

Hamburger Schriftenreihe  
Produktentwicklung und Konstruktionstechnik

Technische Universität Hamburg-Harburg  
Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Krause  
Denickestr. 17  
21073 Hamburg

Benedikt Plaumann

# **Systemanalyse und -synthese für die Auslegung varianter Leichtbau- strukturen unter dynamischen Lasten**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek  
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der  
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im  
Internet über <http://www.dnb.de/kataloge> abrufbar.

## **Impressum**

### **TuTech Verlag**

TuTech Innovation GmbH  
Harburger Schloßstraße 6-12  
21079 Hamburg

Tel. : +49 40 76629-0  
E-Mail: [verlag@tutech.de](mailto:verlag@tutech.de)  
[www.tutechverlag.de](http://www.tutechverlag.de)

Nachdruck, Vervielfältigung, Speicherung oder Übertragung in  
elektronische, optische, chemische oder mechanische Datenhaltungs- oder  
-verwertungssysteme sind - auch auszugsweise - ohne ausdrückliche  
schriftliche Genehmigung von TuTech Innovation GmbH verboten.  
Die Verwertung von Informationen aus der Hamburger Schriftenreihe  
Produktentwicklung und Konstruktionstechnik zum Zweck der gewerblichen  
Informationsvermittlung ist nicht zulässig.

Alle Rechte vorbehalten.  
© TuTech Innovation GmbH

Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik  
ISSN 1868-6885

1. Auflage 2015  
ISBN 978-3-946094-00-5

# **Systemanalyse und -synthese für die Auslegung varianter Leichtbau- strukturen unter dynamischen Lasten**

Vom Promotionsausschuss der  
Technischen Universität Hamburg-Harburg  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von

Benedikt Plaumann

aus

Hildesheim

2015

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Krause

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen

Tag der mündlichen Prüfung: 04. November 2015

# Vorwort

In meinen spannenden und lehrreichen Jahren am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik an der Technischen Universität Hamburg-Harburg entstand die vorliegende Arbeit. Dabei durfte ich viele interessante Versuche durchführen, an kreativen Workshops teilnehmen, viel über Forschung, Lehre und Industrie lernen sowie viele wichtige Erfahrungen für den Beruf des Ingenieurs machen. All dies trug seinen Teil zum erfolgreichen Gelingen des Vorhabens Promotion bei. Deswegen möchte ich meinen zahlreichen Wegbegleitern und Unterstützern danken.

Ein besonderer Dank gilt natürlich meinem Doktorvater Prof. Krause, von dem ich neben seinem wissenschaftlichen und fachlichen Rat auch viel zu systematischem Vorgehen, zu klarer Argumentation und zum praktischen Projektgeschäft lernen durfte. Seine manchmal kritischen, aber immer konstruktiven Kommentare haben die Arbeit inhaltlich immer weiter nach vorne gebracht und seine Führung des Instituts die Motivation sehr beflügelt.

Meinem zweiten Gutachter Prof. Matthiesen vom Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie verdanke ich einige sehr anregende und konstruktive Diskussionen, die die Arbeit ebenfalls weiter voran brachten.

Herrn Prof. God vom Institut für Flugzeug-Kabinensysteme der Technischen Universität Hamburg-Harburg danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Für den wichtigen Beitrag aus der betreffenden Industrie danke ich den Luftfahrt-Projektpartnern des Instituts. Neben Michael Quadbeck und Nils Bornhöft möchte ich vor allem Peter Lampen für die konstruktive Zusammenarbeit trotz nicht immer einfacher Randbedingungen danken. Das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie sowie die Behörde für Wirtschaft, Verkehr und Innovation der Stadt Hamburg leisteten durch ihre Förderung der Luftfahrtprojekte am Institut die finanzielle Unterstützung zum Gelingen. Hier geht auch ein Dank an Frau Heier für die zuverlässige Zusammenarbeit in der Verwaltung.

Ebenfalls danken möchte ich den Studierenden, die ich in studentischen Arbeiten oder als Hilfskräfte zu meinen Themen und Projekten betreuen durfte. Hier danke ich namentlich Christian Woitzik, Jan Oltmann und Thomas Fregien für die erfolgreiche Zusammenarbeit.

Einen wichtigen Beitrag zum Gelingen leisteten ganz sicher die Kollegen am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik mit vielen kritischen Fragen und guten Empfehlungen zur Verbesserung. Hier geht ein besonderer Dank an meine damaligen Mentoren Henry Jonas und Thomas Gumpinger. Ebenfalls bin ich für die gemeinsame Zeit an diversen Prüfständen und auf wissenschaftlichen Austauschen auch insbesondere Olaf Rasmussen, Ralf Seemann und Jan Oltmann zu besonderem Dank verpflichtet. Für den Beitrag aus der Modularisierung danke ich Gregor Beckmann, Sebastian Ripperda und Nico Gebhard.

Meiner Frau Elisabeth danke ich für ihre besondere Unterstützung des ganzen Projekts und zahlreiche Korrekturschleifen. Meinen Eltern danke ich für das Wecken und Fördern meines regen ingenieurwissenschaftlichen Interesses.

