpferlose 3D-Federungssystem bedeutet dies, dass ein Prüfstand entwickelt werden muss, der das Federungssystem in geeigneter Weise mit den Wechselwirkungen, die im späteren Einsatz auf das System wirken, beaufschlagt. Weiterhin muss ein echtzeitfähiges Rechnermodell des Gesamtsystems entwickelt werden, um die Wechselwirkungen zu simulieren.

5.1.2 Vorteile durch die Anwendung von HIL-Simulationen

In der Arbeit von Herrn Wältermann [Wältermann 02] findet sich eine nahezu vollständige Liste der Vorteile, die sich durch die HIL-Simulation ergeben. Hier sind die wichtigsten nur kurz zusammengefasst. HIL-Simulation ist eine Untersuchung unter Laborbedingungen, d. h. es werden immer nur diejenigen Komponenten und Parameter betrachtet, die für den derzeitigen Entwicklungsstand relevant sind. Bei großen komplexen Systemen ist es wegen der Wechselwirkung zwischen verschiedenen Komponenten häufig nicht möglich, gezielt einzelne Parameter zu identifizieren oder einzelne Komponenten zu optimieren. In den frühen Entwicklungsphasen eines Systems besteht auch häufig noch kein Versuchsträger für ein Gesamtsystem. In diesen Fällen bietet die HIL-Simulation die Möglichkeit, bereits am Prüfstand Teilsysteme, Regel-Codes und Komponenten für einen späteren Serieneinsatz zu entwickeln.

5.1.3 Bestandteile und Voraussetzungen für eine HIL-Simulation

Für die HIL-Simulation benötigt man zunächt das reale Teilsystem, das man untersuchen will, in dem beschriebenen Fall also das Federungssystem für eine einzelne Achse. Des weiteren benötigt man eine sogenannte Anregungseinheit, die es ermöglicht, das reale Teilsystem mit den erforderlichen Wechselwirkungen zu den simulierten Komponenten des Gesamtsystems zu beaufschlagen. Zur Steuerung und Regelung eines solchen HIL-Prüfstandes ist ein entsprechend leistungsfähiges Rechnersystem erforderlich. Dieses besteht aus einer Echtzeit-Hardware, auf der die Regelungs- und die Steuerungs-Algorithmen abgearbeitet werden, einem sogenannten Host-PC, der die Schnittstellen zum Benutzer bildet und Eingriffe zum Steuern und zum Überwachen des Echtzeit-Codes ermöglicht. Außerdem umfasst das Rechnersystem noch Schnittstellen, um echtzeitfähig Daten (Sensor-, Aktor- und gegebenenfalls Busdaten) ein- bzw. auszugeben. Als weitere wesentliche Komponente für die HIL-Simulation ist eine Software erforderlich, die es dem Benutzer ermöglicht, in den Simulationsprozess, also in das laufende Experiment, einzugreifen. Diese Software muss Eingriffe zulassen in Form von:

- Start, Stop und Unterbrechen der HIL-Simulation,
- Online-Parametervariation (z. B. für eine Online-Optimierung),
- graphischer Benutzeroberfläche (GUI) zur Anzeige von Mess- und Simulationsdaten und zur Bedienung des HIL-Prüfstands,
- Mechanismen zur Automatisierung von Testprozeduren (Testautomatisierung).

Eine Übersicht über Hard- und Software-Umgebungen für die HIL-Simulation findet man ebenfalls in [Wältermann 02], deshalb hier nur eine tabellarische Aufstellung der wichtigsten Anbieter:

TABELLE 4.

Anbieter	Produkte
dSPACE GmbH	Modulares, frei Konfigurierbares Hardware-System mit Schnittstellen- und Rechen-Hardware
	ControlDesc-Software mit automatisierter Codegenerierung auf Basis von Matlab Simulink
ETAS GmbH	Speziell konfigurierte Hardwareboxen
	Software-Toolkette mit ASCET-SD zur Modellbildung und Offline-Simulation sowie INCA zur Applikation von Steuergeräte-Parametern im Fahrzeug
Wind River Systems, Inc.	Realslim-Reihe bietet eine PC-basierte Echtzeithardware,
	MATRIXx ist ein Sofwarepaket, das ähnliche Funktionen wie MATLAB bietet
RealTech AG/ The Mathworks, Inc.	Handelsübliche Intel-Pentium-PCs mit boot-fähigem Echtzeitkern, I/O-Anbindung über PC-Einschubkarten verschiedener Hersteller
	Das Softwarepaket xPC Target-Lösung baut auf Matlab/Simulink auf.
iXtronics GmbH	CAMeL-View TestRig ist ein modulares Hardwaresystem auf Basis von Motorola-
	PowerPC in Verbindung mit FPGA ^a , durch Parallelverarbeitung von mehreren Prozessorkarten und Erweiterung durch entsprechende Schnittstellenkarten kann das System den Bedürfnissen angepasst werden.
	CAMeL-View ist ein Softwarepaket, das eine durchgängige Toolkette von der Modellierung bis zur Codegenerierung und zum Betrieb unter Echtzeitbedingungen ermöglicht.

a. FPGA, frei programmierbare Gatter

In dieser Arbeit wird ein System der Firma dSPACE eingesetzt. Es besteht aus einem Industrie-PC als Host-PC, der durch Einsteckkarten der Firma dSPACE erweitert wurde. Für die Echtzeitdatenverarbeitung werden eine DS1005-Prozessorkarte und eine DS2201-Multi-I/O-Karte für die Schnittstellen zum System eingesetzt. Als Echtzeitumgebung wird die dSPACE-Software ControlDesc eingesetzt, die auf Matlab/Simulink basiert.

5.1.4 Anforderungen an den HIL-Prüfstand

Mit dem HIL-Prüfstand sollen die folgenden Punkte untersucht werden:

- a) Die Funktion der Parallelkinematik soll nachgewiesen werden.
- b) Vergleichsuntersuchungen sollen die Eignungen der verschiedenen Federtypen zeigen.
- c) Das Modell soll verifiziert und validiert werden, so dass für die Weiterentwicklung des Fahrzeuges ein aussagekräftiges Modell entsteht.

Um diese Aufgaben zu erfüllen, muss der Prüfstand über eine geeignete Anregungseinheit in Quer- und Vertikalrichtung verfügen, die das Federungssystem und die Aufbaumasse mit den in Abschnitt 4.1 beschriebenen Störanregungen beaufschlagt.

Im Folgenden wird die Umsetzung dieser Anforderungen mit Hilfe des mechatronischen Entwicklungsprozesses beschrieben.

5.2 Mechatronische Komposition des HIL-Prüfstandes

5.2.1 Funktionsanalyse

Die Funktionalität des aktiven dämpferlosen 3D-Federungssystems soll mit Hilfe der Hardwarein-the-Loop-Technik (HIL) untersucht werden. Bei dieser Technik wird das zu untersuchende System an einem Prüfstand betrieben, und alle relevanten äußeren Belastungen werden durch geeignete Steller synthetisch in Form von Stör- und Führungsanregungen eingeprägt. Für die Fahrdynamik- und Komforteigenschaften ist die Betrachtung der ebenen Bewegungsfunktionen des Systems in Quer- und Vertikalrichtung entscheidend. Da auch das Kurvenneigen gezeigt werden soll, ist die Simulation eines Halbfahrzeugs, bestehend aus zwei über das Fahrwerk und den Aufbau verkoppelten Feder-/Aktormodulen, erforderlich.

Die oben beschriebenen Haupt- oder Gebrauchsfunktionen lassen sich in sogenannte Bewegungsfunktionen unterteilen und hierarchisch gliedern. Bild 5.1 zeigt die so entstandene Funktionsstruktur des Prüfstandes:

<u>½-Fahrzeugsystem</u> aktiv neigen aktiv zentrieren Niveau regulieren						
Feder-/Aktormodul links Fußpunktverstellung der X-Richtung Y-Richtung Z-Richtung	<u>Feder-/Aktormodul rechts</u> Fußpunktverstellung der Feder in: X-Richtung Y-Richtung Z-Richtung					
Aktor 1 Verstellweg stellen Verstellweg stellen	Aktor 3 Verstellweg stellen	Aktor 1 Verstellweg stellen	Aktor 2 Verstellweg stellen	Aktor 3 Verstellweg stellen		
<u> </u>						
A Wegar Wegar Wegar	Anregungseinheit Weganregung Schiene links in Z-Richtung Weganregung Schiene rechts in Z-Richtung Weganregung Gleis in Y-Richtung					

Bild 5.1: Funktionsstruktur des HIL-Prüfstandes

Bei der Aufteilung in Bewegungsfunktionen wird bereits der Modulcharakter des Systems erkennbar, und die einzelnen Bewegungsfunktionen können den entsprechenden Modulen zugeordnet werden. So entsteht eine modulare und hierarchisch gegliederte Funktions-Architektur. Ziele dieser Architektur sind:

- Einzelne Bewegungsfunktionen durch ihre Modulgrenzen zu kapseln.
- Die Module erfüllen vollständige Bewegungsfunktionen autonom.
- Die einzelnen Module sind somit austauschbar, unabhängig von ihren Lösungsprinzipien (elektromechanisch oder hydraulisch, ...)

Diese Gliederung ermöglicht die getrennte Entwicklung einzelner Module, ohne frühzeitig ein Wirkprinzip festzulegen. Dem Entwickler bleibt so ein möglichst großer Freiraum, eine optimale Lösung zu finden.

5.2.2 Topologische Modularisierung und Hierarchisierung

Führt man jetzt eine Modularisierung und Hierarchisierung des Systems durch, erhält man eine topologische Beschreibung des Prüfstandes (Bild 5.2). Diese topologische Beschreibung wird als Strukturierung für die anschließenden Entwicklungsschritte verwendet. Bei Strukturierung und Modularisierung ist darauf zu achten, dass man sowohl maschinenbauliche Aggregate als auch informationstechnisch sinnvolle Einheiten bildet, so genannte Mechatronische Funktions-Module. Jede Einheit, für sich gesehen, kann eine Funktion im mechatronischen Sinne ausführen und ist informationstechnisch so gekapselt, dass sie über entsprechende Schnittstellen mit ande-

ren Modulen interagieren kann. Die klare Definition der Schnittstellen erlaubt es, einzelne Module auszutauschen, sogar unabhängig von ihren Wirkprinzipien. So können beispielsweise hydraulische Aktoren gegen elektromechanische ausgetauscht werden. Dem Entwickler bleibt während des gesamten Entwicklungsprozesses und soger darüber hinaus während der gesamten Produktionszeit ausreichend Freiraum, stetig Verbesserungen am Produkt durchzuführen und nachzurüsten. Die Topologie des HIL-Prüfstandes baut sich wie folgt von unten nach oben (bottom up) auf:

Die Anregungen, die auf die Federaktormodule wirken, werden über eine Anregungseinheit in einen Fahrwerksdummy eingeleitet, der sie an die Federn weitergibt. Die aus dem Gleis und dem Fahrwerk stammenden Anregungen wurden bereits in Abschnitt 4.1 erläutert. Für den HIL-Prüfstand werden die erforderlichen Weganregungen vertikal durch zwei Linearaktoren (einer pro Schiene) und horizontal durch einen quer zur Fahrtrichtung angebrachten Linearaktor erzeugt. Für die Anregung und die aktive Federung werden Aktoren mit einer relativ hohen Dynamik benötigt. Hier bieten sich aufgrund der hohen Energiedichte hydraulische Antriebe an. Da die Feder-/Aktormodule von einer Zentralhydraulik nach dem Drosselprinzip angesteuert werden und die Zentralhydraulik ausreichend Leistungsreserven besitzt, wird für die Anregungseinheit das gleiche Prinzip übernommen. Eine Verdrängerlösung bietet zwar einen besseren Wirkungsgrad, ist aber nicht in der erforderlichen Baugröße am Markt erhältlich. Sie müsste also extra entwickelt werden und würde so den Rahmen des Projektes sprengen.

Die Federaktormodule tragen die Wagenkastenmasse. Diese Belastung wird durch eine ca. 300 kg schwere Aufbaumasse, bestehend aus Stahlplatten, simuliert.

Die Zylindermodule bestehen aus einem Ventil, einem Hydraulikzylinder mit integriertem Wegsensor sowie dem zugehörigen Wegregler, so dass ein Zylindermodul die mechatronische Funktion "Wege stellen und überwachen" erfüllen kann.

In den überlagerten Modulen werden mehrere MFM zusammengefasst und über entsprechende physikalische, energetische und informationstechnische Kopplungen verbunden. So entsteht zusammen mit dem Fahrwerksdummy und den drei Anregungsaktoren das MFM "Anregungseinheit" mit den Funktionen "Gleisanregung mit drei Freiheitsgraden stellen".

Die beiden MFM "Feder-/Aktormodule" bestehen jeweils aus den drei Aktoren, dem sogenannten Längslenker, einer Feder und einem 3D-Federwegsensor. Die Funktion dieser MFM ist die aktive Verstellung der Federfußpunkte, um so das System lokal in x-, y-y- und z-Richtung zu bedämpfen. Ebenfalls ist eine lokale Niveauregulierung vorgesehen, d. h. es werden Zusatzwege an jeder einzelnen Feder beladungsabhängig eingestellt. Diese Niveauregulierung funktioniert aber auch in Querrichtung, als eine Art aktive Querzentrierung. Für die Niveauregelung wie auch für die Querzentrierung gilt, dass sich das System aufgrund dieser Regler verspannen kann und ein ent-

sprechender Verspannungsregler überlagert werden muss, der im überlagerten Modul diese Verspannungen ausgleicht.



Bild 5.2: Topologische Beschreibung des Prüfstandes

Die beiden Feder-/Aktormodule werden duch den Wagenkastenrahmen miteinander zu einem MFM "1/2-Fahrzeugsystem" zusammengefasst. Das Halbfahrzeugsystem besitzt die mechatronischen Funktionen aktives Kurvenneigen, Niveauregulierung und aktive Querzentrierung. Des weiteren können Skyhook-Regelkonzepte und Störgrößenaufschaltungen erfolgen.

Der gesamte Prüfstand wird als AMS (Autonomes Mechatronisches System) zusammengefasst. Hier werden Energieversorgungsfunktionen (Hydraulikdruck, elektrische Versorgung der Sensoren und Aktoren) und informationstechnische Funktionen (Prüfstandssteuerung und -überwachung) erfüllt.

Die Funktionsanalyse, die Modularisierung und die Hierarchisierung haben zu einer klaren Strukturierung des Systems und der Funktionen geführt und geben sowohl dem Konstrukteur als auch dem Regelungstechniker und dem Elektrotechniker eine klare Vorstellung von dem System HIL-Prüfstand. Mit diesen Erkenntnissen können nun die weiteren Schritte wie konstruktiver Entwurf, MKS-Modellierung und Reglerentwurf in enger Kooperation erfolgen.

5.2.3 Gestaltorientierter Entwurf

Sowohl die MKS-Modellbildung als auch der konstruktive Entwurf sind auf einen gegenseitigen Datenaustausch angewiesen, weshalb diese Arbeiten unbedingt in sehr enger Kooperation erfolgen müssen. Der konstruktive Entwurf bestimmt die Massen und die Trägheiten der Bauteile und damit der Starrkörper des MKS-Modells. Das MKS-Modell dient zur Simulation der Systemdynamik und berechnet so die erforderlichen Kräfte, die an den Starrkörpern angreifen. Diese genaue Kenntnis der dynamischen Kräfte, die sonst nur sehr schwer abzuschätzen sind, ermöglicht belastungsgerechte Bauteilgestaltungen und ist für Leichtbaukonstruktionen unerlässlich. Um aber trotz des engen Zusammenhangs zwischen MKS-Modellierung und Konstruktion die Entwicklung des HIL-Prüfstandes durchgängig beschreibbar zu machen, werden im Folgenden die Vorgänge getrennt beschrieben.

Im Rahmen einer Studienarbeit [Möhl 05a] wurde der Prüfstand konstruiert. Als Vorgabe für die Konstruktion diente eine Studie über die Umrüstung der bestehenden NBP-Versuchsfahrzeuge auf die neuartige Federungstechnik [Illg 03]. Parallel zur Konstruktion des Prüfstandes wurde auch ein Mehrkörper-Systemmodell (MKS-Modell) unter CAMeL-View modelliert und ausgewertet. Die Auslegung der Aktorik und die Berechnungen der Belastungen der einzelnen Komponenten erfolgten mit Hilfe dieses MKS-Modells.



Bild 5.3: CAD-Modell des Prüfstands

Bild 5.3 zeigt das so entstandene 3D-CAD-Modell des Prüfstandes. Die Anregungseinheit, bestehend aus den Vertikalzylindern und dem Horizontalzylinder, trägt mittels des Fahrwerkdummys die Feder-/Aktormodule, die ihrerseits die Aufbaumassen tragen. Um eine möglichst ebene Bewegung der Aufbaumasse und des Fahrwerkdummys zu gewährleisten, werden diese über Stützstangen parallel geführt. Da die Stützstangen relativ lang sind und so nur um kleine Winkel ausgelenkt werden, kann die Bewegung in x-Richtung vernachlässigt werden.

Für die konstruktive Arbeit stand so ein Grundkonzept zur Verfügung. Im weiteren Verlauf wurde besonderes Augenmerk auf die Fertigungstechnik gelegt. Hier sind Schweißkonstruktionen entstanden, die durch ihre kompakte Gestaltung sehr leicht und auch sehr steif geworden sind. Insbesondere die Längslenker und die Aktorrahmen, welche die Hauptfunktion des Federungssystems gewährleisten, sind sehr steif und robust konstruiert, so dass bei den gegebenen Belastungen nur sehr geringe Verformungen dieser Bauteile entstehen. Für die Regelung des Systems ist es von entscheidender Bedeutung, dass man die elastische Verformung (Federweg) genau identifizieren kann. Steife Bauteile mit vernachlässigbaren Verformungen bedeuten in diesem Fall, dass der Federweg des Systems nahezu vollständig aus den Luftfedern stammt und so leicht im MKS-Modell modelliert werden kann.

5.2.4 MKS-Modell und Regelungsstruktur

Die Topologie des Prüfstandes wird, ebenso wie bei der gestaltorientierten Konstruktion, auch bei der modellbasierten Reglerauslegung angewendet. Für die MKS-Modellierung wurde das mechatronische Entwurfswerkzeug CAMeL-View verwendet. Der modular-hierarchische Aufbau des Systems findet sich im MKS-Modell wieder, in dem jedes MFM als Subsystem abgebildet wird und hierarchisch verknüpft ist. Hier wird die sogenannte "Bottom up"-Vorgehensweise eingesetzt. Zunächst werden einzelne Komponenten (Mechatronische Funktions-Module) modelliert, die dann zu Baugruppen zusammengefasst werdenden.

5.2.4.1 Modell der Hydraulikzylinder

Angefangen wird mit den Zylinder-/Ventileinheiten, den sogenannten hydraulischen Achsen:





Bild 5.4 zeigt die Modellstruktur einer solchen hydraulischen Achse. Der Zylinder und die Kolbenstange sind als Starrkörper modelliert. Diese Modellblöcke beinhalten alle relevanten physikalischen Eigenschaften der Starrkörper wie Masse, Trägheitstensor, Schwerpunkt und Gestalt der 3D-Hülle.

Die pysikalischen Koppelelemente stellen Kraftkopplungen dar. Sie verbinden Starrkörper miteinander und können Freiheitsgrade freigeben oder unterdrücken. Werden die Koppelelemente kinematisch modelliert, können Freiheitsgrade vollständig freigegeben oder unterdrückt werden. Definiert man diese Koppelelemente als dynamische Koppelelemente, wird für jeden Freiheitsgrad ein Kraftgesetz (Feder-/Dämpfer-Gesetz) eingesetzt, dessen Parameter frei gewählt werden können.

Der mathematische Block "Zylinderkraft" berechnet aus den Kammerkapazitäten und den vom Ventil gestellten Volumenströmen zunächst die Kammerdrücke und dann die Zylinderkraft. Diese wird mittels eines sogenanten Aktorelements auf die Koppelpunkte der Starrkörperelemente Zylinder und Kolben aufgeschaltet.

Das Ventil wird ebenfalls als mathematischer Block modelliert, der aus der Signalspannung und den Kammerdrücken unter Berücksichtigung der Wurzelkennlinie des Ventils die Volumenströme für die beiden Zylinderkammern berechnet. Eine unterlagerte Ventilschieberregelung wird nicht modelliert, da sie vom Ventilhersteller mitgeliefert wird und somit eine Black Box darstellt, die nicht näher untersucht werden muss.

Die unterlagerte Wegregelung ermöglicht es den überlagerten Hierarchiestufen, der kaskadierten Regelung entsprechende Wegvorgaben an die hydraulische Achse zu stellen. Für die überlagerten Reglerhierarchien stellt sich die hydraulische Achse also als relativ idealer Wegsteller dar. Natürlich besitzt die hydraulische Achse eine entsprechend begrenzte Dynamik. So liegen die Eckfrequenzen der hydraulischen Achsen bei etwa 15 Hz, was für die aktive Federung durchaus ausreichend ist. Diese Art der Zylindermodellierung wurde bereits in [Schlautmann 98] sehr erfolgreich eingesetzt.

5.2.4.2 Modell der Anregungseinheit

Die Anregungseinheit, bestehend aus drei Hydraulikzylindern, einer Umgebung und dem sogenannten Fahrwerksdummy, wird als hierarchisches MKS-Modell in CAMeL-View abgebildet. Zunächst wird ein Umgebungsmodell erstellt, das in Form des Prüfstandsrahmens Koppelstellen zu den Anregungszylinderfußpunkten bereitstellt. Über die oben beschriebenen Kraftkoppelelemente werden Instanzen der hydraulischen Achse angekoppelt. Ein weiterer Starrkörper, der so genannte Fahrwerksdummy, ist über Koppelelemente mit den Kolbenstangenköpfen der hydraulischen Achsen verbunden. Die Begrenzung auf einen Rotations-Freiheitsgrad der Koppelelemente lässt bei dieser Modellierung lediglich eine ebene Bewegung des Fahrwerkdummys zu. Diese stellt eine Vereinfachung gegenüber dem realen System dar, denn die Führung über die in Bild 5.3 gezeigten Stützstangen erfordert eine leichte Verschiebung in Fahrtrichtung, die aber aufgrund des geringen Auslenkungswinkels der Stützstangen vernachlässigbar klein ist.



Bild 5.5: Modell der Anregungseinheit

Der Signalgenerator "Anregung " erzeugt je ein Wegsignal für die einzelnen Zylindermodule. Da die Zylinder maßstäblich genau an "Kontaktpunkten ζ wischen Rad und Schiene" angreifen, können hier genau die in Abschnitt 4.1 beschriebenen Weganregungen ohne weitere Umrechnungen eingeleitet werden.

5.2.4.3 Modell der Federaktoreinheit

Die Luftfedern werden jeweils über einen Längslenker, der durch drei hydraulische Achsen angetrieben wird, mit einem Zusatzweg beaufschlagt. Das Modell dieser Federaktoreinheit ist im Bild 5.6 dargestellt. Der Längslenker ist mittels der Gelenklenker mit dem Aktorrahmen verbunden. Die Koppelstellen werden wiederum durch kinematische Kopplungen modelliert. Die Freiheitsgrade werden gemäß der Konstruktionsbeschreibung in Abschnitt 4.2.2 freigegeben, so dass sich für den Koppelpunkt der Luftfeder drei Freiheitsgrade ergeben. Die Aktuierung dieser Freiheitsgrade erfolgt über die oben beschriebenen hydraulischen Achsen.

Für die Regelung der aktiven Federung sind Verschiebungen des Luftfederkoppelpunktes in kartesischen Koordinaten erforderlich. So können die Luftfedern als drei unabhängige Federn mit unterschiedlichen Steifigkeiten in x-, y-, z-Richtung betrachtet und separat aktiviert werden. Damit nun aber der überlagerte Regler der aktiven Federung Zusatzwege in kartesischen Luftfederkoordinaten stellen kann, müssen die Zusatzwege in Zylinderwege umgerechnet werden. Dies geschieht im Block Kinematik. Die Kinematikberechnung wird in Abschnitt 5.2.5 ausführlich beschrieben. Bild 5.6 zeigt die so genannte 2D-Ansicht des CAMeL-View-Modells. In dieser 2D-Umgebung werden die einzelnen Blöcke verkoppelt. Die blauen Linien symbolisieren ungerichtete physikalische Kopplungen; sie verbinden sogenannte Ports mit den entsprechenden Kraftkopplungen. Die schwarzen Linien stellen gerichtete Informationsverkopplungen (Signalleitungen) dar; sie verbinden Ausgangssignale mit Eingangssignalen. Sie dienen also zum Informationsaustausch zwischen verschiedenen Blöcken.



Bild 5.6: CAMeL-View-2D-Ansicht des Aktormoduls

Die Luftfeder wurde ebenfalls als ein eigenes Submodul modelliert. Diese Vorgehensweise ermöglicht den Einsatz von unterschiedlichen Federmodellen mit unterschiedlichen Modellierungstiefen bei gleichbleibenden Schnittstellen. Liu-Henke [Liu-Henke 05] stellt ein sehr komplexes Modell für die Luftfedern mit Zusatzvolumen vor, das in einer späteren Phase auch hier zum Einsatz kommen kann. Zunächst wird ein lineares Federgesetz mit einer ebenfalls linearen Dämpfung eingesetzt. Die eingesetzten Luftfedern sind über ein Zusatzvolumen nichtlinear miteinander verkoppelt; des weiteren verändert sich die Steifigkeit der Luftfeder frequenz- und amplitudenabhängig, d. h. eine Linearisierung der Luftfeder stellt eine sehr starke Vereinfachung dar. Das genaue Verhalten der Luftfeder kann aber lediglich am Prüfstand identifiziert werden, weshalb zunächst mit diesem vereinfachten linearen Modell (Gleichung(5.1)) gearbeitet werden muss:

$$\overrightarrow{F}_{LF} = \overrightarrow{C} \overrightarrow{x}_{LF} + \overrightarrow{D} \overrightarrow{x}_{LF}$$
(5.1)

Die Modellierung elastischer Körper ist in CAMeL-View schwierig. Hier wurde die Luftfeder modelliert, die aus zwei Starrkörpern besteht, die elastisch miteinander verbunden sind. Die Starrkörper tragen die Informationen der 3D-Gestalt, sind aber weiter masselos modelliert. Das zentrale Koppelelement trägt die Informationen über die zulässigen Freiheitsgrade. Hier werden alle 6 Freiheitsgrade der Luftfeder freigegeben, so dass Verschiebungen in den drei translatorischen Freiheitsgraden sowie Verdrehungen um die drei rotatorischen Freiheitsgrade zulässig sind. Die Federgesetze für die drei translatorischen Freiheitsgrade werden im Block "Federkraft" berechnet und durch das Aktorelement auf die Starrkörper aufgeschlagen. Bild 5.7 zeigt die Modellierung unter CAMeL-View:



Bild 5.7: CAMeL-View-Modell der Luftfeder

Das Federmodell und das Modell des Aktormoduls werden zu einem MFM Feder-/Aktor-Modul zusammengefasst. Bild 5.8 zeigt die Struktur dieses Feder-/Aktor-Moduls. Der in Abschnitt 4.3.4 beschriebene 3D-Sensor ermittelt die Position zwischen Luftfederfußpunkt und Aktorrahmen. Mit den gemessenen Werten werden in der lokalen Feder-/Dämpferregelung Sollgrößen für das jeweilige unterlagerte Aktormodul berechnet. Um von dem überlagerten Fahrzeugregler weitere Anteile aufzuschlagen, besteht hier die Möglichkeit, Zusatzwege aufzuschalten. Diese können aus einer Neigeregelung, einer Skyhook-Regelung oder ähnlichen globalen Fahrzeugregelungen stamme:



Bild 5.8: Modell des Feder-/Aktor-Moduls

5.2.4.4 Abstimmung und Auslegung der lokalen Federregelung

Die lokale Feder-/Dämpferregelung besteht zum Einen aus einer Feder-/Dämpferabstimmung, die es erlaubt, die Eigenfrequenzen und Dämpfungen des Systems frei einzustellen. Hierzu werden dem System sogenannte Wunschfedersteifigkeiten und Wunschdämpfungskonstanten aufgeprägt.

Die Eigenfrequenz des Systems wird so beispielsweise von 3,5 Hz (passives System) auf 1 Hz gesenkt, und das Lehrsche Dämpfungsmaß wird von etwa 0,1 auf 0,7 vergrößert:



Bild 5.9: Aktive Feder-/Dämpferabstimmung mit Niveauausgleich

Bild 5.9 zeigt die prinzipielle Funktion einer aktiven Feder-/Dämpferabstimmung mit einer zusätzlichen Niveauregulierung. In der Feder-/Dämpferabstimmung werden zunächst aus dem gemessenen Gesamtweg (Z_M) durch die Wunschfeder- und Wunschdämpferkonstante entsprechende Wunschfeder- und Wunschdämpferkräfte berechnet. Die Summe dieser Kräfte ist ein Äquivalent zu einem konventionellen Federbein mit einem konventionellen Dämpfer. Multipliziert man diese Kraft mit der inversen Federsteifigkeit der Luftfeder, so erhält man den Weg, den der Aktor stellen muss, um die gewünschte Feder- und Dämpfer-Charakteristik einzustellen.

Das Niveau des Fahrzeugs wird mit Hilfe eines relativ trägen Integrators eingestellt. Die Fahrzeughöhe wird unabhängig vom Beladungszustand konstant gehalten.

Diese relativ einfache eindimensionale Regelungsstruktur lässt sich auf den 3-D-Fall übertragen:

Für den vertikalen Freiheitsgrad der Luftfeder gilt die gleiche Gesetzmäßigkeit wie oben beschrieben.

Für den quer zur Fahrtrichtung liegenden Freiheitsgrad wirkt die Niveauregulierung als eine aktive Querzentrierung des Wagenkastens. Querbeschleunigungen bei Kurvenfahrt können so ausgeglichen werden, und das Lichtraumprofil des Fahrzeugs bleibt konstant. Es muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Luftfedern einer Achse über den Fahrwerksrahmen und den Aufbau verkoppelt sind. Durch ein etwaiges Driften des Integrators können die Federn verspannt werden. Diese Verspannung muss von überlagerten Verspannungsreglern kompensiert werden.



Bild 5.10 zeigt den Aufbau einer solchen Querzentrierung mit dem überlagerten Verspannungsregler:

Bild 5.10: Lokale Querzentrierung mit überlagertem Verspannungsregler

Die Eingangsgröße y_{soll} ist im Normalbetrieb 0 mm, d. h. es soll keine Querverschiebung des Wagenkastens zum Fahrwerk stattfinden. Beim Anhalten an einem Bahnsteig soll der Wagenkasten jedoch gezielt an die Bahnsteigkante heran fahren und so das Einsteigen und Beladen vereinfachen, weshalb hier die Möglichkeit einer Sollwegvorgabe vorgesehen wird.

In Fahrtrichtung des Fahrzeugs ist lediglich eine ausreichende Dämpfung der Federwege erforderlich. Auf eine Niveauregelung kann hier verzichtet werden. Am HIL-Prüfstand ist dieser Freiheitsgrad jedoch durch die Stützstangen zwangsgeführt und kann folglich nicht aktiv beeinflusst werden. Daher wird dieser Freiheitsgrad im Folgenden vernachlässigt.

Am Prüfstand zeigt sich, dass insbesondere durch die Amplituden und die frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung der Luftfeder sowie das Reibungsverhalten der Hydraulikzylinder dieser sehr einfache lineare Ansatz zwar gute Dämpfungseigenschaften liefert, aber die Eigenfrequenz des Systems nicht im gewünschten Maße beeinflusst werden kann. Hier kann durch die Einführung eines detaillierteren Luftfedermodells eine weitere Optimierung des Regelalgorithmus erzielt werden. Diese Optimierung soll im Rahmen einer weiteren Arbeit im SFB 614 "Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus" geschehen.

5.2.4.5 Die überlagerten Aufbauregler und ihre Modellierung unter CAMeL-View

Die Regler der Aufbaudynamik haben die Möglichkeit, Sollwegvorgaben an die unterlagerten Regelkreise zu stellen. Diese Regler ermöglichen verschiedene Funktionen: aktives Kurvenneigen, Störgrößenaufschaltung in Form eines sogenannten "pre-view", eine aktive Nickregelung bei Beschleunigung und Bremsen sowie eine Skyhook-Dämpfung. Die einzelnen Funktionen sollen im Folgenden näher erläutert werden.

Störgrößenaufschaltung und pre-view:

Die überlagerten Regelkreise können auf die Anregungssignale reagieren und diese aktiv vorsteuern. Am Prüfstand sind diese bekannt und können direkt aufgeschaltet werden. Im realen Fahrzeug könnten diese vom Fahrzeug über entsprechende Sensoren erfasst oder aus den Stellgrößen der aktiven Federung beobachtet, streckenseitig gespeichert und den nachfolgenden Fahrzeugen bereitgestellt werden. Für das System RailCab ist die letztere Alternative sehr attraktiv und wird bereits im Rahmen des SFB 614 untersucht. Die Versuchsstrecke ist in 6 m lange Abschnitte aufgeteilt, die jeweils über eine eigene Rechenhardware angesteuert werden. Die darüber fahrenden Shuttles fordern über eine Funkkommunikationsschnittstelle die erforderlichen Antriebsdaten (Frequenz, Amplitude und Phase des Statorstroms) an. Der Streckenrechner kann seinerseits die bekannten Daten über die Beschaffenheit seines Streckenabschnitts (Steckenprofil) an das aktuell fahrende Shuttle übertragen. Am Ende des Streckenabschnitts stellt das Shuttle dessen Zustand wiederum dem Streckenrechner zur Verfügung. Der Zustand der Strecke kann aus den Federwegen der Shuttles beobachtet werden. Der Fahrkomfort wird sukzessive optimiert. Erste modellge-Untersuchungen dieses Optimierungsansatzes zeigen bereits beeindruckende stützte Verbesserungen des Fahrverhaltens.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die prinzipielle Funktionsweise einer Störgrößenaufschaltung anhand der bekannten Anregungssignale gezeigt werden. Bild 5.11 zeigt den strukturellen Aufbau der Störgrößenaufschaltung:



Bild 5.11: Struktur der Störgrößenaufschaltung

Die Wegsignale der Anregungseinheit werden mit Hilfe einer einfachen kinematischen Transformation in Störgrößen an den Luftfedern umgerechnet, geeignet verstärkt und den Feder-/Aktormodulen als Vorsteuersignale aufgeschaltet.

Bild 5.12 zeigt die kinematische Umrechnung der Anregungswege in Luftfederstörungen:



Bild 5.12: Kinematik der Störgrößenaufschaltung

Da die Wege der Anregungseinheit sehr klein (< 5 mm) sind, kann die Kinematikrechnung linearisiert werden.

Eine Verkopplung zwischen der y- und der z-Anregung wird vernachlässigt, so dass weder eine z-Anregung eine y-Störung noch eine y-Anregung eine z-Störung verursacht:

$$FLstör = y_{FLlinks} = y_{FLrechts} = k_v \times y_A$$
(3.2)

In der z-Richtung beeinflussen beide z-Anregungswege durch das Neigen des Fahrwerksdummys die beiden Luftfedern, so dass die Verkoppelung nicht vernachlässigt werden kann:



Bild 5.13: Geometrie der Störgrößenaufschaltung

Aus den in Bild 5.13 gezeigten geometrischen Größen der z-Anregung lassen sich mit Hilfe der folgenden Gleichungen ((5.3), (5.4), (5.5), (5.6)) die vertikalen Störanregungen der Luftfedern berechnen:

$$z_{\text{LFstör1}} = z_{\text{An1}} + \Delta z \tag{5.3}$$

$$z_{\rm LFstör2} = z_{\rm An2} - \Delta z$$

$$1 = \frac{\mathbf{b}_{\mathrm{LF}} - \mathbf{b}_{\mathrm{An}}}{2} \tag{5.4}$$

$$\Delta z_{\rm An} = z_{\rm An1} - z_{\rm An2} \tag{(5.5)}$$

$$\Delta z = \frac{\Delta z_{An}}{b_{An}} \times 1 \tag{5.6}$$

Durch Einsetzen erhält man die folgende Kinematik der Störgrößenaufschaltung:

$$LF_{stör1} = z_{An1} + \frac{z_{An1} - z_{An2}}{b_{An}} \times \frac{b_{LF} - b_{A}}{2}$$

$$LF_{stör2} = z_{An2} - \frac{z_{An1} - z_{An2}}{b_{An}} \times \frac{b_{LF} - b_{A}}{2}$$
(5.7)

Schaltet man diese mit einem negativen Vorzeichen auf, so können theoretisch alle Störanregungen kompensiert werden.

Allerdings zeigt sich am Prüfstand, dass, bedingt durch die Bandbegrenzung der Aktorik, keine vollständige Kompensation der Störgrößen möglich ist. Es gelingt nicht, die Wank- und Pendel-

(5.2)
moden der Aufbaumasse aktiv zu beeinflussen; hier wäre eine modale Mehrgrößenregelung sicherlich besser geeignet.

Aktives Kurvenneigen:

Das aktive Kurvenneigen soll die Belastung der Passagiere durch Querbeschleunigungen bei Kurvenfahrt minimieren. Zweckmäßig ist es, die Querbeschleunigung in Wagenkastenkoordinaten zu messen und durch eine entsprechende Neigung des Wagenkastens auszuregeln. Das Aufprägen von quasistatischen Querbeschleunigungen am Prüfstand ist nicht möglich, weshalb eine Kurvenneigung nur gesteuert dargestellt werden kann. Die kinematische Funktionalität kann so demonstriert werden. Für die Untersuchung einer Neigeregelung müssen also Beschleunigungssignale als Eingangsgrößen für die Regelung vom HIL-Rechner simuliert werden.

Aktive Nickregelung:

Die aktive Nickregelung hat zur Aufgabe, die Belastung der Passagiere durch Beschleunigungen in Fahrtrichtung zu minimieren. Die Nickbewegung des Wagenkastens beruht auf unterschiedlichen Niveaueinstellungen der vorderen und der hinteren Feder-/Aktormodule. Da am Prüfstand aber lediglich ein Halbfahrzeug abgebildet ist, kann nur gezeigt werden, dass unterschiedliche Niveaus eingestellt werden können. Die Nickbewegung kann nicht gezeigt werden. Ebenso wie bei der aktiven Kurvenneigung können auch keine Beschleunigungen in Fahrtrichtung in den Prüfstandsaufbau eingeprägt werden, weshalb für die Untersuchung der Regelung diese Beschleunigungssignale vom HIL-Rechner simuliert werden müssen.

Die physikalischen Auswirkungen dieser Regler (Reduktion der Passagierbelastung) können am Prüfstand leider nicht erfasst werden; daher sind vom Prüfstand bezüglich dieser Funktionen keine über die MKS-Modelluntersuchung hinausgehenden Ergebnisse zu erwarten.

5.2.5 Kinematik-Analyse des Niederflurfederungssystems

Kernpunkt der Regelung einer Parallelkinematik ist die Lösung der kinematischen Gleichungen, denn nur, wenn man weiß, welchen Einfluss die Verstellung eines Aktors auf den Endeffektor hat, ist das System steuerbar. Die Lösung der Kinematikgleichung liefert, wie in Bild 5.6 dargestellt, die Sollgrößen für die Aktorwegregelungen. Eingangsgröße ist also der Federfußpunktweg in kartesischen Luftfederkoordinaten. Die Ausgangsgrößen sind die Aktorwege in den lokalen Aktorkoordinaten. Um die Funktion der Kinematik anschaulich demonstrieren zu können, wurde ein verkleinertes Modell der Kinematik gebaut (Bild 5.14). In diesem Modell wurden die Lagerpunkte der Gelenklenker und der zwei oberen Aktoren am Längslenker in zwei Punkten möglichst dicht zusammengelegt. Für die Berechnung der Kinematik können die Lagerstellen daher als jeweils ein Lagerpunkt betrachtet werden:



Bild 5.14: Maßstäbliches Modell der Aktorkinematik

Diese Vereinfachungen ermöglichen die analytische Lösung der Kinematikgleichungen.

5.2.5.1 Analytische Berechnung der vereinfachten Kinematik

Bild 5.15 zeigt die geometrischen Zusammenhänge der vereinfachten Kinematik. Zur Lösung der Kinematik werden zunächst schrittweise die Positionsvektoren der Koppelpunkte der Zylinder (A1, B1, C1) im Inertialkoordinatensystem (ICX) beschrieben. Hat man die Ebene der Koppelpunkte beschrieben, kann man die Verschiebung der Lenkerspitze O berechnen:



Bild 5.15: Graphfische Darstellung der vereinfachten Kinematik

Im ersten Schritt wird die Verschiebung des Koppelpunktes A1 berechnet. Zunächst wird mit Hilfe des Satzes von Pythagoras der Schenkel von A nach A1 bestimmt:

$$(x_{a} + L)^{2} + (z_{a} - d)^{2} - L_{1}^{2} = 0$$
(5.8)

und ebenfalls der Schenkel von D nach A1:

$$x_a^2 + z_a^2 - d^2 = 0 ag{5.9}$$

Löst man das Gleichungssystem nach den inertialen Koordinaten x_a und z_a , erhält man den Ortsvektor für den Koppelpunkt A1. Man erhält, wie bei quadratischen Gleichungssystemen üblich, mehrere Lösungen, von denen aber lediglich eine physikalisch sinnvoll ist. Durch Einsetzen von realen Werten in die Lösungsgleichungen und anschließendes Lösen kann die physikalisch sinnvolle Lösung bestimmt werden:

$$\overrightarrow{A1} = \begin{bmatrix} x_a \\ 0 \\ z_a \end{bmatrix}$$
(5.10)

Die Verschiebung in y-Richtung wird durch den festen Gelenklenker verhindert.