Benedikt Plaumann

## Summary

Today's customer-driven markets demand special customized products leading to a high number of individualized product variants to be offered by the manufacturer. This is particularly true in the field of aircraft cabin interior where weight optimized lightweight structures have to be developed in accordance to very specific customer requirements changing with aircraft type, cabin interior layout and flight route specific needs. The resulting high development effort rises with the number of product variants while only a few units are produced of each variant. Unfortunately, the dimensioning for stationary dynamic loads of cabin interior lightweight structures usually cannot rely on simplified estimation models which are used for many static loads cases. In tight development schedules the time for weight optimization iterations of each variant is severely limited and lightweight potential is left unused.

This contribution supports the dimensioning of lightweight structures under stationary dynamic loading with test data to describe the vibrational behaviour of aircraft cabin interior monuments made from sandwich panels as well as with a methodical approach for the management of a high number of variants in the dimensioning under dynamic loads. The test results enable a system analysis with the derivation of the needed model parameters using parameter estimation techniques and are used as benchmark data for the development of the methodical approach. The test range includes an aircraft galley and a partition in different loading situations. Their substructures such as ovens, literature pockets, monitors and baby bassinets in various loading situations are then analysed separately in further tests.

The newly developed approach uses a modular product family to reduce the high external variety towards the customer to a small internal variety for the manufacturer.

The first phase of the methodical approach focusses on a consistent model preparation and transfers the modules into corresponding dynamic substructures. The following detailing of interface and system boundary definitions has to be performed consistently over the whole product family, which is methodically supported.

The second phase deals with the system identification of each dynamic substructure to describe the vibrational behaviour in the frequency domain using frequency response functions. Here, the three different model sources of a black box test, a detailed model using the Finite Element Method and an early stage estimation model are described. Based on the extensive test results, several guidelines for good results are given.

In the last phase of the methodical approach the dynamic substructures are coupled according to the modular product structure using dynamic substructuring algorithms. This results in a global vibrational behaviour of the assembled structure with local interface behaviour which can then be used in a further detailed analysis and dimensioning.

The methodical approach supports with a higher prediction accuracy than the state of the art approach - especially with a high number of variants - and simultaneously reduces the number of tests as well as the test specimen size. A software tool has been developed to help the execution of the approach with a semi-automatic database handling of the substructures, their interfaces and the corresponding frequency response functions.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1	Problemstellung .....	1
1.2	Aufgabenstellung .....	2
<b>2</b>	<b>Hintergründe zum Problemfeld .....</b>	<b>5</b>
2.1	Dynamische Anregungen in der Flugzeugkabine .....	5
2.1.1	Dynamische Anregung unter Komfortaspekten .....	6
2.1.2	Sicherheitskritische Unwuchterregung bei Triebwerksschäden .....	9
2.2	Herausforderungen einer hohen Variantenvielfalt an die Dynamik-Auslegung ...	12
<b>3</b>	<b>Stand der Wissenschaft .....</b>	<b>15</b>
3.1	Übergreifende Begriffsverwendung .....	15
3.2	Behandlung der Variantenvielfalt in der Auslegung .....	16
3.2.1	Komplexität in Form von kombinatorischer Vielfalt .....	17
3.2.2	Ansätze aus der Systemtheorie und C&C <sup>2</sup> -A .....	19
3.2.3	Modularisierung und der Integrierte PKT-Ansatz .....	23
3.3	Strukturdynamik .....	33
3.3.1	Modellvorstellung des Ein-Massen-Schwingers mit viskosem Dämpfer ...	33
3.3.2	Die drei Domänen der Auswertung dynamischer Systeme .....	36
3.3.3	Schwingverhaltensbeschreibung mit Frequenzantwortfunktionen .....	37
3.3.4	Systemidentifikation und Parameterschätzung .....	42
3.4	Auslegung von Kabineninterieur unter dynamischen Lasten .....	46
3.4.1	Nachweisführung für Flugzeugkabineninterieur .....	46
3.4.2	Allgemeiner Leichtbau unter dynamischen Lasten .....	48
3.5	Dynamische Substrukturierung .....	52
3.5.1	Bewertung und Auswahl eines geeigneten Kopplungsverfahrens .....	53
3.5.2	Formulierung der Kopplung mit Frequenzantwortfunktionen .....	56
3.5.3	Entkopplung .....	60
3.6	Bewertung des Standes der Wissenschaft .....	63
<b>4</b>	<b>Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Kabineninterieur .....</b>	<b>65</b>
4.1	Schwinguntersuchungen von Sandwichplatten .....	67
4.2	Gesamtstrukturidentifikation einer vereinfachten Partition .....	75
4.3	Gesamtstrukturidentifikation einer Galley .....	81
4.4	Substrukturidentifikation Literature Pocket .....	90