Im zweiten Schritt wird auf ähnliche Weise der Ortsvektor für den Koppelpunkt C1 bestimmt. Die erste Gleichung wird aus dem Schenkel von C nach C1 bestimmt:

$$(x_{c} + L)^{2} + (y_{c} + b)^{2} + (z_{c} - d)^{2} - L_{3}^{2} = 0$$
(5.11)

Die zweite Gleichung wird aus dem Schenkel von E nach C1 berechnet:

$$x_{c}^{2} + (y_{c} + b)^{2} + z_{c}^{2} - d^{2} = 0$$
 (5.12)

Die dritte Gleichung wird durch den Schenkel von A1 nach C1 bestimmt:

$$(x_{c} + x_{a})^{2} + y_{c}^{2} + (z_{c} - z_{a})^{2} - b^{2} = 0$$
(5.13)

Die Lösung des Gleichungssystems aus (5.11), (5.12) und (5.13) ergibt den Ortsvektor für den Punkt C1. Die gültige Lösung wird auch hier wiederum durch Einsetzen realer Werte und anschließendes Lösen bestimmt:

$$\overrightarrow{C1} = \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{bmatrix}$$
(5.14)

Mit demselben Lösungsprinzip wird nun der Ortsvektor für den dritten Koppelpunkt bestimmt.

Die erste Gleichung wird aus dem Schenkel von B nach B1 im ICS berechnet:

$$(x_{b} + L)^{2} + (y_{b} + c)^{2} + (z_{b} - (d - e))^{2} + L_{2}^{2} = 0$$
(5.15)

Die zweite Gleichung beschreibt den Schenkel von C1 nach B1:

$$(x_{b} - x_{c})^{2} + (y_{b} - y_{c})^{2} + (z_{b} - z_{c})^{2} - (b - c)^{2} + e^{2} = 0$$
(5.16)

Die dritte Gleichung beschreibt den Schenkel von A1 nach B1:

$$(x_{b} - x_{a})^{2} + y_{b}^{2} + (z_{b} - z_{a})^{2} - (c^{2} + e^{2}) = 0$$
(5.17)

Die Lösung des Gleichungssystems aus (5.15), (5.16) und (5.17) ergibt den Ortsvektor für den Punkt C1. Die gültige Lösung wird auch hier durch Einsetzen realer Werte und anschließendes Lösen bestimmt:

$$\overrightarrow{B1} = \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{bmatrix}$$
(5.18)

Die Lösungen der einzelnen Gleichungssysteme wurden mit der Computeralgebra-Software Maple gefunden. Sie sind im Anhang dieser Arbeit zu finden.

Mit Hilfe der drei Gleichungssysteme wurden die Ortsvektoren für die Koppelpunkte A1, B1 und C1 im Inertialkoordinatensystem bestimmt.

Die Relativvektoren zwischen den einzelnen Koppelpunkten spannen eine körperfeste Ebene auf:

$$\overrightarrow{A1C1} = \overrightarrow{C1} - \overrightarrow{A1}$$

$$\overrightarrow{A1B1} = \overrightarrow{B1} - \overrightarrow{A1}$$
(5.19)

Das Kreuzprodukt der beiden Vektoren aus (5.19) steht senkrecht zur aufgespannten Fläche A1, B1, C1 und ist somit parallel zur X1-Achse des körperfesten Koordinatensystem K1:

$$\overrightarrow{n_{ICS}} = \overrightarrow{A1C1} \times \overrightarrow{A1B1}$$
(5.20)

Die Rotationswinkel zwischen dem Inertialsystem und dem körperfesten Koordinatensystem lassen sich mit Hilfe des Vektors n_{ICS} und der Projektionen dieses Vektors auf die Koordinatenebenen mit den folgenden Gleichungen (5.21) bestimmt werden:

$$\cos \alpha = \frac{n_z}{|n_{yz}|}$$
 $\cos \alpha = \frac{n_x}{|n_{yz}|}$ $\cos \gamma = \frac{n_x}{|n_{xy}|}$ (5.21)

Nun lässt sich die Transformationsmatrix vom ICS in das körperfeste K1-System aufstellen, indem man zunächst die Rotationsmatrizen um die einzelnen Koordinatenachsen beschreibt:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \qquad S_{K1y} = \begin{bmatrix} \cos\alpha\beta & 0 & -\sin\alpha\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix} \qquad S_{K1x} = \begin{bmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$
(5.22)

Die Gesamtrotationsmatrix ist das Matrixprodukt der einzelnen Matrizen:

$$\mathbf{S}_{\mathrm{K1-ICS}} = \mathbf{S}_{\mathrm{K1x}} \cdot \mathbf{S}_{\mathrm{K1y}} \cdot \mathbf{S}_{\mathrm{K1x}}$$

Die Transformation eines Vektors r_{K1} wird durch die folgende Gleichung beschrieben:

$$\overrightarrow{\mathbf{r}}_{\mathrm{K1}} = \mathbf{S}_{\mathrm{K1-ICS}} \cdot \overrightarrow{\mathbf{r}}_{\mathrm{ICS}} + \overrightarrow{\mathrm{A1}}$$
(5.24)

Für die Rücktransformation wird die Transponierte der Rotationsmatrix benutzt:

$$\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathrm{ICS}}} = \mathbf{S}_{\mathrm{K1-ICS}}^{\mathrm{T}} \cdot \overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathrm{K1}}} - \overrightarrow{\mathrm{A1}}$$
(5.25)

Mit Hilfe der Koordinatentransformation kann jeder beliebige Punkt auf dem Längslenker in körperfesten Koordinaten beschrieben und anschließend in das Inertialsystem umgerechnet werden. Für den Luftfederkoppelpunkt gilt:

$$\overrightarrow{O}_{K1} = \begin{bmatrix} O_{xK1} \\ O_{yK1} \\ O_{zK1} \end{bmatrix}$$
(5.26)

Transformiert man den Ortsvektor des Luftfederkoppelpunktes in das Inertialsystem, erhält man:

$$\overrightarrow{O_{ICS}} = S_{K1-ICS}^{T} \cdot \overrightarrow{O_{K1}} - \overrightarrow{A1}$$

Der Luftfederweg LF_{ICS} ist die Differenz zwischen der Ursprungslage des Luftfederkoppelpunktes O_{0-ICS} und dem momentanen Ortsvektor O_{ICS} :

$$\overrightarrow{\text{LF}_{\text{ICS}}} = \overrightarrow{\text{O}_{\text{ICS}}} - \overrightarrow{\text{O}_{0-\text{ICS}}}$$
(5.27)

(5, 23)

Die Komplexität dieser Kinematikberechnung erfordert trotz des Einsatzes modernster Computeralgebra-Programme eine sukzessive Berechnung. Zunächst werden die quadratischen Gleichungssysteme gelöst und numerisch berechnet. Aus den erhaltenen numerischen Ortsvektoren werden dann die Rotationswinkel bestimmt. Erst jetzt können die Koordinatentransformation durchgeführt und der Luftfederweg berechnet werden.

Diese Berechnung der Kinematik erfordert bestimmte konstruktive Randbedingungen. Insbesondere die Bedingung, dass die Gelenklenkerkoppelstellen und die Zylinderkoppelstellen in jeweils einem Punkt zusammenliegen, stellt konstruktiv einen großen Aufwand dar, der im Hinblick sowohl auf die Fertigung als auch auf die Montage zu einem erheblichen Mehraufwand führt.

Um das Problem der Kinematikberechnung zu beschleunigen, wurde ein numerischer Lösungsweg entwickelt, der im nächsten Kapitel beschrieben wird.

5.2.5.2 Numerische Berechnung der Kinematik

Da die oben beschriebene analytische Lösung des vereinfachten Kinematikmodells schon eine sehr hohe Komplexität aufweist, wurde nach einer numerischen Lösung für das reale System gesucht. Die geometrischen Daten der Kinematik werden im 3D-CAD-Modell festgelegt. Das verwendete CAD-System (Solid Edge) bietet die Möglichkeit, parametrisiert zu konstruieren. Die Parameter (Abstände, Maße, ...) können nachträglich verändert und auch von externen Datenquellen vorgegeben werden. So können beispielsweise Maße von einer Excel-Tabelle, die mit dem CAD-Modell verknüpft ist, übernommen werden. Solid Edge bietet ferner die Möglichkeit, sogenannte virtuelle Sensoren in das CAD-Modell einzufügen. Diese überprüfen Abstände, um zum Beispiel Bewegungsräume zu überwachen. Die Daten dieser virtuellen Sensoren können ebenfalls über eine Schnittstelle mit externen Programmen verknüpft und zum Beispiel in eine Excel-Tabelle eingefügt werden. Der Datenaustausch zwischen Solid Edge und einem externen Programm erfolgt mittels einer AktivX-Schnittstelle.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Programm erstellt, das es erlaubt, CAD-Modellparameter automatisiert zu variieren und die Daten der virtuellen Sensoren auszugeben. Hierzu wird zunächst ein Arbeitsraum, in dem die Positionsvariablen variiert werden, bestimmt. Als nächstes wird eine Schrittweite für die Variation festgelegt. Das Programm fährt dann nacheinander alle Positionen im gesamten Arbeitsraum an. Die resultierenden Sensordaten werden dann in einem Kennfeld, den Positionsdaten zugeordnet, abgespeichert. Das Programm ist zunächst auf Systeme mit drei Eingangs- und drei Ausgangsparametern begrenzt. Eine Erweiterung auf beliebige andere Konfigurationen und Anwendungsfälle ist relativ einfach möglich.

Das Programm wurde in der Programmiersprache Smalltalk für die CAD-Software Solid Edge V14 geschrieben. Sie speichert das Kennfeld in einer Textdatei ab, deren Notation der CAMeL-View-Notation entspricht. So kann die Datei direkt in ein CAMeL-View-Modell eingefügt werden.

Um das Programm einsetzen zu können, muss das CAD-Modell angepasst werden. Es müssen entsprechende Eingangs- und Ausgangsparameter definiert werden. Die Parameter können allerdings auch als Blindparameter modelliert werden, so dass sie keine Auswirkungen auf das CAD- Modell haben. Auf diese Weise können sehr einfach auch 2D-Probleme gelöst werden. Die Verknüpfung der CAD-Parameter mit dem Programm erfolgt, indem das Programm das CAD-Modell automatisiert nach den betreffenden Parametern durchsucht. Die Identifizierung der Parameter funktioniert anhand der Parameternamen. Da die Parameter eindeutig benannt werden müssen, ist diese Vorgehensweise sehr zuverlässig.

Für den Anwendungsfall der aktiven dämpferlosen 3D-Federung gibt man dem CAD-Modell die Verschiebung des Luftfederkoppelpunktes vor und misst die Veränderung der Zylinderlängen. Das Programm speichert so ein Kennfeld für die Kinematik (Luftfederwege zu den Zylinderwegen) ab. Die inverse Kinematik (Zylinderwege zu den Luftfederwegen) erhält man, indem man dem CAD-Modell die Zylinderwege vorgibt und die resultierenden Luftfederwege misst.

Nach dem Start des Programms fährt das CAD-Modell eine Position nach der anderen an. Die gleichzeitige graphische Darstellung dieser Bewegung ermöglicht dem Konstrukteur eine anschaulische Darstellung für den Bewegungsraum der Parallelkinematik. So kann die Dimensionierung der Aktor- und der Gelenkbewegungen anschaulich überprüft werden. Die Überprüfung des Bewegungsraumes ist sonst auf die Kontrolle von wenigen offensichtlichen Extremlagen begrenzt. Sollten Kollisionen oder Probleme in nicht offensichtlichen Problembereichen auftreten, werden sie vom Konstrukteur häufig übersehen und bedingen bei der späteren praktischen Umsetzung erhebliche Kosten.

Will man die Kinematik sehr genau abbilden, ist eine geringe Schrittweite erforderlich. Eine Verdoppelung der Stützstellenzahl pro Parameter (a_x, a_y, a_z) bedeutet, dass die Anzahl der Kennfeldstützstellen (n) in der zweiten Potenz wächst. Um eine ausreichend genaue Abbildung der Kinematik zu gewährleisten, entstehen sehr große Kennfelder, die einen entsprechend großen Speicherbedarf haben.

Um den Speicherbedarf für ein solches hochauflösendes Kennfeld zu minimieren, kann es durch ein Polynom approximiert werden. Für die Güte der Approximation ist die Ordnung des Polynoms entscheidend. Als Anhaltswert für die Polynomordnung kann die analytische Lösung des vereinfachten Kinematikmodells benutzt werden. Die oben beschriebene Lösung des vereinfachten Kinematikmodells kann als ein quadratisches Problem mit drei Eingängen und drei Ausgängen beschrieben werden. Linearisiert man die Winkelfunktionen um einen Arbeitspunkt, ergeben sich hierfür skalare Faktoren. Für die Approximation des Kennfeldes werden daher drei quadratische Polynome (für jeden Ausgang eins) mit je drei Variablen (Eingänge) verwendet.

Bezeichnet man die Zylinderwege als q_1 , q_2 und q_3 und die Luftfederwege als x, y, z, so lauten die Polynome für die Kinematik:

$$a_{1}x^{2} + a_{2}y^{2} + a_{3}z^{3} + a_{4}xy + a_{5}xz + a_{6}yz + a_{7}x + a_{8}y + a_{9}z + a_{10}$$

$$b_{1}x^{2} + b_{2}y^{2} + b_{3}z^{3} + b_{4}xy + b_{5}xz + b_{6}yz + b_{7}x + b_{8}y + b_{9}z + b_{10}$$

$$c_{1}x^{2} + c_{2}y^{2} + c_{3}z^{3} + c_{4}xy + c_{5}xz + c_{6}yz + c_{7}x + c_{8}y + c_{9}z + c_{10}$$

(5.28)

Im Folgenden müssen die Koeffizienten (a_i, b_i, c_i) der drei Polynome bestimmt werden. Überführt man die Polynome in eine Matrixschreibweise, ergibt sich die folgende Darstellung (5.29):

$$\begin{bmatrix} 1 & x_{1} & y_{1} & x_{1}y_{1} & x_{1}^{2} & y_{1}^{2} \\ 1 & x_{2} & y_{2} & x_{2}y_{2} & x_{2}^{2} & y_{2}^{2} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{6} & y_{6} & x_{6}y_{6} & x_{6}^{2} & y_{6}^{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{0} \\ p_{1} \\ \vdots \\ p_{1} \\ \vdots \\ p_{5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{0} \\ z_{1} \\ \vdots \\ z_{5} \end{bmatrix}$$

$$\underbrace{I \quad x_{6} \quad y_{6} \quad x_{6}y_{6} \quad x_{6}^{2} \quad y_{6}^{2} \end{bmatrix} \underbrace{P_{5}}_{Z}$$

$$(5.29)$$

Die Matrix <u>A</u> wird mit den Eingangsgrößen besetzt. Der Parametervektor <u>p</u> ist mit den Koeffizienten (a_i, b_i, c_i) besetzt. Die Messwerte besetzen den Vektor <u>z</u>. Die allgemeine Lösung diese Gleichungssystems lautet also:

$$\underline{\mathbf{p}} = \underline{\mathbf{A}}^{-1} \underline{\mathbf{z}} \tag{5.30}$$

<u>A</u> ist nicht quadratisch und daher nicht invertierbar. Formuliert man das Gleichungssystem () um und führt einen Residuumvekor \underline{r} ein, erhält man:

$$\mathbf{r} = \underline{\mathbf{A}}\mathbf{p} - \underline{\mathbf{z}} \tag{5.31}$$

Mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate nach Gauss erhält man das folgende Minimierungsproblem:

$$\sum_{i=1}^{m} r_i^2 = \underline{r}_i^{\mathrm{T}} \underline{r} = (\underline{A}\underline{p} - \underline{z})^{\mathrm{T}} (\underline{A}\underline{p} - \underline{z})$$
(5.52)

Die Norm (5.33) wird zum Residuum, das es zu minimieren gilt:

$$||\mathbf{r}|| = \sqrt{\mathbf{r}^{\mathrm{T}}\mathbf{r}} \tag{5.33}$$

Die graphische Veranschaulichung zeigt Bild 5.16:



Bild 5.16: Graphische Veranschaulichung der Minimierung

(5, 22)

Aus der graphischen Veranschaulichung ist zu erkennen, dass $||\mathbf{r}||$ minimal wird, wenn der Residuumvektor <u>r</u> senkrecht zum Bild von A ist. Somit gilt die folgende Gleichung (5.34):

$$\underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{r}} = \underline{\underline{A}}^{T} (\underline{\underline{A}} \underline{\underline{p}} - \underline{\underline{z}}) = \underline{0}$$

$$\Leftrightarrow \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{A}} \underline{\underline{p}} - \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{z}} = \underline{0}$$

$$\Leftrightarrow \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{A}} \underline{\underline{p}} = \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{z}}$$

$$\Leftrightarrow \underline{\underline{p}} = (\underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{A}})^{-1} \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{z}}$$

$$\Leftrightarrow \underline{\underline{p}} = (\underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{A}})^{-1} \underline{\underline{A}}^{T} \underline{\underline{z}}$$

$$(5.34)$$

A⁺ wird als Moore-Penrosesche Pseudo-Inverse bezeichnet. Eine ausführliche Herleitung der Pseudo-Inversen findet man in [Föllinger 94]. Mit der Pseudo-Inverse lassen sich die Parameter für die Approximation des Kennfeldes durch die quadratischen Polynome () bestimmen. Für die Berechnung dieser numerischen Lösung müssen große Matrizen berechnet werden. Hierzu eignet sich das MatriX-Mathematik-Tool Maple ausgezeichnet. So wurde für die Berechnung der Kennfeldapproximation auch dieses Werkzeug benutzt.

Für die Approximation konnte ein maximaler Fehler von 0,0075 mm bestimmt werden. Dieser Wert liegt weit unterhalb der Stellgenauigkeit der Aktorik und kann folglich vernachlässigt werden. Es wurde also eine Möglichkeit gefunden, auf komfortable Weise sehr schnell zu einer brauchbaren Kinematikberechnung zu gelangen.

5.3 Konstruktive Ausarbeitung des Prüfstandes

Die konstruktive Ausarbeitung des HIL-Prüfstandes wurde im Rahmen einer Studienarbeit von [Möhl 05a] ausgeführt. Für diese Arbeit wurde die folgende Anforderungsliste (Tabelle 5) erstellt:

TA	BEL	LE	5.	Anforderungsliste	an	den	HIL-Prüfstand	l
----	-----	----	----	-------------------	----	-----	---------------	---

Nr.	Anforderung	W/F ^a
3	Funktionelle Anforderungen	
3.1	Abbildung der Leistungsfähigkeit des SurF-Moduls	F
3.2	Anregung des Prüfstandes über Hydraulikaktoren	F
3.3	Steuerung des SUrF-Moduls über Hydraulikaktoren	F
3.4	Regelung des Prüfstandes über die vorhandene dSPACE-Hardware	F
4	Anforderungen an Geometrie und Gewichte	
4.1	Nutzung des vorhandenen Prüfstandsrahmens	W
4.2	600 mm Abstand der beiden vertikalen Anregungszylinder	F
4.3	1000 mm Abstand der beiden Luftfedern	F

TABELLE 5. Anforderungsliste an den HIL-Prüfstand

4.4	Vertikaler Anregungsweg: 50 mm	F
4.5	Horizontaler Anregungsweg: 50 mm	F
4.6	Relative Neigung zwischen Fahrzeugrahmen und Fahrwerk von min. 8° um die Längsachse	F
4.7	Relative Bewegung zwischen Fahrzeugrahmen und Fahrwerk von min. 60 mm in vertikale Richtungen	F
4.8	Relative Bewegung zwischen Fahrzeugrahmen und Fahrwerk von min. 60 mm in Querrichtungen	F
4.9	300 kg Aufbaumasse auf dem Fahrzeugrahmen	F
5	Gebrauch und Instandsetzung	
5.1	wartungsfreie Mechanik	W
5.2	Unempfindlichkeit gegen Schmutz	W
5.3	Modulbauweise	W
6	Sicherheit	
6.1	Sichere Rückfallebene bei Hydraulikausfall	F
6.2	Möglichkeit der Simulation eines Zylinderausfalls am SUrF- Modul	F
7	Herstellung	
7.1	Fertigung als Einzelstück	F
7.2	Nutzung der Fertigungsmöglichkeiten der Zentralwerkstatt der Universität	W
7.3	Selbstmontage im Labor des Instituts	W

a. W = Wunsch; F = Forderung

Die detaillierte Beschreibung der Anforderungen findet sich in der Arbeit von Möhl und soll daher hier nicht weiter ausgeführt werden. Allerdings gelten für diese sehr frühe Phase der Produktentwicklung bestimmte Randbedingungen, die besonders erwähnenswert sind.

So ergibt sich speziell für die Lagerstellen die Forderung, Wälz- und Gleitlager statt seriennahe Gummimetalllager zu verwenden. Der Einsatz von relativ starren Wälz- und Gleitlagern hat den Vorteil, dass diese Gelenke vernachlässigbar geringe elastische Verformungen zulassen. Die eingesetzten Lager können als Normteile im Fachhandel bezogen werden. Gummimetalllager müssten für den speziellen Anwendungsfall entwickelt werden, was einen enormen Zusatzaufwand bedeuteten würde. Die rein elastischen Verformungen dieser Gummimetalllager garantieren zwar einen geringen Verschleiß, haben aber den Nachteil, dass sie die Kinematik des Systems verfälschen und eine elastokinematische Berechnung erforderlich machen würden. Gummimetalllager bieten außerdem noch den Vorteil, dass durch die gummielastische Lagerung kleine hochfrequente Bewegungen, die aus Aktoren und Lagerungen (Stick-slip-Effekte) stammen, bedämpft werden. Diese Eigenschaft sorgt für eine erhebliche Steigerung des Abrollkomforts und ist in einer späteren Serienentwicklung unabdingbar. Auf die Vorteile des geringen Verschleißes sowie

eine zusätzliche Dämpfung durch die Gummimetalllager wird bewusst verzichtet, da eine wesentlich genauere Beurteilung des aktiven Federungssystems dadurch ermöglicht wird.

Eine weitere Randbedingung ergibt sich aus der Forderung nach Einzelanfertigung in der hauseigenen Werkstatt. Aufwändige Guss- oder Schmiedekonstruktionen werden damit ausgeschlossen. Daher wurden die Prüfstandskomponenten als reine Schweißkonstruktionen oder als Frästeile ausgeführt.

Die Belastungen der Bauelemente und die Dimensionierung der Aktoren konnten aus der Simulation des Starrkörpermodells abgeleitet werden. Die Aktorkräfte werden simuliert und direkt ausgegeben (Bild 5.17):



Bild 5.17: Kraftverlauf der Zylinder für das rechte Feder-/Aktormodul

Bild 5.17 zeigt einen Zeitplot der Zylinderkräfte des rechten Feder-/Aktormoduls. Bei dieser Simulation wird das Modell mit einer sinusförmigen Weganregung mit 2 cm Amplitude beaufschlagt. Die Anregungsaktoren werden dabei in Gegenphase zueinander bewegt, so dass ein großer Bewegungsraum angeregt wird. Der Zeitplot zeigt die Kraftverläufe der Federaktoren (blau: Zylinder 1, grün: Zylinder 2 und rot: Zylinder 3). Nach dem anfänglichen Einschwingvorgang des Modells zeigt sich eine Maximalkraft der Aktoren von ± 2000 N, so dass die Aktoren für diesen Wert ausgelegt werden. Diese Vorgehensweise wird analog auf alle Aktoren angewendet.

Die Modellierung des Kraftaufbaus in den Zylindern liefert die erforderlichen Volumenströme für das System (Bild 5.18); so konnten die Ventilgrößen sowie die erforderlichen Leitungsquerschnitte bestimmt werden.



Bild 5.18: Volumenströme am Zylinder 1

Ein maximaler Volumenstrom von 11 l/min wird festgestellt, so dass Ventile mit einem Nennvolumenstrom von 12 l/min eingesetzt werden.

So sind alle für die Auslegung und die Konstruktion des Systems erforderlichen Daten aus der Starrkörpersimulation bestimmt worden. Es ist die in Bild 5.3 (Seite 54) dargestellte 3D-CAD-Konstruktion entstanden, die anschließend in der hauseigenen Werkstatt gefertigt wurde. Bild 5.19 zeigt den fertigen, funktionsbereiten Prüfstand:



Bild 5.19: HIL-Prüfstand mit Luftfedern

5.4 Inbetriebnahme des HIL-Prüfstandes

Die Inbetriebnahme des HIL-Prüfstandes wurde im Rahmen einer Diplomarbeit von Möhl [Möhl 05b] durchgeführt. Bei dieser Inbetriebnahme konnte aufgrund des modularisierten Aufbaus des Systems schrittweise vorgegangen werden. So mussten immer nur kleine überschaubare Einheiten in Betrieb genommen werden, wodurch die Inbetriebnahme nicht nur vereinfacht, sondern auch wesentlich beschleunigt wurde. Im Folgenden wird die schrittweise Inbetriebnahme beschrieben.

5.4.1 Zentrales Hydraulikaggregat

Bei der Inbetriebnahme des zentralen Hydraulikaggregates konnte auf die Vorarbeit von Liu-Henke zurückgegriffen werden [Liu-Henke 05]. Das Hydrauliksystem ist als druckgeregeltes System ausgeführt. Der elektrische Antriebsmotor wird von einem Frequenzumrichter gespeist, der die Drehzahl des Pumpenmotors in Abhängigkeit vom Systemdruck regelt. Die existierenden Regler und Reglerparameter von Liu-Henke konnten übernommen werden. Das Hydraulikaggregat konnte so in Betrieb genommen werden.

5.4.2 Hydraulische Achsen

Nachdem nun die Druckversorgung für den Prüfstand funktionierte, wurden die sogenannten hydraulischen Achsen, bestehend aus einer Ansteuerungseinheit, einer Stelleinheit und einer Wegüberwachung, in Betrieb genommen.

Ventile:

Die Ansteuereinheit besteht aus einem Ventil mit einer Ansteuerelektronik. Als Ventile werden so genannte 4/3-Wege-Regelventile der Firma Bosch eingesetzt. Dieser Ventiltyp zeichnet sich durch eine geringe negative Überdeckung der Steuerkanten aus, wodurch Totzeiten bei der Umsteuerung vermieden werden. Die Ventilschieberposition wird durch einen im Ventil integrierten Sensor überwacht und durch die Ansteuerelektronik geregelt, so dass sich ein proportionales Übertragungsverhalten des Ventils ergibt. Bei der Inbetriebnahme der Ventile musste lediglich die Nullstellung der Ventile so eingestellt werden, dass die Zylinder ihre Position hielten.

Zylinder:

Um die hydraulischen Differentialzylinder in Betrieb zu nehmen, wurden diese zunächst im ausgebauten Zustand betrieben. Hier war das Ziel, die hydraulischen Leitungen und Zylinderkammern zu entlüften und das System auf Leckagen zu untersuchen.

Wegmesssysteme:

Im nächsten Schritt mussten die in die Zylinder integrierten Wegmesssysteme kalibriert werden. Hierzu mussten zunächst die Nullage und anschließend die Verstärkung an den Messverstärkern eingestellt werden. Dies konnte ebenfalls nur demontierten Zylinder erfolgen, denn das Einstellen erfolgte in den Extremlagen der Zylinder. Nachdem das Einstellen der Messverstärker erfolgt war, mussten diese Messsignale in der Regelungshardware kalibriert werden. Die Kalibrierung erfolgte durch eine lineare Umrechnung. So entsprechen 0 V Signalspannung der eingefahrenen Zylinderposition (Endlage) und 10 V Signalspannung der ausgefahrenen Zylinderposition (Endlage). Je nach Zylinderhub ergibt sich ein Verstärkungsfaktor von 15 mm/V für 150 mm Zylinderhub (Federungszylinder) und vo 5 mm/V für 50 mm Zylinderhub (Anregungszylinder).

Integration zu einer Achse:

Nachdem nun die einzelnen Komponenten der hydraulischen Achsen in Betrieb genommen waren, konnte der oben beschriebene Zylinderwegregler diese Komponenten zu den Mechatronischen-Funktions-Modulen (MFM) zusammenführen. Diese MFM "hydraulischen Achsen" können die Bewegungfunktion "Position anfahren und halten" erfüllen. Frequenzgangsmessungen der unbelasteten Zylinder (Bild 5.20) haben gezeigt, dass Eckfrequenzen der hydraulischen Achsen bei kleinen Stellsignalen bis 2,5 mm über 10 Hz liegen. Als Übertragungspfad wurde hier das Eingangssignal in die Ventilansteuerung zum Ausgangssignal der Wegmesssignale gewählt:



Bild 5.20: Frequenzgangsmessung der unbelasteten hydraulischen Achse

Bei großen Wegamplituden von bis zu 10 mm sinkt die Eckfrequenz auf etwa 14 Hz. Da eine Regelung des Systems im Kleinsignalbereich und in einem Frequenzbereich von unter 10 Hz erfolgt, ist die Dynamik der hydraulischen Achsen für die überlagerte aktive Federungsregelung ausreichend.

Die Inbetriebnahme wurde für alle hydraulischen Achsen äquivalent ausgeführt.

5.4.3 Feder-/Aktorgruppe

Im nächsten Schritt mussten die hydraulischen Achsen zu zwei Feder-/Aktorgruppen zusammengefasst werden.

Kinematik:

Um die Kinematik in Betrieb nehmen zu können, wurden zunächst die Luftfedern demontiert und der Fahrzeugaufbau aufgebockt, so dass die Feder-/Aktormodule frei beweglich waren. Die

Bewegungen des Längslenkers konnten auf diese Weise lastfrei und quasi statisch getestet werden. Ein Vergleich zwischen der Soll- und der Istbewegung (Bild 5.21) der Lenkerspitze konnte zufriedenstellende Ergebnisse liefern. Die Istposition folgt der vorgegebenen Sollposition relativ gut. Erst bei relativ großen Bewegungen (> 10 mm) ist eine deutliche Abweichung festzustellen. Dieses Verhalten spricht für eine hinreichend genaue Berechnung der Kinematik zur Steuerung der Aktorwege.



Bild 5.21: Soll/Ist-Vergleich der Längslenkerbewegung

3D-Sensor:

Für die Regelung ist die Relativposition des Aufbaus zum Fahrwerksrahmen die wichtigste Regelgröße. Zur Erfassung dieser Position wurden zwei spezielle 3D-Sensoren, deren Funktion und Entwicklung in Abschnitt 2.4.4.3 beschrieben wurde, eingesetzt. Die Inbetriebnahme dieser Sensoren ist in zwei Schritten abgelaufen: Zunächst mussten die Sensoren kalibriert und anschließend am Prüfstand installiert werden. Die Kalibrierung erfolgte auf einer extra für diesen Zweck umgebauten CNC-Fräsmaschine, mit deren Hilfe ein Kennfeld für die Auswertung der Sensoren aufgenommen wurde. Dieses Kennfeld wurde anschließend mit derselben Methode wie schon das Kennfeld für die Kinematik (Abschnitt 5.2.5.2) approximiert. Allerdings sind zur Approximation des Sensorkennfeldes drei Polynome 4. Ordnung erforderlich. Für die Installation der Sensoren am Prüfstand mussten diese entsprechend montiert und ausgerichtet, die Auswertungspolynome in den Reglercode eingebunden und die elektrischen Anschlüsse gelegt werden. Somit war der Sensor einsatzbereit und konnte für die Regelung der aktiven dämpferlosen 3D-Regelung genutzt werden.

5.4.4 Lokale Federung

Die lokale aktive Federung nutzt die Signale der 3D-Sensoren, um Stellgrößen für die Aktoren zu berechnen. Die Funktionsweise der lokalen Federung wurde bereits in Abschnitt 5.2.4.3 beschrieben. Durch diese Regelung werden Dämpfungs- und Federkräfte lokal für jedes Feder-/Aktormodul erzeugt. Ebenso wird auch das Niveau der Federn lokal geregelt, so dass der Aufbau unabhängig von der Beladung horizontal, querzentriert und mit konstantem Bodenabstand gehalten wird. Für die Inbetriebnahme mussten zunächst die Modellparameter der Luftfeder identifiziert werden. Hierzu wurden Frequenzgänge des passiven Systems gemessen. Um lediglich das Übertragungsverhalten der Luftfedern zu erfassen, wurden die Übertragungspfade zwischen Fahrwerk und Aufbau vermessen. Hierzu wurden Beschleunigungsaufnehmer am Aufbau und am Fahrwerksrahmen eingesetzt und das System über die Anregungseinheit in vertikaler und horizontaler Richtung angeregt. Bild 5.22 zeigt den gemessenen Frequenzgang in vertikaler Richtung. Die Eigenfrequenzen des Systems liegen hier bei 3,6 Hz für die Vertikalschwingung, bei 7,2 Hz liegt die für die Eigenfrequenz des Aufhängungsrahmens. Derartige Strukturschwingungen treten im Fahrzeugbau ebenfalls auf. Am Prüfstand kann demonstriert werden, dass diese Strukturschwingung durch das aktive dämpferlose 3D-Federungssystem ebenfalls minimiert wird.



Bild 5.22: Frequenzgang in z-Richtung bei verschiedenen Anregungsamplituden

Der Frequenzgang zeigt eine deutliche Amplitudenabhängigkeit der Eigenfrequenzen. Dies ist auf die nichtlineare Federkennlinie und die nichtlineare Dämpferkennline der Luftfeder zurückzuführen. Für die erste Reglerauslegung soll jedoch ein lineares Modell der Luftfeder ohne Dämpfung eingesetzt werden (5.35):

$$F_{LF} = c_{LF} z \tag{3.33}$$

Mit Hilfe der Beziehung aus (5.36) lässt sich die Federsteifigkeit der Luftfeder ermitteln (5.37):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{LF} \times 2}{m_A}}$$
(5.36)

$$C_{\rm LF} = \omega_0^2 \times \frac{1}{2} m_{\rm A}$$
(5.37)

Bei einer Eigenfrequenz von 3,6 Hz ergibt sich somit eine Luftfedersteifigkeit von 75000 N/m, die als Reglerparameter eingesetzt wurde.

Wunschfedersteifigkeit K_c:

Für die Inbetriebnahme wurde der Reglerparameter (Wunschfedersteifigkeit K_c) so eingestellt, dass sich theoretisch eine Aufbaueigenfrequenz von etwa 1 Hz ergibt. Die Wunschfedersteifigkeit wird nach Gleichung (5.38) bestimmt:

$$K_{c} = \omega_{0}^{2} \times \frac{1}{2} m_{A}$$
(5.38)

Mit einer Wunschfedersteifigkeit K_c von 6000 N/m sollte sich theoretisch eine Eigenfrequenz von 1 Hz einstellen.

(5, 35)

Wunschdämpfung K_d:

Die Wunschdämpfung K_d soll so eingestellt werden, dass ein Lehrsches Dämpfungsmaß (5.39) von etwa 0,7 eintritt:

$$D = \frac{K_d}{2m\omega_0}$$
(5.39)

Stellt man die Gleichung (5.39) nach K_d um:

$$K_{d} = 2\zeta m\omega_{0} \tag{5.40}$$

und setzt die gewünschte Eigenfrequenz ein, so ergibt sich eine Wunschdämpferkonstante von 1.319 Ns/m.

Bei der Inbetriebnahme der aktiven lokalen Federregelung wurde zunächst die Wunschfederkonstante eingesetzt. Hierbei fiel auf, dass sich eine sehr starke Dämpfung einstellt, sobald ein aktiver Eingriff vorgenommen wird. So wurde allein durch das Absenken der Federsteifigkeit eine erhebliche Dämpfung erzielt, mit einem Dämpfungsmaß von mehr als D = 0,7. Diese Dämpfung entsteht durch einen Phasenverlust, der sich aus den Phasenverlusten durch die digitale Signalverarbeitung und durch die Ventil- und Zylinderdynamik zusammensetzt.

Durch das Einführen der Wunschdämpfung kann das System zusätzlich bedämpft werden; ein aperiodisches Bewegungsverhalten ist leicht erreichbar. Um ein komfortables Federungssystem zu gewährleisten, muss die Wunschdämpfung kleiner als die theoretisch berechnete eingestellt werden. Die Versuchsreihen haben gezeigt, dass höhere Dämpfungen das System überdämpfen.

Das Einstellen der Reglerparameter für die y-Richtung geschieht analog zur z-Richtung. Die Luftfedersteifigkeit beträgt in y-Richtung 50.000 N/m. Die Wunschfedersteifigkeit wird ebenfalls für eine theoretische Eigenfrequenz von 1 Hz eingestellt und beträgt somit 6.000 N/m. Auch hier tritt durch den aktiven Eingriff eine erhöhte Dämpfung auf.

Niveauregulierung:

Um die lokale Funktionalität zu komplettieren, wurde im nächsten Schritt die Niveauregulierung in Betrieb genommen. Hierzu musste lediglich der Reglerparameter K_i eingestellt werden. Um den Fahrkomfort nicht zu beeinflussen, muss die Niveauregulierung sehr träge sein. Daher ist hier eine sehr geringe Reglervertärkung einzustellen. Die Verstärkung kann frei gewählt werden; Parameter zwischen 0 und 5 zeigen ein gutes Systemverhalten. Für die Prüfstandsversuche wurden der Reglerparameter $K_{iz} = 1$ für die z-Richtung und $K_{iy} = 1$ für die y-Richtung gewählt.

Bereits mit diesen lokalen aktiven 3D-Federungsmodulen ist ein sicherer Betrieb eines Fahrzeugs gewährleistet.

5.4.5 Globale Module der aktiven 3D-Federung

Eine wesentliche Verbesserung des Fahrkomforts lässt sich durch die globale Betrachtung der Aufbaubewegung erzielen. Hier sind vor allem Komponenten wie ein aktives Kurvenneigen und eine Störgrößenaufschaltung zu nennen. Das aktive Kurvenneigen dient lediglich dazu, die spürbaren Querbeschleunigungen bei Kurvenfahrt zu minimieren. Da am Prüfstand die Querbeschleunigungen nicht simuliert werden können, kann das Kurvenneigen lediglich als gesteuerte Bewegung vorgeführt werden. Als aktiv geregelter Eingriff kann lediglich die so genannte Störgrößenaufschaltung gezeigt werden, deren Inbetriebnahme im Folgenden beschrieben wird.

5.4.6 Störgrößenaufschaltung

Der Aufbau und die Funktionsweise dieser so genannten Störgrößenaufschaltung wurden in Abschnitt 5.2.4.5 ausführlich beschrieben. Zur Inbetriebnahme der Störgrößenaufschaltung muss die Verstärkung eingestellt werden, wobei eine Verstärkung von 1 einer vollständigen Aufschaltung der Störgrößen entspricht. Im idealen Fall bedeutet dies, dass alle Anregungswege von der aktiven 3D-Federung ausgeglichen werden. Da sich die globalen und die lokalen Regler gegenseitig beeinflussen, muss ein Kompromiss zwischen einer vollständigen Störgrößenaufschaltung und einer lokalen aktiven Federung gefunden werden. Bei einer Verstärkung der Störgrößenaufschaltung und einer lokalen aktiven Federung gefunden werden. Bei einer Verstärkung der Störgrößenaufschaltung von 0,7 zeigt sich am Prüfstand ein komfortables Schwingungsverhalten. Um jedoch eine bestmögliche Kompensation der Störgrößen zu erzielen, wurde ein Verstärkungsfaktor von 1 gewählt.

5.5 Umbau des HIL-Prüfstandes auf das GFK-Federungsmodul

Die Untersuchungen des Federungssystems mit Luftfedern haben gezeigt, dass die hohe Eigendämpfung und die stark nichtlineare Kennlinie der Luftfedern nicht zu optimalen Ergebnissen des aktiven Systems führen. Die aufwändige Druckluftversorgung mit einem Kompressor, einer Druckregelung, einer Lufttrocknung und einem Druckkessel als Zusatzvolumen ist nicht nur sehr kostenintensiv, sondern auch sehr anfällig gegen Leckagen und Störungen (Kondenswasser im System). Bei LKW mit Luftfederungen ist es nicht selten, dass die Federbälge platzen oder abreißen. Diese schlagartigen Versagensfälle führen zu instabilen Fahrzuständen und müssen vermieden werden.

Um diese Nachteile der Luftfederung zu umgehen, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Biegefeder aus GFK-Werkstoff¹ entwickelt. Dieser Federwerkstoff besitzt eine sehr geringe Eigendämpfung. Die Federsteifigkeit kann leicht durch die Formgebung und die Faserverteilung beeinflusst werden. Im Fall der Federüberlastung kommt es nicht zu einem schlagartigen Versagen (Platzen oder Bruch), sondern zu einem schichtweisen Versagen (Delamination²). Da die höchsten Dehnungen bei Biegefedern in den Randschichten auftreten, verringert sich zunächst der Federquerschnitt, wodurch die Steifigkeit der Feder nachlässt. Die Veränderung der Federsteifigkeit kann

^{1.} GFK: glasfaserverstärkter Kunststoff

^{2.} Delamination: schichtweises Versagen des Werkstoffzusammenhalts; einzelne Faserschichten lösen sich vom Matrixgefüge.

leicht mit den vorhandenen Sensoren über die Veränderung der Eigenfrequenzen erfasst werden. Diese Information kann dann im Sinne eines Condition-Monitoring-Systems erfasst werden und zu einer präventiven Wartung führen.