4.5	Substrukturidentifikation Galley-Öfen .....	94
<b>5</b>	<b>Methodischer Ansatz zur Dynamik-Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen</b> .....	<b>101</b>
5.1	Übersicht und Ablauf des methodischen Ansatzes .....	102
5.2	Phase 1: Modellvorbereitung .....	104
5.2.1	Ausgangspunkt modulare Produktstruktur .....	108
5.2.2	Detaillierung der dynamischen Substrukturierung .....	112
5.3	Phase 2: Systemidentifikation jedes Moduls .....	122
5.3.1	Modul-FRF aus einem modalen Schätzmodell .....	125
5.3.2	Modul-FRF aus einer vollständigen FEM-Simulation .....	126
5.3.3	Modul-FRF aus einem Black-Box-Test .....	129
5.4	Phase 3: Modellsynthese für jede Variante und Beladungsvariation .....	133
5.4.1	Betrachtung der Vorhersagequalität des Demonstrationsbeispiels .....	135
5.4.2	Kombinatorische Vielfalt des Demonstrationsbeispiels .....	138
5.5	Das entwickelte Software-Werkzeug zur Unterstützung .....	139
<b>6</b>	<b>Evaluierung und beispielhafte Umsetzung</b> .....	<b>143</b>
6.1	Validierung in realitätsnahen Vergleichsuntersuchungen .....	143
6.2	Beispielhafte Umsetzung in die Detailauslegung und Konstruktion .....	150
6.3	Betrachtung der Aussagegenauigkeit .....	153
6.4	Zum Nutzen des methodischen Ansatzes .....	155
6.5	Einordnung in andere Arbeiten zum Themengebiet .....	158
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>161</b>
<b>Anhang A – weitere Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Kabineninterieur</b> .....		<b>165</b>
A1	Gesamtstrukturidentifikation an einem Doghouse .....	165
A2	Substrukturidentifikation eines Wandmonitors .....	168
A3	Substrukturidentifikation eines Baby Bassinets .....	171
<b>Anhang B – Weitere Informationen zu den durchgeführten Versuchen und Berechnungen</b> .....		<b>177</b>
B1	Parameterschätzung auf Basis von linearen Ein-Massen-Schwingern .....	177
B2	Betrachtung von Fehlereinflüssen und Messgenauigkeit .....	184
B3	Verwendete Sensorik in den durchgeführten Prüfläufen .....	190
B4	Übersicht über die Versuchsparameter der durchgeführten Messläufe .....	192
B5	Messungen zu dynamischen Anregungen in der Flugzeugkabine .....	200
B6	Auszüge zum Modular Dynamic Substructuring Tool .....	202
<b>Literatur</b> .....		<b>207</b>

# Abkürzungsverzeichnis

AMC	=	Acceptable Means of Compliance
AO	=	Air Outlet (Luftauslass)
ARC	=	Areas of Research and Contribution
ARX	=	Auto regression (Autoregression)
ARMAX	=	Auto regression moving average (Autoregression mit gleitendem Mittelwert)
BB	=	Baby Bassinet (Baby-Körbe)
BM	=	Beverage Maker (Getränkzubereiter)
BMWI	=	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CAD	=	Computer Aided Design
CAE	=	Computer Aided Engineering
CFK	=	Carbon-Faserverstärkter Kunststoff
CL	=	Cover Layer (Deckschicht)
CMS	=	Component Mode Synthesis
CONM	=	Concentrated Mass Element
CS	=	Certification Specification
C&C <sup>2</sup> -A	=	Contact and Channel Approach
DFG	=	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DH	=	Doghouse
DIN	=	Deutsches Institut für Normung
DoF	=	Degrees of Freedom (Freiheitsgrade)
DSM	=	Design Structure Matrix
DV	=	Drain Valve (Ausflussventil)
EASA	=	European Aviation Safety Agency
EMPC	=	Equivalent Multi-Point Connection
EP	=	E-Panel (Schaltpanel)
FAA	=	Federal Aviation Administration
FAR	=	Federal Aviation Regulations
FBA	=	Frequency Based Assembly, analog zu FBS
FBS	=	Frequency Based Substructuring (Frequenzbasierte Substrukturierung)
FE	=	Finite Elemente
FEM	=	Finite-Elemente-Methode
FFT	=	Fast Fourier Transformation
FINE	=	Förderprogramm Fast Innovation Networks
FKV	=	Faserverstärkte Kunststoffe
FRF	=	Frequency Response Function (Frequenzantwortfunktion)
GAMA	=	General Aviation Manufacturers Association
GFK	=	Glas-Faserverstärkter Kunststoff
GVT	=	Ground Vibration Test
KOS	=	Koordinatensystem
LA	=	Lower Attachment (untere Anbindung)
LP	=	Literature Pocket (Zeitschriftenhalter)
LuFo	=	Förderprogramm Luftfahrtforschung
MAC	=	Modal Assurance Criterion
MDS	=	Modular Dynamic Substructuring
MIG	=	Module Interface Graph
MIM	=	Module Identification Matrix
MIMO	=	Multiple Input Multiple Output
ML	=	Main Layer (Haupttragschicht)
MO	=	Monitor