5.5.1 Konstruktionsbeschreibung

Die GFK-Feder soll in den bestehenden Prüfstand integriert und die bestehende Kinematik der Federaktoren weiter genutzt werden. Die Federelemente sollen für beide Fahrzeugseiten gleich gestaltet werden, damit mit nur einer Form gearbeiten werden kann. Formkosten und die Gestaltabweichungen der produzierten Federn können auf diese Weise minimiert werden. Bei Auslegung und Gestaltung der Feder wurden folgende Aspekte berücksichtigt:

- -. Die Federsteifigkeiten sollten für eine Eigenfrequenz von etwa 2 Hz abgestimmt werden.
- -. Überschreitungen der zulässigen Dehnung führen zu Delaminationsversagen im Werkstück, daher wird versucht, über eine möglichst große freie Federlänge die Dehnung zu minimieren.
- -. Der Anschluss der Federelemente an die Aktorgruppe erfolgt über eine möglichst einfache Fräskonstruktion aus Aluminium, um Fertigungsaspekte zu berücksichtigen, wie zum Beispiel: eine möglichst einfache Fertigung, möglichst wenigen Aufspannungen: identische Bauteile für das rechte und das linke Federungsmodul, Minimierung der CNC-Programmierung.
- -. Die Fassung der GFK-Federelemente erfolgt über eine konische Klemmvorrichtung, wie sie auch bei Flugzeugpropellern eingesetzt wird.

Die im Bild 5.23 gezeigte Konstruktion des GFK-Federmoduls erfüllt diese Anforderungen:



Bild 5.23: CAD-Modell des GFK-Federmoduls

Der Anschluss an den Fahrwerksrahmen erfolgt über ein Kugelgelenk. Dieses Kugelgelenk weist einige Probleme auf: Die Übertragung von Längskräften (Antriebskräfte) ist nur bedingt möglich, und die Gleitlager sind nicht geeignet für stoßartige unkonstante Bewegungen. Daher ist es für den späteren Einsatz in einem Fahrzeug nicht geeignet und muss diesbezüglich weiter optimiert werden. Die verwendeten Kugelgelenke besitzen im Vergleich zu elastischen Gelenken einen definierten Punkt, um den sich das Gelenk bewegt. Für den derzeitigen Stand der Entwicklung bietet diese Vereinfachung des Systems Vorteile bezüglich der Bestimmung des Bewegungsverhaltens. Da am HIL-Prüfstand diese Antriebskräfte nicht untersucht werden können, ist die Funktion "Antriebskräfte übertragen" nicht von Interesse.



Bild 5.24 zeigt das CAD-Modell des HIL-Prüfstandes mit GFK-Federn:

Bild 5.24: CAD-Modell des HIL-Prüfstandes mit GFK-Federn

5.5.2 Funktionsbeschreibung

Das GFK-Federelement entspricht mechanisch einem einseitig eingespannten Biegebalken. Eine Delamination des GFK-Werkstoffs entsteht durch die Überschreitung einer Grenzdehnung. Die lokalen Dehnungen eines Biegebalkens werden kleiner, je länger die freie Biegelänge des Balkens ist. Zur Erlangung einer möglichst langen freien Biegelänge ist dieser Biegebalken diagonal im Raum montiert (vgl. Bild 5.25):



Bild 5.25: Federprinzip

Beim Durchbiegen der Federelemente in der vertikalen z- oder der horizontalen y-Richtung kommt es immer zu einer Veränderung der Federlänge in x-Richtung. Dieses Problem wird zusätzlich durch die diagonale Anordnung des Federelements verstärkt, da diese aus geometrischen Gründen relativ große Längenänderungen in x-Richtung bedingt. Diese Längenänderungen werden aktiv durch die Aktorgruppen kompensiert. Bei höheren Frequenzen ist, bedingt durch die begrenzte Aktordynamik, eine Kompensation allerdings nicht möglich. Würden die Längenänderungen nicht kompensiert, käme es zu einer Erhöhung der Federvorspannung, und die Feder würde höhere Kräfte stellen, so dass sich für das System eine progressive Federkennlinie einstellen würde. Diese Problematik wurde am Prüfstand durch einen zusätzlichen Freiheitsgrad des Fahrwerks umgangen. Für die Versuche mit der GFK-Feder wurde die oberste Stützstange des Fahrwerksrahmens demontiert, wodurch dieser einen zusätzlichen Freiheitsgrad erhielt. Eine Verschiebung der Federankoppelstellen in x-Richtung führte zu einem leichten Verkippen des Fahrwerksrahmens um die Querachse. Mit dieser Maßnahme konnte ein dynamisches Verhärten¹ ebenso wie ein Überlasten des Federwerkstoffes durch zu große Spannungen vermieden werden.

Für die Ermittlung der Federwege können entweder Dehnungssensoren (z. B. DMS²), die direkt in die GFK-Feder einlaminiert werden, oder die in Abschnitt 4.3.4.3 beschriebenen induktiven 3D-Sensoren benutzt werden. Die Dehnungssensoren erfassen die lokalen Dehnungen der GFK-Federn, die dann in entsprechende Federwege umgerechnet werden können. Hierzu ist eine aufwändige Kalibrierung mittels Kennfeldern unumgänglich. Die induktiven 3D-Sensoren ermöglichen eine direkte Messung der Relativbewegungen zwischen Aufbau und Fahrwerk. Da diese Messung für die aktive Regelung der Federung erforderlich ist, werden auch bei der GFK-Federung diese bewährten induktiven 3D-Sensoren eingesetzt.

^{1.} Verhärten: Steigende Steifigkeit des Systems bei steigender Frequenz

^{2.} DMS: Dehnungsmessstreifen

6 Untersuchungen am HIL-Prüfstand

In diesem Kapitel werden die Untersuchungsergebnisse der Tests am HIL-Prüfstand vorgestellt.

6.1 Untersuchungen des Luftfedermoduls

Zunächst wurde der HIL-Prüfstand mit dem Luftfedersystem ausgestattet und in Betrieb genommen. Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse dieses Aufbaus beschrieben.

6.1.1 Frequenz- und Zeitverhalten des passiven Systems mit Luftfeder

Während der Inbetriebnahme wurden bereits die Federraten des passiven Systems ermittelt. Allerdings wurde davon ausgegangen, dass es sich bei dem passiven um ein quasi ungedämpftes System handelt. In der Realität ist aber jedes System leicht gedämpft. Für den in dieser Arbeit beschriebenen ersten Regelungsansatz wird von einem entkoppelten System ausgegangen, d. h., die Freiheitsgrade werden getrennt voneinander betrachtet. Für eine modale Regelung müssten die tatsächlichen Eigenmoden bestimmt und getrennt voneinander geregelt werden. Das hier beschriebene erste Regelungskonzept geht davon aus, dass die anschaulichen Freiheitsgrade Vertikalhub, Wanken und Querhub ausreichend voneinander entkoppelt sind.

Für die Identifikation wird das folgende Ersatzmodell für die z-Achse (Bild 6.1) des passiven Systems eingeführt:



Bild 6.1: Ersatzmodell für passives System

Die homogene Bewegungsgleichung zu diesem Modell lautet:

$$m_a \ddot{z} + d_z \dot{z} + c_z z = 0 \tag{6.1}$$

Die Aufbaumasse wurde mit einer Kraftmessdose gemessen. Dabei wurde eine Masse von 387 kg ermittelt. Das Trägheitsmoment um die Wankachse konnte mit Hilfe des CAD-Modells bestimmt werden. Die Federsteifigkeit kann durch einen einfachen statischen Test ermittelt werden. Durch die Erhöhung der Aufbaumasse durch ein Zusatzgewicht konnte die statische Einfederung der Luftfedern gemessen werden. Für diesen Test wurde eine Zusatzmasse auf die Aufbaumasse gelegt. Die Einfederung der Luftfedern wurde mit Hilfe eines Messschiebers ermittelt. Da die Zusatzmasse nicht zwangsläufig in der Mitte zwischen den Luftfedern plaziert werden konnte, wurde das arithmetische Mittel über die Federwege der beiden Luftfedern gebildet (6.2). Es wurde eine Federsteifigkeit in z-Richtung von $c_{LFz} = 50.000$ N/m ermittelt:

$$2c_{LF} = \frac{2m_a g}{(\Delta z_{LF1} + \Delta z_{LF2})}$$
(6.2)

Nun kann die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems berechnet werden (6.3). Die ermittelte Eigenfrequenz für die z-Richtung beträgt $\omega_{0z} = 16,07$ rad/sec:

$$\omega_{0z} = \sqrt{\frac{2c_{LF}}{m_a}}$$
(6.3)

Mit der folgenden Beziehung (6.4) kann das Lehrsche Dämpfungsmaß des passiven Systems berechnet werden. Die Eigenfrequenz des gedämpften passiven Systems kann aus dem Frequenzgang (Bild 6.2) abgelesen werden: $\omega_{dz} = 15,96$ rad/sec.



Bild 6.2: Frequenzgänge passive und aktive Federung in z-Richtung Das Lehrsche Dämpfungsmaß des Luftfedersystems in z-Richtung beträgt $D_z = 0,12$:

$$D_{z} = \sqrt{1 - \frac{\omega_{d}^{2}m_{a}}{2c_{z}}}$$
(6.4)

Mit der folgenden Beziehung (6.5) kann der Dämpfungsparameter des passiven Systems berechnet werden. Der Dämpfungsparameter beträgt $d_z = 744$ Ns/m:

 $(c \circ)$

$$2d_{z} = 2m_{a}\omega_{0z}\sqrt{1-\frac{\omega_{d}^{2}m_{a}}{2c_{z}}}$$
(6.5)

Tabelle 6 fasst die für die z-Richtung identifizierten Parameter des passiven Systems zusammen:

Parameter	Wert
Aufbaumasse	m _a = 387 kg
Federrate	$c_{LF z} = 50000 \text{ N/m}$
Eigenfrequenz	$\omega_{0z} = 16,07 \text{rad/sec}$
gedämpfte Eigenfrequenz	$\omega_{dz} = 15,96 \text{ rad/sec}$
Lehrsches Dämpfungsmaß	$D_z = 0,12$
Dämpfungsparameter	$d_{LF z} = 2982 \text{ Ns/m}$

Die Parameter für die y-Richtung können analog zu denen der z-Richtung bestimmt werden. Bild 6.3 zeigt das vereinfachte Ersatzmodell für die y-Richtung:



Bild 6.3: Ersatzmodell für die y-Richtung

Die homogene Bewegungsgleichung zu diesem Modell lautet wie folgt:

$$\mathbf{m}_{\mathbf{a}}\mathbf{\dot{y}} + 2\mathbf{d}_{\mathbf{y}}\mathbf{\dot{y}} + 2\mathbf{c}_{\mathbf{y}}\mathbf{y} = 0 \tag{0.0}$$

Zur Ermittlung der Querfedersteifigkeit wurde der Aufbau durch eine Federwaage mit einer Querkraft von $F_y = 390$ N belastet; die Auslenkung der Luftfeder wurde ebenfalls mit dem Messschieber gemessen. Für die Luftfedersteifigkeit in y-Richtung wurde ein Wert von $c_{LF y} = 28500$ N/m identifiziert. Die Dämpfungsmaße und die -parameter können analog zu denen der z-Richtung bestimmt werden.

(6.6)

Für das passive System wurden die in Tabelle 7 aufgeführten y-Parameter identifiziert:

Wert
m _a = 387 kg
$c_{LF y} = 28500 \text{ N/m}$
$\omega_{0y} = 12,14 \text{ rad/sec}$
$\omega_{dz} = 12,57 \text{ rad/sec}$
$D_{LFy} = 0,099$
d _{LF y} = 4641 Ns/m

 TABELLE 7. Identifizierte Systemparameter

Für den Wankfreiheitsgrad soll das folgende vereinfachte Ersatzmodell eingesetzt werden. Bild 6.4 zeigt die Überführung des Modells mit jeweils zwei vertikalen und zwei horizontalen Feder-/ Dämpferelementen zu einem vereinfachten Drehfreiheitsgrad-Modell mit einem Torsionsfeder/-Dämpferelement:



Bild 6.4: Ersatzmodell für den Wankfreiheitsgrad

Die homogene Bewegungsgleichung zu diesem Drehfreiheitsgrad-Modell lautet wie folgt:

$$\Theta \ddot{\phi} + d_{\rm T} \dot{\phi} + c_{\rm T} \phi = 0 \tag{6.7}$$

Die Torsionsfedersteifigkeit lässt sich aus den bekannten Federsteifigkeiten und den Hebellängen bestimmen. Gleichung (6.8) beschreibt das Torsionsfedermoment:

$$M_{c} = 2c_{v}\Delta yl_{z} + 2c_{z}\Delta zl_{v}$$
(6.8)

Die Federwege lassen sich mit Hilfe der folgenden Zusammenhänge beschreiben:

$$\Delta y = l_z \sin \phi$$

$$\Delta z = l_y \sin \phi$$
(6.9)

Für kleine Wankwinkel können die Sinusfunktionen durch die Winkel linearisiert werden:

$$\Delta y = l_z \phi \tag{6.10}$$
$$\Delta z = l_v \phi$$

Fügt man Gleichung (6.10) in Gleichung (6.8) ein, so erhält man die folgende Gleichung (6.11):

$$M_{c} = (c_{y}l_{z}^{2} + c_{z}l_{y}^{2})2\phi = c_{T}\phi$$

$$c_{T} = (c_{y}l_{z}^{2} + c_{z}l_{y}^{2})2$$
(6.11)

Die Hebellängen lassen sich aus dem CAD-Modell bestimmen ($l_z = 318$ mm, $l_v = 500$ mm):



Bild 6.5: CAD-Modell der Schwerpunktslage

So lässt sich für die Torsionsfeder eine Steifigkeit von $c_T = 30.764$ N/rad ermitteln. Das Massenträgheitsmoment wurde ebenfalls mit Hilfe des CAD-Modell ermittelt und beträgt $\Theta = 33$ kg m². Ähnlich wie schon bei der x- und der y-Richtung lassen sich nun die Dämpfungsparameter für den Torsionsdämpfer ermitteln. Aus der Gleichung (6.12) ergibt sich das Lehrsche Dämpfungsmaß. Die Eigenfrequenz des gedämpften Systems kann aus den Frequenzgängen Bild 6.2 abgelesen werden. Das Lehrsche Dämpfungsmaß beträgt 0,254.

$$D_{\rm T} = \sqrt{1 - \frac{\omega_{\rm dT}^2 \Theta}{c_{\rm T}}}$$
(6.12)

Die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems berechnet sich nach der Gleichung (6.13) ($\omega_{0t} = 30,39 \text{ rad/sec}$):

$$\omega_{0T} = \sqrt{\frac{c_T}{\Theta}}$$
(6.13)

Der Dämpfungsparameter d_T wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$d_{\rm T} = 2\Theta\omega_{0\rm T}D_{\rm T}$$

Tabelle 8 fasst die identifizierten Parameter zusammen:

TABELLE 8	. Identifizierte	Modellparameter	für die	Wank-Richtung
-----------	------------------	-----------------	---------	---------------

	passives System
Trägheitsmoment	$\Theta_{\rm X} = 33 \text{ kg m}^2$
Torsionsfedersteifigkeit	c _T = 30764 N/rad
Eigenfrequenz	$\omega_{0T} = 30,53 \text{ rad/sec}$
Eigenfrequenzgedämpft	$\omega_{dT} = 29,53 \text{ rad/sec}$
Lehrsches Dämpfungsmaß	$D_{\rm T} = 0,254$
Dämpfungsparameter	d _T = 256 Ns/m

6.1.2 Frequenz- und Zeitverhalten des aktiven Systems mit Luftfeder

Am Prüfstand wurde das Übertragungsverhalten des Federungssystems untersucht. Hierzu wurden die Anregungsrichtungen getrennt voneinander betrachtet. Zunächst wurde der Übertragungspfad zwischen Fahrwerk und Wagenkasten in z-Richtung betrachtet. Hierzu wurde das System mit einem Chirp-Signal in den drei Freiheitsgraden angeregt. Es wurden die Beschleunigungen des Fahrwerks und des Wagenkastens gemessen und aus diesen die Frequenzgänge der Übertragungsfunktionen von der Fahrwerks- zur Aufbaubeschleunigung bestimmt. Bild 6.6 zeigt die so bestimmten Frequenzgänge des passiven und des lokal geregelten Systems:

(6.14)



Bild 6.6: Frequenzgänge passive und lokale aktive Federung

Die Kohärenzkurven zeigen eine schlechte Kohärenz bei geringen Beschleunigungen. Dies ergibt sich aber daraus, dass bei geringen Beschleunigungen das Messrauschen größer als das zu messende Signal ist. Geringe Beschleunigungen treten insbesondere bei langsamen Bewegungen (niedrige Frequenzen) und im Bereich der Tilgung auf. Ziel der aktiven Federung ist es, die auf die Passagiere wirkenden Beschleunigungen möglichst gering zu halten. An den Stellen schlechter Kohärenz sind diese Beschleunigungen minimal; diese Stellen können also für die Systemanalyse vernachlässigt werden.

Im passiven Fall, d. h. bei ausgeschalteter Regelung, sind die Resonanzüberhöhungen im Bereich der Eigenfrequenzen des Systems deutlich zu erkennen. Wie bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben, ist die zweite Eigenfrequenz bei ca. 6,5 Hz auf eine Eigenschwingungsform der Prüfstandsstruktur zurückzuführen. Diese Strukturschwingung des Prüfstandsaufbaus demonstriert das Schwingungsverhalten der Leichtbaustruktur des Wagenkastens. Gelingt es, diese Strukturschwingung durch die aktive Federung gezielt zu bedämpfen, so ist es möglich, die Tragstruktur eines aktiv gefederten Fahrzeugs leichter und weicher auszulegen als die eines passiv gefederten Fahrzeugs.

Betrachtet man die Frequenzgänge, fällt als erstes auf, dass die Resonanzüberhöhungen vollständig gedämpft sind. Die Eigenfrequenz des Federungssystems konnte durch den aktiven Eingriff auf etwa 1,5 Hz abgesenkt werden. Eine weitere Absenkung auf den gewünschten Wert von 1 Hz konnte aufgrund der begrenzten Stellkraft und Stellgeschwindigkeit der Hydraulikaktoren sowie der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit der Luftfederkennlinien nicht erreicht werden.

Im Zeitbereich ist eine deutliche Reduktion der auf den Passagier wirkenden Beschleunigungen durch die aktive Federung zu erkennen (Bild 6.7):



Beschleunigungsvergleich von passiver und aktiver Federung (Z-Richtung)

Bild 6.7: Gemessene Beschleunigungen bei Random-Anregung in z-Richtung

Bei annähernd gleichbleibendem Anregungssignal konnten die Aufbaubeschleunigungen um den Faktor 4 reduziert werden.



Bild 6.8: Vergleich der Sprungantworten des passiven und des lokal geregelten Systems

Die Verbesserung des Systemverhaltens durch die lokale Regelung zeigt sich auch in der Sprungantwort in Bild 6.8. Gut zu erkennen ist hier die Verbesserung der Dämpfung.

Erreicht wurden diese Verbesserungen durch die Senkung der Federrate auf die sogenannte Wunschfederrate von 6000 N/m. Der Kraftaufbau in den Hydraulikaktoren erfolgt mit einem Phasenverzug, dies führt bereits zu einer erheblichen Systemdämpfung, so dass auf eine aktive Beeinflussung der Dämpfung, wie sie im Modell der Regelung vorgestellt wurde, verzichtet werden kann.

Insbesondere bei einer Anregung der Quer- und der Wankanregung tritt eine sehr starke Verkoppelung zwischen den Quer-, Wank- und Pendelmoden auf. Diese Verkoppelung wird in der ersten Prüfstandsregelung vernachlässigt. Durch eine modale Entkoppelung könnte sie jedoch aufgehoben werden, und eine weitere Steigerung des Fahrkomforts wäre möglich. Doch trotz des Ver-



zichts auf diese aufwändige modale Regelung zeigen die Ergebnisse bereits deutlich das Potential



der aktiven Federung:

Bild 6.9: Gemessene Beschleunigungen in y-Richtung

Durch die Einführung der überlagerten Störgrößenaufschaltung konnte eine weitere Verbesserung des Systemverhaltens erzielt werden. Insbesondere das für Dämpfer typische Verhärten bei höheren Anregungsfrequenzen konnte verbessert werden.





Bild 6.10 zeigt die Frequenzgänge der Übertragungsfunktion der Anregungsbeschleunigungen zu den Aufbaubeschleunigungen. Der größte Gewinn durch die Einführung der Störgrößenaufschaltung ist in der y-Richtung zu erkennen. Hier tritt ein besonders deutlicher Amplitudenabfall bei hohen Frequenzen auf. Bei genauer Betrachtung ist aber auch in den anderen Richtungen ein Amplitudenabfall zu dem lokal gefederten System zu erkennen.

6.2 Untersuchungen des GFK-Federungsmoduls

Nachdem die Untersuchungen am Luftfedersystem abgeschlossen waren, wurde der Prüfstand auf das GFK-Federungssystem umgerüstet und in Betrieb genommen.

6.2.1 Frequenz- und Zeitverhalten des passiven Systems mit GFK-Feder

Parameter-Identifizierung in Vertikalrichtung:

Die Aufbaumasse wurde mit Hilfe einer Kraftmessdose bestimmt. Es wurde eine Aufbaumasse von 371 kg ermittelt. Das Trägheitsmoment um die Längsachse wurde mit Hilfe des CAD-Modells berechnet und beträgt 30 kg m².

Die Federsteifigkeit der GFK-Federn wurde experimentell ermittelt. Hierzu wurden die Zusatzmasse (27,5 kg) montiert und mit einem Messschieber der Federweg gemessen. Für die vertikale Auslenkung der Feder Δy wurden 2,5 mm gemessen (siehe Bild 6.11). Mit diesem Versuch konnte eine Federsteifigkeit in z-Richtung von 55 kN/m ermittelt werden. Mit Hilfe der Gleichung (6.3) ergibt sich so eine Eigenkreisfrequenz von 17,2 1/sec:



Bild 6.11: Durchbiegung der GFK-Feder

Durch die Durchbiegung der GFK-Feder ergibt sich bei diesem Versuch eine Verschiebung des Koppelunktes in Fahrtrichtung Δx um 1,5 mm. Diese Verschiebung wird durch die lokale Regelung kompensiert (x-Kompensation). Bild 6.12 zeigt die Amplitudengänge des passiven Systems ohne x-Kompensation (passiv) und mit x-Kompensation (passiv+Kompensation). Deutlich zu erkennen ist der Einfluss, den die x-Kompensation auf die Systemdynamik hat. Ohne die x-Kompensation wird der Fahrwerksrahmen sehr stark verkippt. Diese Tatsache wirkt sich insbesondere bei der z-Anregung aus. Hier wirkt das Verkippen des Fahrwerksrahmens energieentziehend auf

das Schwingungsverhalten. In den anderen Anregungsrichtungen kommt es zu einem Verspannen der Federn, und die Federsteifigkeit wird scheinbar erhöht.



Bild 6.12: Amplitudengänge des passiven Systems mit und ohne x-Kompensation

Aus den Amplitudengängen des Systems können die Eigenfrequenzen abgelesen werden. Für die z-Achse wurden Eigenfrequenzen von 2,45 Hz im passiven und 2,65 Hz im x-kompensierten Fall bestimmt. Mit Hilfe der Formeln (6.4) und (6.5) lassen sich das Lehrsche Dämpfungsmaß (D_z) und der Dämpfungsparameter (d_z) für das vereinfachte Ersatzmodell aus Bild 6.1 bestimmen. Die auf diese Weise identifizierten Modellparameter sind in Tabelle 9 aufgeführt:

TABELLE 9. Identifizier	te Modellparameter	für die z-Richtung
--------------------------------	--------------------	--------------------

	passives System	passives System mit x-Kompensation
Aufbaumasse m _a	371 Kg	371 Kg
Federrate c _{GFK-Feder z}	55000 N/m	55.000 N/m
Eigenfrequenz ω_z	17,22 1/sec	17,22 1/sec
gedämpfte Eigenfrequenz ω_{dz}	15,39 1/sec	16,65 1/sec
Lersches Dämpfungsmaß D _z	0,448	0,225
Dämpfungsparameter d _{GFK-Feder}	5723 Ns/m	3.258 Ns/m

Die Amplitudengänge zeigen, dass lediglich eine sehr schwache Verkoppelung zwischen der Quer- und der Wankanregung besteht. Aus diesem Grund soll hier zunächst auch eine vereinfachte Identifizierung nach demselben Schema wie für die z-Richtung durchgeführt werden.

Parameter-Identifizierung in Querrichtung:

Die Steifigkeit der GFK-Feder ist abhängig von der Querschnittsgeometrie, der Länge und dem Compositwerkstoff. Da die verwendeten Federn einen symmetrischen Querschnitt besitzen und die Biegelängen in Quer- und Vertikalrichtung gleich sind, ist in beiden Richtungen von der gleichen Federsteifigkeit auszugehen. Für die Identifikation wird das Ersatzmodell (Bild 6.3) genutzt.

Die homogene Bewegungsgleichung zu diesem Modell lautet wie folgt:

$$m_{a}\ddot{y} + d_{yGFK}\dot{y} + c_{yGFK}y = 0$$
(6.15)

Die Berechnung der Dämpfungsparameter erfolgt analog zu den oben beschriebenen Parametern der z-Richtung. Tabelle 10 zeigt die identifizierten Parameter:

	passives System	passives System mit x-Kompensation
Aufbaumasse m _a	371 kg	371 kg
Federrate c _{GFK-Feder y}	55.000 N/m	55.000 N/m
Eigenfrequenz ω_y	17,22 1/sec	17,22 1/sec
gedämpfte Eigenfrequenz ω_{dy}	16,34 1/sec	14,76 1/sec
Lersches Dämpfungsmaß D _y	0,316	0,514
Dämpfungsparameter d _{GFK-Feder y}	4.038 Ns/m	6.573 Ns/m

TABELLE 10. Identifizierte Modellparameter für die y-Richtung

Für den Wankfreiheitsgrad wird das vereinfachte Ersatzmodell aus Bild 6.4 eingesetzt. Die homogene Bewegungsgleichung zu diesem Drehfreiheitsgrad zeigt die Gleichung (6.7). Berücksichtigt man, dass die Federsteifigkeiten in y- und z-Richtung, wie oben beschrieben, gleich groß sein müssen, können sie daher zu c_{GFK} zusammen gefasst werden. Die Torsionssteifigkeit wird nach Gleichung (6.16) bestimmt:

$$c_{\rm T} = c_{\rm GFK} (l_z^2 + l_y^2)$$
 (6.16)

Die Hebellängen lassen sich aus dem CAD-Modell bestimmen ($l_z = 300 \text{ mm}$, $l_y = 500 \text{ mm}$). So wurde für die Torsionsfeder eine Steifigkeit von $c_T = 37.400 \text{ Nm/rad}$ ermittelt. Das Massenträgheitsmoment konnte ebenfalls mit Hilfe des CAD-Modells ermittelt werden und beträgt $\Theta = 30 \text{ kg m}^2$. Ähnlich wie schon bei der x- und der y-Richtung lassen sich nun die Systemparameter für den Wankfreiheitsgrad ermitteln. Aus den Gleichungen (6.12), (6.13) und (6.14) erge-
ben sich das Lehrsche Dämpfungsmaß, die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems und der Dämpfungsparameter d_{T} . Die Tabelle 11 fasst die identifizierten Parameter zusammen:

	passives System	passives System mit x-Kompensation
Trägheitsmoment Θ	38,2 kg m²	38,2 kg m²
Federrate c _T	37.400 Nm/rad	37.400 Nm/rad
Eigenfrequenz ω_{0T}	31,3 rad/sec	31,3 rad/sec
gedämpfte Eigenfrequenz ω_{dy}	30,16 rad/sec	29,53 rad/secc
Lersches Dämpfungsmaß D _T	0,275	0,337
Dämpfungsparameter d _T	328,2 Ns/m	402,4 Ns/m

TABELLE 11. Identifizierte Modellparameter für den Wankfreiheitsgrad

Die Identifizierung der Dämpfungsparameter ist auf diese sehr einfache Art nur sehr ungenau möglich. Hier ist eine dynamische Identifizierung, welche die Vekoppelung zwischen den Freiheitsgraden berücksichtigt, wesentlich exakter. Im Folgenden wird die dynamische Parameteridentifikation beschrieben.

Die Querfederrate wurde dynamisch identifiziert. Für die Messung wurden die Frequenzgänge des Übertragungsverhaltens vom Anregungsweg zum Aufbauweg vermessen und mit dem in Bild 6.13 dargestellten Ersatzmodell verglichen. Da bei komplexen Modellen eine Identifizierung der Parameter sehr aufwändig ist und analytisch häufig nicht möglich ist, wurde das stark vereinfachte Ersatzmodell erstellt:



Bild 6.13: Einmassenmodell des passiven Aufbaus

Das mathematische Ersatzmodell (6.17) wurde aufgestellt und linearisiert [Geisler 06]:

$$\begin{split} m \times \ddot{z}_{s} &= F_{z1} + F_{zr} \\ m \times \ddot{y}_{s} &= F_{y1} + F_{yr} \\ \Theta \times \ddot{\phi}_{s} &= l_{y}(F_{zr} - F_{z1}) + l_{z}(F_{y1} + F_{yr}) \end{split} \tag{6.17}$$

Bei der Aufstellung der Kräfte wurden zusätzliche Koppelsteifigkeiten eingeführt, die in Bild 6.13 aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit nicht eingezeichnet sind. Durch diese Koppelsteifigkeiten wird die diagonale Einbaulage der GFK-Federn modelliert, die dazu führt, dass eine Verformung in eine Richtung zu Kräften in den anderen Richtungen führt, die das System verspannen:

$$\begin{split} F_{zl} &= -c_{z}(z_{s} - l_{y}\phi_{s} - u_{zl}) - d_{z}(\dot{z}_{s} - l_{y}\dot{\phi_{s}} - \dot{u}_{zl}) - c_{yz}(y_{s} + l_{y}\phi_{s}) \\ F_{zr} &= -c_{z}(z_{s} + l_{y}\phi_{s} - u_{zr}) - d_{z}(\dot{z}_{s} + l_{y}\dot{\phi_{s}} - \dot{u}_{zr}) - c_{yz}(y_{s} + l_{y}\phi_{s}) \\ F_{yl} &= -c_{y}(y_{s} - l_{z}\phi_{s} - u_{yl}) - d_{y}(\dot{y}_{s} - l_{y}\dot{\phi_{s}} - \dot{u}_{yl}) - c_{zy}(z_{s} + l_{y}\phi_{s} - u_{zl}) \\ F_{yr} &= -c_{y}(y_{s} - l_{z}\phi_{s} - u_{yr}) - d_{y}(\dot{y}_{s} - l_{z}\dot{\phi_{s}} - \dot{u}_{yr}) - c_{zy}(z_{s} + l_{y}\phi_{s} - u_{zr}) \\ d_{z}, d_{y}: D \ddot{a}mp f ung, \\ c_{yz}: Koppelsteifigkeit Z-Bewegung zu Z-Kraft \\ c_{zy}: Koppelsteifigkeit Z-Bewegung zu Y-Kraft \end{split}$$

Da für eine Betrachtung der Eigenschwingungsformen keine Anregungen erforderlich sind, können diese aus dem Modell gekürzt werden. Die GFK-Feder hat eine besonders geringe innere Dämpfung¹, daher kann diese ebenfalls entfallen. So ergibt sich die folgende Darstellung der Bewegungsgleichung:

^{1.} Innere Dämpfung: Werkstück interne Dämpfung, abhängig vom Werkstoff und von der geometrischen Gestaltung

$$\begin{split} \underline{\mathbf{M}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{\ddot{z}}_{s} \\ \mathbf{\ddot{y}}_{s} \\ \mathbf{\ddot{\phi}}_{s} \end{bmatrix} + \underline{\mathbf{C}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{z}_{s} \\ \mathbf{y}_{s} \\ \mathbf{\phi}_{s} \end{bmatrix} &= \mathbf{0} \\ \\ \mathbf{M} &= \begin{bmatrix} \mathbf{m} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{m} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{\Theta} \end{bmatrix} \\ \\ \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} 2\mathbf{c}_{z} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 2\mathbf{c}_{y} & 2(\mathbf{c}_{y}\mathbf{l}_{z} - \mathbf{c}_{zy}\mathbf{l}_{y}) \\ \mathbf{0} & 2(\mathbf{c}_{y}\mathbf{l}_{z} - \mathbf{c}_{yz}\mathbf{l}_{y}) & 2(\mathbf{c}_{z}\mathbf{l}_{y}^{2} + \mathbf{c}_{y}\mathbf{l}_{z}^{2} - (\mathbf{c}_{yz} + \mathbf{c}_{zy})\mathbf{l}_{z}\mathbf{l}_{y}) \end{bmatrix} \end{split}$$

Wird die Steifigkeitsmatrix mit der Massenmatrix vorwärts multipliziert, erhält man die folgende vereinfachte Schreibweise für das System:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{s} \\ \ddot{y}_{s} \\ \ddot{\varphi}_{s} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 \\ 0 & k_{22} & k_{23} \\ 0 & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_{s} \\ y_{s} \\ \varphi_{s} \end{bmatrix} = 0 \text{ mit } \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 \\ 0 & k_{22} & k23 \\ 0 & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} =$$
(6.20)

Aus den Eigenwerten dieses Differentialgleichungssystems ergeben sich die Eigenfrequenzen der Aufbaumasse (6.21):

$$\omega_{1} = \sqrt{k_{11}}$$

$$\omega_{2} = \sqrt{0, 5(k_{22} + k_{33} - \sqrt{k_{22}^{2} - 2k_{22}k_{33} + k_{33}^{2} + 4k_{23}k_{32}})}$$

$$\omega_{3} = \sqrt{0, 5(k_{22} + k_{33} + \sqrt{k_{22}^{2} - 2k_{22}k_{33} + k_{33}^{2} + 4k_{23}k_{32}})}$$
(6.21)

(6.19)



Mit Hilfe der Frequenzgangsmessung (Bild 6.14) konnten die Eigenfrequenzen des Systems bestimmt werden.:

Bild 6.14: Amplitudengang zur Bestimmung der Eigenfrequenzen

Aus dem Amplitudengang wurden die folgenden Eigenfrequenzen bestimmt:

 $\omega_1 = 2,65 \text{Hz}$ $\omega_2 = 2,35 \text{Hz}$ $\omega_3 = 4,70 \text{Hz}$

Aus diesen drei gemessenen Eigenfrequenzen lassen sich drei Unbekannte bestimmen. Die Bewegungsgleichung (6.19) besitzt jedoch sechs Unbekannte: die horizontale und die vertikale Federsteifigkeit (c_y und c_z), die Koppelsteifigkeiten (c_{zy} und c_{yz}), der vertikale Abstand zum Schwerpunkt (l_z) sowie das Trägheitsmoment (Θ). Durch Variation der Parameter c_{zy} , c_{yz} und l_z konnten Parametersätze für c_y , c_z und Θ berechnet werden. Die Steifigkeit der Biegefeder muss aufgrund des punktsymmetrischen Querschnitts in vertikaler und horizontaler Richtung annähernd identisch sein. Der Abstand zum Schwerpunkt (l_z) ist aus der Bestimmung der Schwerpunktslage im CAD-System bekannt. Die Variationen der Parameter wurden in den geschätzten Bereichen vorgenommen. Deren Ergebnisse werden in der folgenden Tabelle 12 dokumentiert:

Variierte Werte		Berechnete Werte			
c _{zy} [N/m]	c _{yz} [N/m]	l _z [m]	c _z [N/m]	c _y [N/m]	$\Theta_{zy} [kg/m^2]$
0	0	0,180	51.427	51.562	25,9
0	0	0,200	51.427	56.040	28,1
5000	0	0,200	51.427	51.262	25,7
0	5.000	0,200	51.427	51.262	25,7
5000	0	0,220	51.427	56.160	28,2
0	5.000	0,220	51.427	56.160	28,2

TABELLE 12. Federsteifigkeiten und Trägheitsmomente bei Variation der Parameter

Die Ergebnisse der Parametervariationen zeigen deutlich, dass die Koppelsteifigkeiten sehr klein sind und daher vernachlässigt werden können. Die berechneten Werte für die Federsteifigkeiten sind proportional zum Trägheitsmoment. Allerdings ist das Trägheitsmoment wesentlich geringer als die zuvor geschätzten Daten. Für das Modell werden die folgenden Werte angenommen:

 TABELLE 13. Identifizierte Modellparameter

Federsteifigkeit c _z :	50.000 N/m
Federsteifigkeit c _y :	50.000 N/m
Koppelfedersteifigkeit c_{zy} und c_{yz} :	0 N/m
Trägheitsmoment Θ:	25 kg m²
vertikale Schwerpunktslage l_z	0,2 m

Da die passive Dämpfung des Federelements wie auch die Steifigkeit durch die Geometrie des Querschnitts bestimmt sind, müssen sie daher in z-Richtung und in y-y-Richtung gleich groß sein. Die passive Dämpfung des Systems wurde anhand einer Sprunganregung in z-Richtung ermittelt. Das vereinfachte Ersatzmodell ist in Bild 6.15 dargestellt:



Bild 6.15: Ersatzmodell zur Bestimmung der passiven Dämpfung

Gleichung (6.22) zeigt die zugehörige Übertragungsfunktion:

$$F_{EMS}(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{-\frac{m}{c}s^2 - \frac{d}{c}s}{\frac{m}{c}s^2 + \frac{d}{c}s + 1}$$

Tabelle 14 zeigt die durch die Methode der Minimierung des quadratischen Fehlers ermittelte Dämpfung:

TABELLE 14. Identifizierte Dämpfung

Verhältnis Dämpfung/Steifigkeit (d/c):	0,0257 s
Dämpfung:	1.285 Ns/m

In Bild 6.16 ist das Sprungantwortverhalten des realen Systems und des Ersatzmodells dargestellt. Die Schwingung beim realen System klingt schneller ab als die beim Modellsystem, da die Reibungseinflüsse im Modell nicht berücksichtigt werden. Bei geringen Amplituden ist die Reibung in den Kugelgelenken der Federanbindung im Bereich der Haftreibung und dadurch sehr groß, so dass die Schwingung des realen Systems schneller abklingt als die des Ersatzmodells.





Für den späteren Einsatz im Fahrzeug sollen die Gleitlager der Kugelgelenke durch verschleißärmere elastische Gummigelenke ersetzt werden. Eine genauere Identifizierung des Reibverhaltens ist derzeit nicht erforderlich.

6.3 Frequenz- und Zeitverhalten des aktiven Systems mit GFK-Feder

Die Regelung der aktiven Federung mit GFK-Federn ist ebenso wie die des Luftfedersystems hierarchisch in lokale Federregler und globale Aufbauregler gegliedert. Für die lokalen Federregler wurde das folgende Frequenzverhalten (Bild 6.17) gemessen. Für die Messung in Bild 6.17 wurden verschiedene Reglerparameter eingestellt. Die Reglerparameter sind in Tabelle 12 aufge-

(6.22)

TADELLE 13. Reguparameter fur de vermessung der lokaten Regelung				
Parameter	passiv	$d_{Rel} = 400$	$c_{Rel} = 30.000$	$c_{Rel} = 10.000$
c _{Rel}	50 kN/m	50 kN/m	30 kN/m	10 kN/m
d _{Rel}	0 Ns/m	400 Ns/m	0 Ns/m	0 Ns/m
Ki	10 kN/ms	10 kN/ms	10 kN/ms	10 kN/ms

führt. Es wurden vier Messungen durchgeführt: passiv, $d_{Rel} = 400$, $c_{Rel} = 30.000$ und $c_{Rel} = 10.000$:

Mit diesen Reglerparametern wurden die drei Frequenzgänge für die Übertragungsfunktionen der
Anregungs- zu den Aufbaubeschleunigungen in den drei Freiheitsgraden Huben Z, Quer Y und
Wanken ø vermessen. Als Sensoren für die Messungen wurden Beschleunigungssensoren für die
Aufbaubewegungen und die Wegsensoren der Anregungseinheit benutzt. Zur Ermittlung der
Anregungsbeschleunigungen wurden die Wegsignale zweimal abgeleitet. Auf diese Weise konnte
die Kohärenz im unteren Frequenzbereich gegenüber der Messung mit Beschleunigungssensoren
deutlich gesteigert werden

TABELLE 15. Regelparameter für die Vermessung der lokalen Regelung



Bild 6.17: Verschiedene Einstellungen der lokalen Regelung

Deutlich zu erkennen ist das Bedämpfen der Eigenfrequenzen durch das aktive Verringern der Federsteifigkeit. Die Resonanzspitzen der Eigenfrequenzen werden weitestgehend unterdrückt. Allerdings ist die Absenkung der Eigenfrequenzen nicht im vorhergesagten Maße möglich. Die Verringerung der Federsteifigkeit auf ein Fünftel müsste theoretisch zu einem Absinken der Eigenfrequenz um 50 % führen. Die Messungen zeigen jedoch, dass lediglich ein Absinken von 2,3 Hz auf 2 Hz, also um 13%, eintritt. Für dieses Phänomen sind zwei Faktoren verantwortlich: Zum Einen wirkt bei niedrigen Anregungsfrequenzen der I-Anteil aus der Niveau-Regelung verhärtend, zum Anderen müssen die Aktoren große Wege stellen. Die begrenzte Aktordynamik ist einerseits durch die maximal mögliche Kraft der Aktoren und andererseits durch die maximal möglichen Volumenströme in den Ventilen und den Leitungen begrenzt. Im Vergleich mit der Luftfederkonstruktion kommt es bei der GFK-Federkonstruktion zu einer höheren Belastung des Zylinders 3, der dadurch an seiner Leistungsgrenze betrieben wird. Diese höhere Belastung des Zylinders 3 ist auf die diagonale Anordnung und den damit zusammenhängenden Kraftfluss sowie das völlige Fehlen einer Momentenabstützung in der Anbindung zum Fahrwerk zurückzuführen. Diese Schwachpunkte der GFK-Federkonstruktion werden im Zuge der Weiterentwicklung für den Einsatz im Fahrzeug überarbeitet. Auf eine Vergrößerung der Aktorleistung wird daher und aus Kostengründen zum gegenwärtigen Stand der Entwicklung verzichtet.