---

MPC	=	Module Process Chart
OV	=	Oven (Ofen)
OX	=	overexpanded (überexpandierter Wabenkern)
PET	=	Polyethylenterephthalat
PKT	=	Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik an der TUHH
PP	=	Partition Panel
PSD	=	Power Spectral Density (Leistungsdichtespektrum)
RBE	=	Rigid Body Element
RTCA	=	Radio Technical Commission for Aeronautics
RW	=	Runway (Start- / Landebahn)
SAFESA	=	Safe Structural Analysis
SC	=	Stowage Compartment (Staufach)
SEI	=	Sustained Engine Imbalance/Blade Loss Windmilling
SISO	=	Single Input Single Output
SNR	=	Signal to Noise Ratio
SP	=	Sandwich Panel
SU	=	Standard Unit (Standard-Einschub-Container)
TC	=	Trolley Compartment (Trolley-Einschubbereich)
TPA	=	Transfer-Pfad-Analyse
TUHH	=	Technische Universität Hamburg-Harburg
UA	=	Upper Attachment (obere Anbindung)
VDI	=	Verein Deutscher Ingenieure

# Nomenklatur

A	= Amplitude der Schwingung
a	= Beschleunigung
B	= Kopplungsmatrix
b	= einzelner Dämpfungskoeffizient
C	= Matrix von Dämpfungseigenschaften
e	= Störgröße
F	= Kraft
f	= Vektor von Kräften
G	= Strukturdämpfungskoeffizient
g	= Vektor von Kräften
H	= Übertragungsfunktion (wechselnd belegt); Matrix oder Einzelfunktion
j	= Komplexer Zahlenteil
K	= Matrix von Steifigkeitseigenschaften
k	= Steifigkeitskoeffizient
L	= Nullraum der Kopplungsmatrix
M	= Matrix von Masseneigenschaften
m	= zentrale Punktmasse eines Ein-Massen-Schwinger-Systems
N	= Nicht-lineare Wiederherstellungskraft
Q	= Qualitätsfaktor
t	= Zeit
U	= Volumen
u	= Verschiebung
V	= Verstärkungsfaktor
x	= Weg, Position, Verschiebung; Vektor oder Einzelwert; ggf. auch Eingangsgröße
y	= Ausgangsgröße
Z	= Receptance/Compliance, Matrix oder Einzelfunktion
$\zeta$	= Dämpfungsrate
$\omega$	= Frequenz in Radiant

Alle Größen, bis auf die Beschleunigung, werden in SI-Einheiten angegeben, ggf. mit einem Präfix. Die Angabe der Beschleunigung erfolgt in [g], dem Vielfachen der Erdbeschleunigung entsprechend  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Diese in internationaler Literatur gebräuchliche Angabe vereinfacht die Korrelation zur Erdbeschleunigung bei den angegebenen Frequenzantwortfunktionen.

# 1 Einleitung

Durch eine stärkere Ausrichtung der Industrie auf die Anforderungen ihrer Kunden steigt die Anzahl der zu entwickelnden Produktvarianten [Kra14]. Diese müssen speziell auf die jeweiligen Anforderungen ausgelegt werden. Eine zunehmende Anzahl an Produktvarianten bedeutet somit eine Vervielfachung des Auslegungsaufwands. Gerade bei der beispielsweise im Flugzeugbau erforderlichen Auslegung für stationäre dynamische Lasten lassen sich selbst kleine Änderungen üblicherweise nicht auf simple Vereinfachungen herunterbrechen und machen so eine vollständige detaillierte dynamische Analyse notwendig. Diese ist im Flugzeugbau aus Sicherheitsgründen für zahlreiche Lastfälle gefordert. Weiterhin ermöglicht sie eine Gewichtsoptimierung der Konstruktion. Das Gewicht des Flugzeugs hat erheblichen Einfluss auf den Treibstoffverbrauch, auf die Abgasemissionen und auf die Betriebskosten. Entsprechend verfolgt auch die Auslegung von Interieur der Flugzeugkabine ein Leichtbauziel sowie die Erfüllung der Sicherheitsanforderungen und kundenspezifischer Komfortaspekte der Airlines.

Gerade die zur Diversifikation zwischen konkurrierenden Airlines besonders geeignete Flugzeugkabine weist nur niedrige gefertigte Stückzahlen pro Variante auf. Die Auslegung von Flugzeugkabineninterieur unter dynamischen Lasten ist entsprechend mit einem hohen Aufwand pro gefertigter Stückzahl verbunden.

## 1.1 Problemstellung

Ohne gezielte Ansätze zur Beherrschung der Variantenvielfalt, wie die variantengerechte Produktgestaltung oder die modulare Produktstrukturierung, bedeutet eine Zunahme der Variantenvielfalt bei gleichbleibend engen Zeitkontingenten für die Entwicklung weniger Zeit für die Auslegung jeder Variante. Dies verringert im Mittel den Ausnutzungsgrad der Strukturen, da Universallösungen über alle Varianten hinweg auf den jeweiligen Worst-Case ausgelegt werden müssen. Diese Überdimensionierung widerspricht dem Leichtbauziel.