Die Frequenzgangsmessungen zeigen ebenfalls, dass die Verkopplung der Freiheitsgrade sehr gering ist. Es besteht lediglich eine leichte Verkopplung zwischen dem Quer- und dem Wankfreiheitsgrad. Diese im Vergleich zur früheren Feder-/Neigetechnik-Konstruktion sehr geringe Verkopplung ist auf die durch die Unterflurbauweise bedingte niedrige Schwerpunktslage zurückzuführen.

Die Resonanzüberhöhung bei 6 Hz ist auch in diesem Fall auf die Eigenfrequenz des Prüfstandsrahmens zurückzuführen. Leider gelingt es bei der GFK-Federvariante aufgrund der höheren Aktorbelastung des Zylinders 3 nicht, diese Strukturschwingung ausreichend zu bedämpfen.

Störgrößenaufschaltung:

Wie schon bei dem System mit Luftfedern wurde auch für das GFK-Federsystem eine Störgrößenaufschaltung implementiert. Diese Störgrößenaufschaltung wurde mit den unterlagerten lokalen Federungsreglern kombiniert. Bild 6.18 zeigt die gemessenen Frequenzgänge des Systems mit unterschiedlichen Reglereinstellungen. Tabelle 16 zeigt die Reglereinstellungen bei den Messungen:

Parameter	passiv	Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3
c _{rell y}	50 kN/m	15 kN/m	15 kN/m	0 kN/m
c _{rell z}	50 kN/m	15 kN/m	15 kN/m	0 kN/m
d _{rell y}	0 Ns/m	0 Ns/m	0 Ns/m	500 Ns/m
d _{rell z}	0 Ns/m	0 Ns/m	0 Ns/m	500 Ns/m
Störgrößenaufschaltung	0	0	1	1

TABELLE 16.	Reglerparameter	Frequenzgangsmessung
TIDELE IV	negici pui unicici	1 requeing angomessang





dere Störungen in der y-Richtung werden effektiv eliminiert, wie auch die in Bild 6.19 dargestellt Zeitplots der Sprungantworten zeigen:



Bild 6.19: Sprungantwort des Systems

Skyhook-Regelung:

Geisler hat in [Geisler 06] die Funktion einer Skyhook-Regelung untersucht. Die Skyhook-Regelung bezieht sich auf die absoluten Aufbaubeschleunigungen, die durch die Regelung minimiert werden sollen. Geisler benutzt für die Skyhook-Regelung direkt am Aufbau befestigte Beschleunigungssensoren, mit denen die Beschleunigungen erfasst werden. Bild 6.20 zeigt einen Vergleich der Frequenzgangsmessungen des Systems mit Skyhook-Regelung und Störgrößenaufschaltung.

8 1	1 0 0	8		
Parameter	passiv	Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3
c _{rell y}	50 kN/m	50 kN/m	50 kN/m	50 kN/m
c _{rell z}	50 kN/m	50 kN/m	50 kN/m	50 kN/m
d _{rell y}	0 Ns/m	500 Ns/m	0 Ns/m	500 Ns/m
d _{rell z}	0 Ns/m	500 Ns/m	0 Ns/m	500 Ns/m
Störgrößenaufschaltung	0	1	0	1
Skyhook-Regelung	0	0	1	1

TABELLE 17. Reglerparameter Frequenzgangsmessung



Bild 6.20: Vergleich Skyhook-Regelung und Störgrößenaufschaltung

Die Störgrößenaufschaltung in Kombination mit einer aktiven lokalen Dämpfung hat auch im Vergleich zu einer Skyhook-Regelung die beste Wirksamkeit. Allerdings hat die Kombination von Skyhook-Regelung und Störgrößenaufschaltung bei hochfrequenten Wankanregungen gewisse Vorteile. Ebenso hat diese Kombination Vorteile, wenn die Störgrößen nicht bekannt sind. Auf diese Weise können die Vorteile der Skyhook-Federung auf unbekannten Strecken ausgespielt werden, und die Störgrößenaufschaltung kann über ein Internal-preview-Verfahren¹ den Fahrkomfort der Hinterachse optimieren.

Die Kombination von Störgrößenaufschaltung und lokaler Dämpfung bietet eindeutig die besten Ergebnisse. Allerdings ist eine Störgrößenaufschaltung im realen Fahrzeug relativ schwierig, da die Störgrößen nur sehr aufwändig zu erfassen sind. Wie bereits im Abschnitt 5.2.4.5 beschrieben, können die Störgrößen beim System RailCab streckenseitig gespeichert und dem Fahrzeug zur Verfügung gestellt werden. Eine Störgrößenaufschaltung ist auf diese Weise realistisch möglich.

Auf wenig befahrenen Strecken liegen voraussichtlich sehr wenige Informationen über Störgrößen vor. Damit auch hier der bestmögliche Fahrkomfort erzielt werden kann, ist hier die Sky-

^{1.} Internal-preview-Verfahren: Störgrößen, die an der Vorderachse angreifen und erfasst werden, werden als Störgrößenaufschaltung an der Hinterachse vorgesteuert.

111

hook-Dämpfung sehr gut geeignet. Auf viel befahrenen Strecken liegen ausreichend Informationen über die Streckenbeschaffenheit vor; eine Störgrößenaufschaltung liefert hier den optimalen Fahrkomfort. Ein Umschalten zwischen den verschiedenen Regelungskonzepten ist also erforderlich. Allerdings darf man nicht einfach hart zwischen zwei unterschiedlichen Regelungen hin- und herschalten; starke Erschütterungen des Fahrzeugs durch den Schaltprozess wären die Folge. Zur Zeit werden im Rahmen des SFB 614¹ Methoden erarbeitet, die ein "weiches" Überblenden zwischen den Regelungskonzepten ermöglichen. An dieser Stelle sei auf die Arbeiten [Hester, Münch, Ober 04], [Hester, Münch, Schäfer 04] und [Münch, Vöck, Hester 05] hingewiesen, die sich mit dieser Problematik beschäftigen.

6.4 Vergleich der Versuchsergebnisse des Luftfeder- und des GFK-Federsystems

Im folgenden Kapitel werden die Versuchsergebnisse der beiden Federungssysteme miteinander verglichen. Zunächst wird das dynamische Verhalten der passiven Systeme gegenübergestellt. Bild 6.21 zeigt die am HIL-Prüfstand gemessenen Frequenzgänge der beiden Federungssysteme:



Bild 6.21: Frequenzgänge der passiven Federungssysteme

^{1.} Sonderforschungsbereich SFB 614: Selbstoptimierende Systeme des Machschinenbaus

Die Frequenzgänge des Luftfedersystems zeigen eine starke Verkoppelung der Wank- und der Querfreiheitsgrade. Diese Verkoppelung ist bei dem GFK-Federsystem wesentlich schwächer. Diese Eigenschaft der GFK-Feder ist ein großer Vorteil für die aktive Regelung des Systems, denn die Freiheitsgrade können so einfacher getrennt voneinander aktuiert werden; eine modale Entkopplung ist nicht unbedingt erforderlich.

Für das System mit Luftfedern sind zwei Versuche mit unterschiedlich großen Anregungsamplituden durchgeführt worden. Bei niedrigen Frequenzen werden große Amplituden genutzt, die bei steigender Frequenz verringert werden. Da die Aufbaubeschleunigungen mit Beschleunigungsaufnehmern gemessen werden, müssen bei geringen Anregungsfrequenzen große Amplituden gestellt werden, da sonst die Messsignale ein schlechtes Signal-Rausch-Verhältnis aufweisen. Dieses messtechnische Problem spiegelt sich auch in den Kohärenzkurven wieder.

Im Versuch 1 wurde eine z-Anregung von 1,6 mm bis 0,4 mm und bei Versuch 2 von 1 mm bis 0,3 mm gestellt. Für die y-Anregung wurden Amplituden von 2,5 mm bis 0,4 mm und 1,5 mm bis 0,3 mm gestellt. Als Wankanregung dienten Amplituden von 0,19° bis 0,04° und 0,1° bis 0,03°. Die Versuche zeigen die Amplitudenabhängigkeit der Luftfedersteifigkeit. Die GFK-Feder zeigt keine Amplitudenabhängigkeit der Federsteifigkeit, wodurch die Modellbildung und die Regelung stark vereinfacht werden.



Im Folgenden werden die aktiv gefederten Systeme miteinander verglichen:

Bild 6.22: Frequenzgänge der aktiv gefederten Systeme

Bild 6.22 stellt die gemessenen Frequenzgänge der aktiv gefederten Systeme mit Luftfedern (LF) und mit GFK-Federn (GFK) gegenüber. Die leicht veränderten Hebelarme bewirken beim GFK-Federsystem eine Überlastung des für die Vertikalbewegung zuständigen Aktors, wodurch das GFK-System im Bereich der Eigenfrequenz nur schlechter gedämpft werden kann als das Luftfedersystem. Das gleiche Phänomen zeigt sich auch im Wank-Freiheitsgrad. Diese Problematik ist durch den Einsatz eines leistungsstärkeren Aktors leicht zu beheben. Das Potential der GFK-Feder ist in der y-Richtung gut zu erkennen. Hier zeigt sich die bessere Entkoppelung der Freiheitsgrade. Insbesondere im Bereich der Wankeigenfrequenz bei 4 Hz ist eine deutliche Minimierung der Aufbaubeschleunigung gegenüber dem Luftfedersystem zu erkennen. In der folgenden Entwicklungsstufe ist geplant, eine leistungsfähigere Aktorik für die vertikaen Freiheitsgrade einzusetzen, wonavh sich der Vorteil der guten Entkopplung der Freiheitsgrade der GFK-Feder auch in Wank- und in Vertikal-Richtung voll ausschöpfen lässt. Da diese Prüfstandsumrüstung den zeitlichen Rahmen dieser Arbeit überschreitet, muss an dieser Stelle auf die weiterführenden Arbeiten verwiesen werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde die Entwicklung des neuartigen 3D-Federungssystems in Unterflurbauweise für die Shuttles des Systems RailCab beschrieben. Der mechatronische Entwicklungsprozess von der Idee bis zur Erprobung am HIL-Prüfstand wurde vorgestellt. Besonderes Augenmerk bei der Entwicklung galt dem Zusammenspiel zwischen den beteiligten Domänen der Mechatronik (Mechanik, Elektronik und Informationstechnik). So entstand ein modulares, hierarchisch strukturiertes mechatronisches System mit einem sehr komplexen Funktionsumfang. Dieses Federungssystem ermöglicht nicht nur ein sehr komfortables Reisen (Fahrkomfort), sondern spezielle Funktionen wie das aktive Kurvenneigen, die aktive Schwingungsentkopplung und das aktive Anpassen an den Bahnsteig werden von diesem System auch ohne zusätzliche Aktoren oder Mechaniken erfüllt und bürgen so für eine hohe Zuverlässigkeit.

Für diese aktive Federung wurde im Rahmen dieser Arbeit ein völlig neuer dreidimensionaler Wegsensor entwickelt. Die Entwicklung dieses Sensors wurde ebenfalls beschrieben. Im Laufe dieser Sensorentwicklung entstanden mehrere Lösungsprinzipien für die Erfassung von dreidimensionalen Positionen, von denen aber das induktive Messverfahren besonders geeignet ist, da es verschleißfrei arbeitet und unempfindlich gegen Störungen ist.

Auf der Suche nach geeigneten Federn für das 3D-Federungssystem wurde neben der bekannten Luftfeder eine GFK-Feder entwickelt. Entwicklung und Erprobung dieser neuartigen Feder wurden ebenfalls beschrieben.

Funktionsuntersuchungen dieses Federungssystems an einem HIL-Prüfstand wurden durchgeführt und zeigten das große Potential, das durch dieses System erzielt werden kann.

Das aktive Federungssystem ermöglicht eine sehr gute Schwingungsentkopplung zwischen Fahrwerk und Aufbau. Es besitzt aber noch zusätzliche Funktionen, die weit über die Federungsaufgaben hinausgehen. Die aktive Querzentrierung führt die Fahrzeuge während der Fahrt und insbesondere auch bei Kurvenfahrt zentrisch über dem Gleis, wodurch eine Verletzung des so genannten Lichtraumprofils verhindert wird. Eine weitere Funktion bietet die integrierte aktive Neigetechnik, mit der die auf die Passagiere wirkende Querbeschleunigung bei Kurvenfahrt minimiert wird. Mit dieser aktiven Neigetechnik könnenn sowohl der Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit (insbesondere der stehenden Passagiere) erhöht werden. Eine weitere Funktion stellt die sogenannte Bahnsteigannäherung dar. Durch die Aktorik der Federungstechnik ist es möglich, den Aufbau der Shuttles seitlich und vertikal bis an die Bahnsteigkante zu verschieben, was einen bequemen Ein- und Ausstieg ermöglicht. Diese Funktionen können von dem Federungssystem rein softwaretechnisch realisiert werden und erfordern keine zusätzlichen wartungsintensiven Mechaniken. Funktionalität und Zuverlässigkeit des Systems werden so auf typisch mechatronische Weise gesteigert.



Im Vergleich zum früheren System bietet die Unterflurbauweise den Vorteil, unterhalb des Fahrgastraums montiert werden zu können, wodurch ein ebener Fußboden ermöglicht wird (Bild 7.1):

Federungsmodul der Versuchsfahrzeuge

Federungsmodul in Niederflurbauweise

Bild 7.1: Vergleich der früheren und der neuen Federungsmodule

Die symmetrische Kraftführung verringert den erforderlichen regelungstechnischen Aufwand gegenüber dem früheren System. Der Aufbau bleibt wesentlich ruhiger und gerät nicht in die für das ander System typische Taumelbewegung, die durch die unsymmetrische Kraftführung bedingt war. Der diagonal angeordnete Querzylinder des alten Systems unterstützt mit seiner vertikalen Kraftkomponente den mit ihm verbundenen Vertikalzylinder; er stellt also eine wesentlich geringere Kraft als der andere Vertikalzylinder. Für ein positionsgeregeltes System bedeutet dies, dass er durch seine größere Kraftreserve bei einer Sprungantwort wesentlich schneller reagieren kann als der andere. Der Aufbau führt dadurch eine Taumelbewegung aus. Vermeiden kann man diese Bewegung durch eine geeignete Geschwindigkeitsregelung, die aber einen Mehraufwand für die Informationsverarbeitung bedeutet.

7.2 Vergleich der beiden Federtypen Luftfeder und GFK-Feder

Die Prüfstandsuntersuchungen zeigten, dass das neue aktive 3D-Federungssystem unabhängig vom Federtyp funktioniert. Vergleicht man beide Federtypen miteinander, lassen sich die folgenden Vorteile des jeweiligen Federsystems feststellen:

Luftfeder:

- Einfache Krafteinleitung ohne reibungsbehaftete Elemente
- Die leichte Momentenabstützung unterstützt den Zylinder 3

GFK-Feder:

- Keine zusätzlichen Energieträger (Druckluft) erforderlich
- Kein schlagartiges Materialversagen, sondern langsame Delamination
- Die sehr schlanke Bauform ermöglicht eine Umkehrung der Aktoranordnung und somit einen erheblich geringeren Bauraumbedarf

- Die lineare Federcharakteristik vereinfacht die Systemauslegung
- Die bessere Entkopplung der Aufbaufreiheitsgrade ermöglicht den Einsatz wesentlich einfacherer Reglerstrukturen

Diesen Vorteilen stehen aber auch Nachteile der Federsysteme gegenüber:

Luftfeder:

• Die Luftfeder erfordert eine Druckluftversorgung. Diese Druckluftversorgung braucht neben der zusätzlichen Energieversorgung auch eine entsprechende Druckregelung

• Da Druckluft sehr viel Feuchtigkeit freisetzt und diese insbesondere bei winterlichen Bedingung zu Vereisungen führt, ist eine aufwändige Lufttrocknung erforderlich. In Bahnfahrzeugen wird diese über leistungsstarke Kühlsysteme erreicht. Diese Systeme bedingen einen erhöhten Energieaufwand, denn neben dem Energieaufwand für die Lufttrocknung bedeuten diese Geräte auch eine Erhöhung der Fahrzeugmasse; eine erhöhte Antriebsleistung für die Shuttles ist die Folge

• Ein weiterer Nachteil der Luftfeder ist ihre extrem nichtlineare Federcharakteristik, die ein Zusatzvolumen in Form eines Druckbehälters erfordert

• Leckagen sind bei Druckluftsystemen eine Gefahr und erfordern eine ständige Überwachung und Wartung

• Im Versagensfall können die Luftfedern platzen. Dieses schlagartige Versagen kann zu instabilen Fahrzuständen führen

GFK-Feder:

- Entwicklung geeigneter Serienfertigungsverfahren
- Die Verbindungselemente zum Federflansch müssen optimiert werden (Polygonverbindung)
- Reibungen in den Kugelgelenken können durch elastische Elemente minimiert werden

Bei der GFK-Feder handelt es sich allerdings um eine noch sehr junge Technik; hier gibt es nur wenige genormte Konstruktionselemente. Faserverbundwerkstoffe erfordern durch ihre anisotropen Wekstoffeigenschaften besondere Berechnungsverfahren. Der Aufbau der Faserlagen und der Verbund mit dem Matrixmaterial haben direkte Auswirkungen auf Festigkeit und Steifigkeit des Werkstücks. Das Herstellungsverfahren (Vakuuminjektion, Handauflegeverfahren, Wickelverfahren...) hat einen großen Einfluss auf den Faser- und Luftgehalt des Werkstücks, wodurch die mechanischen Eigenschaften beeinflusst werden.

Ein weiteres Problem stellt die Entwicklung geeigneter Verbindungselemente für diesen Werkstoff dar. Um den Faserverlauf nicht zu unterbrechen, kommen vorwiegend Klemmverbindungen zum Einsatz. Spanabhebende Fertigungsverfahren können nicht wirtschaftlich eingesetzt werden, da aufgrund des Fasergehaltes ein sehr hoher Werkzeugverschleiß entsteht. Für die spanende Bearbeitung können nur Werkzeuge mit Diamantschneiden eingesetzt werden. Bohren und Gewindeschneiden ist daher nur bedingt möglich. Die für den Prüfstand entwickelte GFK-Feder besitzt ein großes Entwicklungspotential. So gilt es, großseriengeeignete Fertigungsverfahren und genormte Befestigungselemente zu entwickeln.

Für die GFK-Feder sind konstruktive Optimierungen erforderlich. Zum Einen ist die Anbindung über elastische Gelenke wünschenswert, um die Gelenkreibung und die damit zusammenhängende nichtlineare Dämpfung zu minimieren, zum Anderen muss die Befestigung des Federkörpers am Federflansch durch eine formschlüssige Verbindung gegen Verdrehen gesichert werden. Als vielversprechende Lösung wird eine polygonförmige Klemmflanschverbindung vorgeschlagen. Durch die vorgeschlagenen konstruktiven Verbesserungen können die Vorteile der GFK-Feder gegenüber der Luftfeder voll ausgeschöpft werden und machen ihren Einsatz wirtschaftlich und technisch sinnvoll.

7.3 Ausblick

Die Prüfstandsergebnisse zeigen das Entwicklungspotential der GFK-Feder. Vorrangig sollten die Verbindungselemente der Feder mit dem Fahrwerk optimiert werden. Hier sollten zunächst geeignete elastische Gelenke entwickelt werden, die zum Einen die Gelenkreibung minimieren und zum Anderen die Übertragung der Antriebskräfte ermöglichen. Hierzu ist die Zusammenarbeit mit Herstellern von sogenannten Gummimetalllagern erforderlich. Eine Erprobung solcher Elastomerlager kann dann an dem vorhandenen Prüfstand geschehen.

Die schlanke Bauform der Ferderelemente eröffnet neue Möglichkeiten für die Positionierung der Aktorik, wodurch der Bauraum erheblich verkleinert werden kann (vgl. Bild 7.2). Allerdings ist für diese Entwicklung ein erheblicher konstruktiver Aufwand erforderlich, insbesondere Untersuchungen zum Bewegungsraum der Feder sind hier unerlässlich. Auch eine Optimierung der Aktorik kann in diesem Zusammenhang die Leistungsfähigkeit des aktiven Federungssystems erheblich verbessern. Hierzu sind in der bestehenden Konstruktion größere Ventile und größere Zylinderquerschnitte des Zylinders 3 erforderlich:



Bild 7.2: Bauraumvergleich der Entwürfe für das Feder-/Aktormodul

Parallel zu den bestehenden Lösungen nach dem hydraulischen Drosselprinzip, bei dem ein Aktor von einem drosselnden Ventil angesteuert wird, ist die Entwicklung von elektrohydraulischen Aktoren, die nach dem sogenannten hydraulischen Verdrängerprinzip arbeiten, ein weiterer Entwicklungsschwerpunkt. Gerade für die Anwendung im Fahrzeugbau eignet sich aufgrund der geringen Verlustleistungen (keine Drosselverluste) das Verdrängerprinzip hervorragend. Bild 7.3 zeigt den ersten Entwurf eines elektrohydraulischen Aktors, der einen Elektromotor mit einer Pumpe, einem Zylinder und der erforderlichen Sensorik kombiniert. Dieser Entwurf wurde für ein



Shuttle im Maßstab 1:1 dimensioniert und bereits als 3D-CAD-Modell und CAMeL-View-Modell modelliert:

Bild 7.3: Entwurf eines elektrohydraulischen Linearaktors nach dem Verdrängerprinzip

Die Entwicklung eines derartigen Aktorsystems, ist aus energetischen Gründen für einen Serienbetrieb des Systems RailCab interessant. Für die Weiterentwicklung sind folgende Fragestellungen zu klären:

Wie groß muss der Speicher sein?

Welche Dichtungssysteme sind geeignet?

Welches Motorprinzip setzt man um?

Zur Klärung dieser Fragestellungen und zur Entwicklung eines seriennahen Systems ist aber sicherlich eine intensive Forschungstätigkeit erforderlich. Angesichts der großen Vorteile eines nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Aktors ist eine Weiterentwicklung für eine Serienfertigung des Systems RailCab sehr interessant.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs "Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus" werden verschiedene Optimierungsverfahren an diesem Prüfstand erprobt. Interessante Vorhaben diesbezüglich sind die Strukturumschaltung von Reglercode und die Optimierungsverfahren der Störgrößenaufschaltung.

Nachdem die Optimierung der GFK-Feder erfolgreich abgeschlossen ist, soll diese Technik an einem Versuchsfahrzeug im Maßstab 1:2,5 auf der Versuchsstrecke erprobt werden, um den späteren Einsatz in den Versuchsshuttles auf einer Teststrecke im Maßstab 1:1 vorzubereiten.

Ebenso muss die Anbindung am Fahrwerk weiter optimiert werden. Bei der jetzigen Anbindung mit einem Kugelgelenk können die Antriebskräfte nicht optimal übertragen werden. Ebenfalls tritt in diesem Kugelgelenk erhebliche Reibung auf, die zu einer extrem nichtlinearen Dämpfung des Systems führt. Hier können durch die Einführung von elastischen Gelenken erhebliche Verbesserungen des Fahrkomforts erzielt werden.

Weitere Optimierungen können durch die Ausrichtung der GFK-Feder erreicht werden. Die diagonale Anordnung der Feder führt zu einer Verkopplung der Bewegungsrichtungen. Richtet man die Feder horizontal und in Fahrtrichtung aus, können diese Verkopplungen minimiert werden.

Die GFK-Feder ermöglicht auch eine völlig neue Anordnung der Aktoren (Bild 7.1), wodurch der Kraftfluss und der Kraftaufbau wesentlich verbessert werden können. Gelingt es, den Zylinder 3 seitlich neben die Feder zu plazieren, wird er vorwiegend auf Druck beansprucht; die größere Kolbenfläche trägt die statische Last, und der Zylinder kann kleiner ausgelegt werden.

Die vorangegangenen Kapitel haben gezeigt, dass es sich bei der entworfenen aktiven 3D-Federung um ein äußerst leistungsfähiges mechatronisches System handelt. Sehr deutlich wurde gezeigt, dass die Funktionalität des Gesamtsystems wesentlich höher ist als die Summe der Einzelfunktionen. Dies ist ein typischer Effekt bei mechatronischen Produkten. Insbesondere das hohe zusätzliche Sicherheits- und Zuverlässigkeitspotential, das durch eine entsprechend zu implementierende Selbstoptimierung erreicht werden kann, ist bemerkenswert. Die hierarchische Strukturierung in Verbindung mit der modularen Konzeption sorgt für eine starke informationstechnische Kapselung der Module. Das hohe Maß an Modularisierung und informationstechnischer Kapselung begünstigt den Einsatz von verteilten Steuergeräten, was zur Folge hat, dass man ganze Module leicht austauschen und warten kann. Die hohe Zuverlässigkeit und besonders einfache und schnelle Wartung machen das System auch wirtschaftlich attraktiv.

Das prinzipielle Funktionieren des Systems ist durch die erfolgten Arbeiten nachgewiesen worden. Um jetzt aber zu einem einsatzfähigen mechatronischen Produkt zu gelangen, sind noch verschiedene Arbeiten durchzuführen, unteranderen eine Verbesserung der Gelenke durch den Einsatz elastischer Lagerungen, die neben der Reibungsoptimierung auch eine Verbesserung des Kraftübertragungsverhaltens bewirken.

Nach erfolgreichem Abschluss der Prüfstandsarbeiten soll ein erstes Prototypfahrzeug erstellt werden und auf einer realen Teststrecke in Betrieb gehen. Dieses Fahrzeug soll zunächst seine Funktionalität auf einer realen Bahnstrecke unter Beweis stellen. In einer späteren Phase sollen mehrere Fahrzeuge die Leistungsfähigkeit des Systems NBP in einem kleinen Schienennetz zeigen.

Das System bietet eine exzellente Schwingungsentkopplung in drei räumlichen Richtungen. Diese Eigenschaft ist nicht nur für die Shuttles der NBP erforderlich; auch für andere Anwendungen werden solche Systeme benötigt. Beispielsweise sind klassische Schienenfahrzeuge oder Bergbahnen (Seilbahn, Zahnradbahn) interessante Einsatzgebiete für das System. Aber auch für Aufgaben der Schwingungsentkopplung bei Präzisionswerkzeugmaschinen und Messmaschinen können solche Federungssysteme sinnvoll eingesetzt werden.

8 Anhang

8.1 Lösung der Kinematikgleichungen des optischen Luftfedersensors

In diesem Abschnitt wird die Lösung der Kinematikrechnung für den optischen Luftfedersensor dargestellt, wie sie mit Maple 6 berechnet wurde.

Maplebeschreibung:

```
>restart;
>with(linalg):
```

Festlegung der Ursprungskoordinaten der Fotodioden

> xa := 0; ya := 0; za := 0; yb := 0; zb := 0; zc := 0;

$$xa := 0$$

 $ya := 0$
 $za := 0$
 $yb := 0$
 $zb := 0$
 $zc := 0$

Beschreibung der Ortsvektoren

>Pa := vector([xa, ya, za]);# Ortsvektor der Fotodiode A
Pb := vector([xb, yb, zb]);# Ortsvektor der Fotodiode B
Pc := vector([xc, yc, zc]);# Ortsvektor der Fotodiode C
P := vector([x, y, z]); # Ortsvektor der Emitterdiode

```
Pa := [0, 0, 0]Pb := [xb, 0, 0]Pc := [xc, yc, 0]P := [x, y, z]
```

Beschreibung der Kugelgleichungen um die Fotodioden. > eqn1 := (P[1] - Pa[1])^2 + (P[2] - Pa[2])^2 + (P[3] - Pa[3])^2 - ra^2;# Kugelgleichung um Fotodiode A mit Radius ra eqn2 := (P[1] - Pb[1])^2 + (P[2] - Pb[2])^2 + (P[3] - Pb[3])^2 - rb^2;# Kugelgleichung um Fotodiode B mit Radius rb eqn3 := (P[1] - Pc[1])^2 + (P[2] - Pc[2])^2 + (P[3] - Pc[3])^2 - rc^2;# Kugelgleichung um Fotodiode C mit Radius rc

$$eqn1 := x^{2} + y^{2} + z^{2} - ra^{2}$$

$$eqn2 := (x - xb)^{2} + y^{2} + z^{2} - rb^{2}$$

$$eqn3 := (x - xc)^{2} + (y - yc)^{2} + z^{2} - rc^{2}$$

>

Bestimmung der Kugelschnittpunkte.

> eqn12 := expand(eqn1-eqn2);# Schnittpunkte zwische Kugel um A und Kugel um B eqn23 := expand(eqn2-eqn3);# Schnittpunkte zwische Kugel um B und Kugel um

eqn23 := expand(eqn2-eqn3);# Schnittpunkte zwische Kugei um B und Kugei um C $eqn12 := -ra^2 + 2 x rb = rb^2 + rb^2$

$$eqn12 := -ra + 2x xb - xb + rb$$

$$eqn23 := -2 x xb + xb^{2} - rb^{2} + 2 x xc - xc^{2} + 2 y yc - yc^{2} + rc^{2}$$

Löen der Schnittpunktsgleichungen nach den gesuchten Koordinaten x, y, z:

$$x := \frac{1}{2} \frac{ra^2 + xb^2 - rb^2}{xb}$$

> eqn23; # Einsetzen der Lösung für x in die Schnittpunktsgleichung für B und C

$$-ra^{2} + \frac{(ra^{2} + xb^{2} - rb^{2})xc}{xb} - xc^{2} + 2yyc - yc^{2} + rc^{2}$$

$$y := \text{solve(eqn23, y); # Lösung für y} y := -\frac{1}{2} \frac{-ra^2 xb + xc ra^2 + xc xb^2 - xc rb^2 - xc^2 xb - yc^2 xb + rc^2 xb}{xb yc}$$

>eqn1; # Einsetzen der Lösung für x und y in die Kugelgleichung für A

$$\frac{\frac{1}{4} \frac{(ra^2 + xb^2 - rb^2)^2}{xb^2}}{xb^2} + \frac{\frac{1}{4} (-ra^2 xb + xc ra^2 + xc xb^2 - xc rb^2 - xc^2 xb - yc^2 xb + rc^2 xb)^2}{xb^2 yc^2} + z^2 - ra^2$$

> z:=solve(eqn1, z); # Lösung für z
z :=
$$\frac{1}{2}$$
 sqrt(2 ra² xb² rc² + 2 xc² xb² rb² + 2 yc² xb² rc² + 2 xc³ ra² xb + 2 ra⁴ xb xc
- 4 ra² xb² xc² - 2 ra² xb xc rb² + 2 xc ra² yc² xb - 2 xc ra² rc² xb
- 2 xc rb² yc² xb + 2 xc rb² rc² xb - 2 xc³ rb² xb - xc² rb⁴ - xc⁴ xb² - yc⁴ xb²
- rc⁴ xb² - yc² ra⁴ - yc² xb⁴ - yc² rb⁴ - ra⁴ xb² - xc² ra⁴ - xc² xb⁴ + 2 xc³ xb³
- 2 xc² xb² yc² + 2 yc² xb² rb² - 2 xc xb³ rc² + 2 xc² ra² rb² + 2 xc xb³ yc²
+ 2 ra² xb³ xc + 2 yc² ra² rb² + 2 xc² xb² rc²)/(yc xb), $-\frac{1}{2}$ sqrt(2 ra² xb² rc²
+ 2 xc² xb² rb² + 2 yc² xb² rc² + 2 xc³ ra² xb + 2 ra⁴ xb xc - 4 ra² xb² xc²
- 2 ra² xb xc rb² + 2 xc ra² yc² xb - 2 xc ra² rc² xb - 2 xc rb² yc² xb
+ 2 xc rb² rc² xb - 2 xc³ rb² xb - xc² rb⁴ - xc⁴ xb² - yc⁴ xb² - rc⁴ xb² - yc² ra⁴
- yc² xb⁴ - yc² rb⁴ - ra⁴ xb² - xc² ra⁴ - xc² xb⁴ + 2 xc³ xb³ - 2 xc² xb² yc²
+ 2 yc² xb² rb² + 2 xc ra³ rc² + 2 xc² ra⁴ - xc² xb⁴ + 2 xc³ xb³ - 2 xc² xb² yc²
+ 2 yc² xb² rb² + 2 xc ra⁴ xb² - xc² ra⁴ - xc² xb⁴ + 2 xc³ xb³ - 2 xc² xb² yc²
+ 2 yc² xb² rb² + 2 xc² xb² rc²)/(yc xb)

>

8.2 Literaturverzeichnis

Becker 02	Becker, M.: "Mechatronischer Entwurf eines reversierenden, hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung, Dissertation, RTM, Univer- sität Paderborn; Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 555, VDI Verlag, Düsseldorf. 2002.
Biedersee 03	v. Biedersee, H.: Magnetostriktive Längenmesstechnik, MTS Sensor Technologie GmbH & Co. KG, Lüdenscheid, 2003.
Bolton 04	Bolton, W.: Bausteine mechatronischer Systeme, 3. Auflage, Person Stu- dium, München, 2004.
Bose 04	http://www.bose.com/control- ler?event=VIEW_STATIC_PAGE_EVENT&url=/learning/project_sound/ bose_suspension.jsp
Burr-Brown 94	Burr-Brown, Datenblatt: Integrated Photodiode and Amplifier, Tucson, AZ, 1994.
CAMeL-View	iXtronics: CAMeL-View Users'Guide R5.0, Paderborn, 2003.
CargoCap	http://www.cargocap.de/
CargoMover	http://www-zhv.rwth-aachen.de/zentral/dez3_pm2002_pmcargo2.htm
Féderspiel 55	Féderspiel-Labrosse, J.M.: Beitrag zum Studium und zur Vervollkommnung der Aufhängung der Fahrzeuge. Automobiltechnische Zeitschrift 57 (1955), Nr. 3.
Föllinger 94	Föllinger, O.: Regelungstechnik - Einführung in die Methoden und ihre Anwendung, 8., überarb. Auflage, Hüthig-Verlag, Heidelberg, 1994.
Geisler 06	Geisler, J.: Inbetriebnahme eines HIL-Prüfstandes für ein Schienenfahr- zeug-Unterflur-Federungssystem, Masterarbeit, RTM-MLaP, Universität Paderborn, 2006.
Henke 05	Henke, M.: Antrieb mit doppeltgespeistem Linearmotor für ein spurgeführ- tes Bahnfahrzeug, Dissertation, LEA, Universität Paderborn; Fortschritt- Berichte VDI Reihe 12 Nr. 533, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003.
Hester, Etting, Schlaut 03	Hestermeyer, Th.; Ettingshausen, C.; Schlautmann, Ph.: Aktive Federung für Schienenfahrzeuge - Systemaufbau, Regelung und Realisierung, 5. VDI-Mechatroniktagung, Fulda, 2003.
Hester, Münch, Ober 04	Hestermeyer, Th.; Münch, E.; Oberschelp, O.: Sollbahn-Planung für schie- nengebundene Fahrzeuge, VDI-Tagung Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, Würzburg, 2004.
Hester, Münch, Schäfer 04	Hestermeyer, Th.; Münch, E.; Schäfer, E.: Model-Based Online Parameter Optimization, 3rd IFAC Symposium on Mechatronic Systems, Sydney, Australia, 2004.
Hester, Schlaut, Etting 02	Hestermeyer, Th.; Schlautmann, Ph.; Ettingshausen, C.: Active suspension system for railway vehicles - system design and kinematics, 2nd IFAC-Conference on Mechatronic Systems, Berkeley, CA, 2002.
Rom 04	Rommerskirchen, S.: European Transport Report 2004, ProgTrans AG, Basel, CH. 2004
Hell 02	Hell W.: Zukunft der Mobilität, Skenarien für das Jahr 2020, ifmo Institut für Mobilitätsforschung, www.ifmo.de, Berlin , 2002.

Illg 03	Illg, I.: Konstruktiver Entwurf eines Niederflur-/Feder-/Neigemoduls für ein NBP-Versuchsfahrzeug, Studienarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 2003.
Koch 05	Koch, Th.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während der frühen Phase des Entwurfs mechatronischer Systeme am Bei- piel eines integrierten Radmoduls, Dissertation, RtM, Universität Pader- born; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 20, Nr. 401, VDI Verlag, Düsseldorf, 2005.
Liu-Henke 05	Liu-Henke, X.: Mechatronische Entwicklung der aktiven Feder-/Neigetech- nik für das Schienenfahrzeug RailCab, Dissertation, RtM, Universität Paderborn; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 589, VDI Verlag, Düs- seldorf, 2005.
Lückel et al. 02	Lückel, J.; Ettingshausen, C.; Hestermeyer, Th.; Schlautmann, Ph.: Neue Bahntechnik Paderborn - Eine Anwendung der verallgemeinerten Kaskade. Innovative Antriebssyteme - Erstes Internationales Symposium für Mecha- tronik (ISOM 02), Chemnitz, 2002.
Lückel 97b	Lückel, J.; Wallaschek, J: Functional Modelling and Simulation in Mecha- tronical Design and Mechatronics. 2nd MATHMOD Vienna, Technical Uni- versity Vienna, Wien, 1997.
Lückel, Jäker 98	Lückel, J.; Jäker K.: Patentschrift: Aktives Abstützsystem für schienenge- bundene Fahrzeuge, Deutsches Patent- und Markenamt, DE 198 20 865, München, 1998.
Meier 96	Meier-Noe, U.: OMPRO - Objektorientierte Modellbildung elektro-hydrau- lisch-mechanischer Systeme für eine durchgängig rechnergestützte Produkt- entwicklung. Statusseminar des BMBF "Softwaretechnologie 1996", Berlin, 1996.
Möhl 05a	Möhl, C.: Konstruktion eines Prüfstandes für ein aktives dämpferloses Schienenfahrzeugunterflurfederungsmodul, Studienarbeit, RTM-MLaP, Universität Paderborn, 2005.
Möhl 05b	Möhl, C.: Inbetriebnahme eines HIL-Prüfstandes für ein Schienenfahrzeug- Unterflur-Federungssystem, Diplomarbeit, RTM-MLaP, Universität Pader- born, 2005.
Münch, Vöck, Hester 05	Münch, E.; Vöcking, H.; Hestermeyer, Th.: Self-Learning Disturbance Compensation for Active Suspension Systems, International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, Barcelona, Spanien, 2005.
opto	Datenblatt: Super High.Power GaAlAs IR Emitters OD-100, Newbury Park, CA., 1994.
Pahl, Beitz 93	Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre - Methoden und Anwendung. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1993.
Schlautmann 05	Schlautmann, P.: Patentschrift: Schienenfahrzeug, Deutsches Patent- und Markenamt, DE 10 2004 014 904 A1, München, 2005.
Schlautmann 98	Schlautmann, P.: Entwurf neuer Krankinematiken sowie Modellbildung und Redundanzbehandlung eines vierachsigen hydraulischen Manipulators, Stu- dienarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 1998.
Schmid 06	Schmid, J.: Http://www.bogenschneller.de, 02.11.2006

Schütte 97	Schütte, H.: Symbolische Modellierung und beobachtergestützte nichtli- neare Regelung eines modularen elastischen Robotersystems, Dissertation, MLaP, Universität Paderborn; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 681, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998.
Streiter 96	Streiter, R.:Entwicklung und Regelung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung, Dissertation, ISS-Fahrzeugtechnik, Technische Universität Berlin, 1996
Toepper 02	Toepper, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelrobotters TRI- PLANAR. Dissertation, MLaP, Universität Paderborn; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 966, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.
VDI 2206	VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003.
Wältermann 02	Wältermann, P.: Der serielle Hybridantrieb Vom rechnergestützten Enwurf bis zur Hardware-in-the-Loop-Realisierung, Dissertation, MLaP, Universität Paderborn; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 447, VDI Verlag, Düs- seldorf, 2002.
Walther 98	Walther, M.: Ein Beitrag zur Ableitung physikalisch-topologischer Mks- Modelle für die mechatronische Entwicklungsumgebung CAMeL aus den Geometriedaten des CAD-System I-DEAS mit Unterstützung vordefinierter Lösungselemente. Studienarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 1998.