Ohne spezifische Modellparameter für die zahlreichen varianten Leichtbaustrukturen kann nur eine rudimentäre Auslegung mit erheblichen Zuschlägen erfolgen, um dadurch die hohen Unsicherheiten der nur vagen Abschätzungen ohne exakte Modellparameter abzuschern. Da für Flugzeugkabineninterieur verlässliche Dämpfungsparameter für die zahlreichen Varianten der zusammengesetzten Strukturen nur aufwendig zu bestimmen sind, wird bei Schwingungsproblemen häufig auf eine Versteifung der Struktur zurückgegriffen. So möchte man ein Aufschwingen der nur geringfügig gedämpften Leichtbaustrukturen im Frequenzbereich von tiefen mechanischen Schwingungen mit hoher Leistungsdichte vermeiden. Für die dabei anvisierte Frequenzverschiebung muss die notwendige Versteifung allerdings in erheb-

lichem Umfang erfolgen, was auch mit einer signifikanten Zunahme der Masse einhergeht. So verringert sich die Ausnutzung der verwendeten Sandwich-Materialien durch die Versteifung, während sich die Masse weiter erhöht. Damit reduziert die Auslegungsstrategie des Versteifens den Leichtbauvorteil der Sandwich-Materialien wegen der geringen Materialdämpfung in erheblichen Umfang.

Andere Auslegungsstrategien basieren auf einer detaillierten mechanischen Analyse und ermöglichen so eine bessere Ausnutzung der Leichtbaumaterialien bei geringerem Gewicht. Gerade die üblicherweise verwendeten Sandwich-Materialien mit Decklagen aus Faserkunststoffverbunden und Kernen aus Aramidpapier haben ein hohes Leichtbaupotential bei einem sinnvollen, lastgerechten Einsatz. Die detaillierte Analyse benötigt allerdings valide Modellparameter. Beim Schwingverhalten ist die Dämpfung von besonderer Bedeutung, da sie die Stärke des Aufschwingens in der Resonanz bestimmt. Bei den untersuchten Sandwichstrukturen liegt das Lehr'sche Dämpfungsmaß der Sandwichplatten nicht selten bei 1%, was einer 50-fachen Verstärkung gegenüber der Anregung bedeutet. Sind die Leichtbaustrukturen aus vielen Komponenten zusammengesetzt, so können relevante schwingungstilgende Effekte in ähnlicher Größenordnung auftreten. Bei einer geeigneten Berücksichtigung des Schwingverhaltens aller Substrukturen lässt sich das Schwingverhalten des Gesamtsystems berechnen und bewerten. Liegt ein solches Modell vor, kann im Rahmen einer Auslegung durch gezielte Nutzung von schwingungstilgenden und frequenzverschiebenden Effekten das Schwingverhalten stark beeinflusst werden.

Der bereits existierende *Integrierte PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien* ermöglicht es, dem Kunden gegenüber eine hohe externe Varianz mit einer kleinen internen Varianz bereitzustellen [Kra14]. Allerdings muss das Konzept modularer Produktfamilien in die dynamische Auslegung mit der Kopplung von Substrukturmodellen überführt werden, um so eine Schwingungsauslegung von Leichtbaustrukturen über alle Varianten einer Produktfamilie hinweg mit möglichst geringem Aufwand durchführen zu können.

## 1.2 Aufgabenstellung

Es ist ein methodisches Vorgehen zu entwickeln, welches die bislang getrennt betrachteten Themenbereiche der Strukturmechanik und der modularen Produktstrukturierung zur Lösung der Variantenproblematik in der Leichtbau-Auslegung unter stationären dynamischen Lasten zusammenführt. Um eine Schwingungsauslegung von variantem Kabineninterieur mit präzisen Simulationsmodellen unterstützen zu können, sind weiterhin Versuchsreihen zur Bestimmung des Schwingverhaltens von Kabinenmonumenten und deren Substrukturen notwendigerweise durchzuführen und die dort gewonnenen Erkenntnisse in einen neuen methodischen Ansatz zu integrieren. Für die praktische Umsetzung sind weiterhin konkrete Empfehlungen für den Anwendungsfall von Leichtbaustrukturen in einer Schwingungsauslegung auf Basis einer detaillierten mechanischen Analyse notwendig. Ebenso sind die notwendigen Modelle für die Beschreibung des Schwingverhaltens der verwendeten Leichtbaumaterialien und den daraus zusammengesetzten Strukturen zu ermitteln.

Um die Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen in der Flugzeugkabine unter stationären dynamischen Lasten unterstützen zu können, sind drei Bereiche zu erarbeiten:

- Modelle aus Testdaten  
Geeignete Modellparameter oder Beschreibungen des Schwingverhaltens für eine simulative Prognose in der Auslegung sind bereitzustellen. Da diese bislang vielfach fehlen, wird auf Grund der hohen Unsicherheiten mit hohen Sicherheitsfaktoren gearbeitet, was dem Leichtbauziel mit einer optimalen Ausnutzung der Struktur widerspricht.
- Verschmelzen der Themenbereiche  
Die zur Beherrschung der Variantenvielfalt geeignete modulare Produktstrukturierung muss in die Auslegung übertragen werden. Ebenso ist die dynamische Substrukturierung für eine Anwendung auf die Variantenvielfalt zu einem neuen kombinierten methodischen Ansatz weiterzuentwickeln.
- Unterstützung der Schwingungsauslegung  
Die Ergebnisse sind in einem methodischen Ansatz zur Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen unter stationären dynamischen Lasten anwendungsgerecht zusammenzuführen.

Mit dem Vorgehen sollen die bislang verwendeten Sicherheitsaufschläge reduziert und die Leichtbauausnutzung durch präzisere Berechnungsmodelle auch bei hoher Variantenanzahl verbessert werden. So wird die durch Modellunsicherheiten und nicht variantengerechte Auslegung verursachte Überdimensionierung reduziert, was sich positiv auf Gewicht und Treibstoffverbrauch auswirkt.

Die Betrachtung des Kabineninterieurs fokussiert sich dabei auf Kabinentrennwände (*Partitions*) und Flugzeughordküchen (*Galleys*) sowie auf Teilstrukturen davon. Zu den Anbauteilen der *Partitions* und *Galleys* zählen beispielsweise Monitore, Zeitschriftenhalter (*Literature Pockets*), Sitzreihenstauflächen (*Doghouses*) oder Baby-Körbe (*Baby Bassinets*). Als Einbauteile werden die einschiebbaren Ofeneinheiten in den *Galleys* betrachtet.



## 2 Hintergründe zum Problemfeld

Das Problemfeld der Arbeit setzt sich aus den Teilaspekten der dynamischen Anregungen in der Flugzeugkabine und den Herausforderungen der Auslegung bei einer hohen Variantenvielfalt zusammen. Die beiden Teilaspekte werden im Folgenden näher betrachtet.

### 2.1 Dynamische Anregungen in der Flugzeugkabine

Auf Verkehrsflugzeuge wirken unterschiedlichste statische und dynamische Lasten in verschiedenen Lastfällen ein, siehe auch [Wri08]<sup>1</sup>:

- Flugmanöverlasten (quasi-statisch, dynamisch-stationär oder dynamisch-transient)
- Lasten aus Böen und Turbulenzen (dynamisch-stationär oder dynamisch-transient)
- Bodenmanöverlasten (dynamisch-transient oder begrenzt dynamisch-stationär)

Für die Auslegung ganzer Flugzeuge wird die Interaktion von aerodynamischen, elastischen und Massenträgheitskräften unter dem Begriff *Aeroelastizität* zusammengeführt [Wri08].

Da die vorliegende Arbeit sich im Rahmen der Anwendungs- und Evaluierungsbeispiele auf die Auslegung von Kabineninterieur von Verkehrsflugzeugen fokussiert, sind vornehmlich solche Lasten von Interesse, welche sich von der Flugzeugprimärstruktur auf die Kabine fortpflanzen oder erst dort verursacht werden. Diese wurden in einer Recherche zu normativen Vorgaben und in Workshops mit einem namhaften Kabineninterieurhersteller aufgenommen. Im industriellen Kontext beschränkt sich die Auslegung von Kabinenmonumenten dabei derzeit überwiegend auf statische Vergleichsuntersuchungen [Gam09], auch wenn der eigentliche Lastfall dynamisch auftritt. Gerade bei stationären, periodischen dynamischen Lasten, welche in Abhängigkeit des Schwingverhaltens der Strukturen zu einem starken Aufschwingen führen können, bietet der aktuelle Stand der Technik ein großes Verbesserungspotential hinsichtlich einer angemessenen Berechnung des Schwingverhaltens, wie in Kapitel 3.4 aufgezeigt wird.

Bei den stationären dynamischen Lasten in der Kabine ist aus Sicherheitsgründen der *Turbine Blade Loss Windmilling-Lastfall* (auch *Sustained Engine Imbalance*) von besonderem Interesse. Hierbei wird der Fall einer durch Schaufelverlust verursachten Rotationsunwucht an einem beschädigten Triebwerk im Flug betrachtet. Insbesondere der Verlust einer oder mehrerer Schaufeln des großen Triebwerksfans verursacht eine hohe stationäre dynamische Anregung, die sich auch in die Kabine fortpflanzt. Bei einer geringen Dämpfung können große Kabinenmonumente wie Galleys hohe Kräfte in ihrer Anbindung an die Flugzeugstruktur

---

<sup>1</sup> siehe dort S. XV

verursachen, welche bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Wie in [Avi97] aufgezeigt, gewinnt die Betrachtung des Windmilling-Lastfalls zunehmend an Bedeutung, da neue verbrauchsoptimierte Triebwerke mit immer größeren Fan-Durchmessern zukünftig auch an kleineren Verkehrsflugzeugen Verwendung finden. Diese sind mit den größeren Triebwerken höheren stationären Lasten als bisher ausgesetzt, siehe auch [Gal81].

Unter Komfortaspekten sind dynamische Anregungen des Kabineninterieurs beispielsweise durch das Überfahren von Bodenebenen bei Start und Landung oder durch Turbulenzen im Flug für die Auslegung von Kabineninterieur von Interesse. Ein Vibrieren von an Monumenten befestigten Monitoren sowie störendes Klappern beeinflusst das Wohlbefinden des Passagiers und ist entsprechend zu vermeiden. Da Monitore zunehmend auch während der Start- und Landephase betrieben werden, gewinnt die Vibrationsvermeidung auch während Start und Landung an Bedeutung.

In der vorliegenden Arbeit werden daher die folgenden stationären dynamischen Lastfälle betrachtet

- periodische und zufällig verteilte dynamische Lasten aus dem Kontakt mit Bodenebenen bei Start und Landung - komfortrelevant
- Turbulenzlasten mit zufälliger statistischer Verteilung - komfortrelevant
- Turbine Blade Loss Windmilling - sicherheitskritisch

### 2.1.1 Dynamische Anregung unter Komfortaspekten

Um eine Abschätzung des Frequenzbereiches für spätere Untersuchungen zu erhalten, wurden Bewegungsmessungen von Verkehrsflugzeugen in Standardbetriebsituationen durchgeführt. In der frei verfügbaren Literatur, wie etwa [Gel09] und [Ger07], finden sich nur grobe Abschätzungen, welche Beschleunigungswerte beispielsweise auf Basis von Bodenebenheitsmessungen für ein virtuelles Flugzeug berechnen. Die eigenen Messungen der realen Beschleunigungen erfolgten mit handelsüblichen Smartphones und Tablets, welche mit Beschleunigungssensoren ausgestattet sind. Zur Absicherung der Ergebnisse wurden die Geräte mit rückführbaren Kalibriernormalen kalibriert und es wurden Gegenproben mit mehreren Geräten in Parallelmessungen durchgeführt. Allerdings sind die Ergebnisse auf Grund der Klemmfixierung und ohne detaillierte Untersuchung der Beiträge zur Messunsicherheit eher als Abschätzung zu betrachten. Auch lassen die 51 verfügbaren Messungen zu Start-, Lande- und Turbulenzphasen keine Aussage über sicherheitskritische Maximalwerte zu, sondern ergeben ein Querschnittsbild in typischen Standardsituationen. Die Messungen eignen sich allerdings für eine Betrachtung unter Komfortaspekten, da Extremszenarien vor allem unter Sicherheitsgesichtspunkten betrachtet werden und Komfortbeeinträchtigungen in diesen Fällen akzeptierbar sind. Die Messungen erfolgten an der steifen Anbindung zu den Sitzschienen im Kabinenboden. Diese dienen neben der Befestigung der Sitze auch zur Befestigung von Kabinenmonumenten und stellen damit einen guten Bezugspunkt für die Einleitung der Fußpunkterregung in Kabinenmonumente dar. Die 24 Messungen zu Landungen, 20 Messungen zu Startvorgängen und sieben Turbulenzmessungen sind in Anhang B5 aufgelistet und erfolgten ohne Funkbetrieb im Flugmodus.

### Bodenebenenheiten

Bei Taxi, Start und Landung entsteht durch das schnelle Überfahren von Bodenebenenheiten eine dynamische Anregung aus der Interaktion von Trägheitslasten auf dem Fahrwerk und dem Boden. Im Falle von äquidistanten Unebenheiten, wie beispielsweise am Flughafen Stuttgart in Bild 1, entsteht bei einer beschleunigten Bewegung ein gleitender Frequenzgang, bei nicht gleichmäßigen Abständen hingegen eine rauschartige Anregung.



Bild 1: Start- und Landebahn des Flughafens Stuttgart-Echterdingen mit Unebenheiten an den Übergängen der dort verwendeten Betonplatten

Für die Messung eines Starts eines A319 auf Runway 25 in Stuttgart ergeben sich die in Bild 2 links dargestellten Rohdaten der Beschleunigungen in den drei translatorischen Raumachsen. Die Rohdaten im Zeitbereich wurden in zehn gleich lange Segmente zu 3,7 Sekunden unterteilt und mit Hilfe einer Fast-Fourier-Transformation in den Frequenzbereich übertragen. Diese werden als *Leistungsdichtespektrum* (Power Spectral Density, PSD) in Bild 2 rechts dargestellt, um so den Leistungsanteil über das Frequenzspektrum vergleichen zu können.

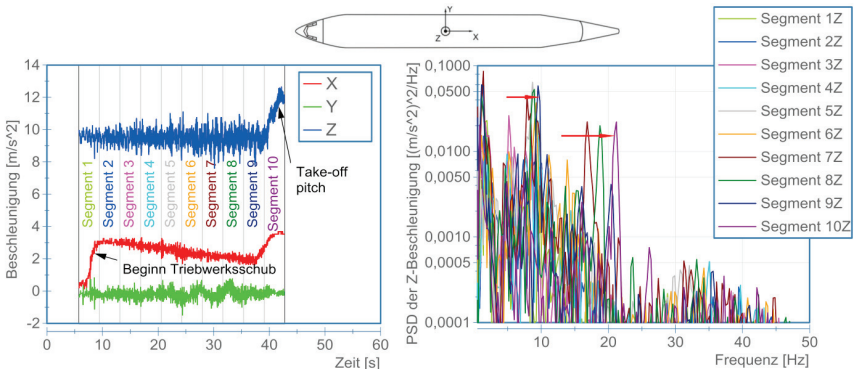


Bild 2: Beschleunigungsrohdaten und PSD-Analyse eines A319-Starts in Stuttgart, RW25

Es lässt sich ein Anstieg von dominanten Frequenzen mit zunehmender Rollgeschwindigkeit über die Segmente erkennen (siehe rote Pfeile). Bei einer Betrachtung im Zeitbereich treten in den Messungen während der Beschleunigung vor dem Abheben und bei der Bremsung

nach der Landung gelegentlich auch Beschleunigungsspitzen von bis zu 0,5 g auf. Dies deckt sich mit den Angaben in [Gie02]. Beim Aufsetzen zur Landung konnten in analog durchgeführten Untersuchungen transiente Ausschläge mit bis zu 0,8 g gemessen werden. In den Beispielen und Ausführungen nach [Gel09] und [Ger07] liegt die Grenze in Z-Richtung bei ca. 0,4 g für die dort berechneten Messpunkte im Schwerpunkt der betrachteten Flugzeuge (u.a. B737) bei Startbahnen mit üblichen Unebenheitshöhen. Wie in diesen Quellen dargestellt, tritt ab einer Schwelle von 0,4 g vertikaler Vibration beim Menschen ein Unbehagen oder bei bestimmten Frequenzen der Körperresonanz sogar ein intolerantes Befinden auf. Dies kann aus Untersuchungen, wie in [Gie87]<sup>1</sup> dargestellt, abgeleitet werden. Weiterhin hat sich dieser Wert in der Luftfahrt als üblicher Grenzwert für eine noch zu tolerierende Unebenheit der Start- und Landebahnen etabliert [Ger07]<sup>2</sup>, da beim Überschreiten Ermüdungserscheinungen aufzutreten beginnen; siehe hierzu auch die umfangreichen Tests mit Menschen auf Schwingprüfständen in [Woo67].

Beim Vergleich mit den wenigen vorhandenen Quellen deckt sich das in Bild 2 rechts dargestellte PSD-Start-Spektrum mit dem im Frachtraum einer B747 gemessenen Spektrum eines Startvorgangs auf dem John-F.-Kennedy-Flughafen von New York, [Fur05, Tro88].

Für die hier verfolgte Auslegung ist festzuhalten, dass in dem in Bild 2 logarithmisch dargestellten Leistungsdichtespektrum keine relevanten Schwinganregungsanteile oberhalb von 20 Hz auftreten. Die Auswertung der verfügbaren Landemessungen auf unterschiedlichen Flughäfen mit verschiedenen Flugzeugen zeigt, dass die höchsten Anteile üblicherweise unterhalb von 10 - 15 Hz auftreten.

Gleiches gilt für Anregungsanteile in der X-Richtung. Insbesondere Partitions als schlanke Plattenstrukturen neigen zu einem Aufschwingen mit der ersten globalen Mode in dieser Richtung. Zwar sind die Anregungsniveaus in X-Richtung geringer als in Z-Richtung (hier Faktor 1/3), allerdings immer noch deutlich oberhalb des allgemeinen Rauschsignals des Start- und Landevorgangs. Im vorliegenden Messlauf traten in X-Richtung keine relevanten Frequenzanteile oberhalb von 15 Hz auf.

Neben den 20 Messungen zu Startvorgängen liegen 24 Messungen zu Landebewegungen vor. Hier treten während des Touch-Downs und dem folgenden Bremsvorgang höhere transiente und stationäre Amplituden auf (im Zeitbereich bis 0,8 g), die hohen Frequenzanteile liegen allerdings weiterhin unterhalb von 10 Hz, siehe auch Anhang B5.

### **Turbulenzen**

Bild 3 zeigt eine eigene Turbulenzmessung von 35 s Dauer im Reiseflug. Für eine bessere Darstellung der geringeren Amplituden im stationären Flugzustand wurde die Erdbeschleunigung aus den Zeitbereichsdaten (links in Bild 3) entfernt. Die Frequenzbereichsdarstellung ist aus Gründen der Vergleichbarkeit analog zu Bild 2 erstellt. Die Messung zeigt im Zeitbereich maximale Spitzen unterhalb von 0,1 g (vgl. Bild 3 links). Werden in der Auswertung weiterhin turbulente Landeanflüge mit einbezogen, so sind hier im Zeitbereich Beschleuni-

---

<sup>1</sup> siehe dort S.44-23

<sup>2</sup> siehe dort S.8

gungsausschläge mit bis zu 0,4 g Amplitude vertikal gemessen worden, siehe auch Anhang B5. Über mehrere Messungen hinweg zeigt sich, dass deutlich spürbare Turbulenzen häufig in einem Frequenzbereich bis 5 Hz, teilweise bis 10 Hz, liegen. Hohe Ausschläge liegen bei 1 Hz und weniger, resultierend aus den langsamen, teilweise eher transienten Fall- und Steigphasen des Flugzeugs bei Turbulenzen. Der restliche Frequenzbereich ist vernachlässigbar, wie in der logarithmischen Darstellung von Bild 3 ersichtlich.

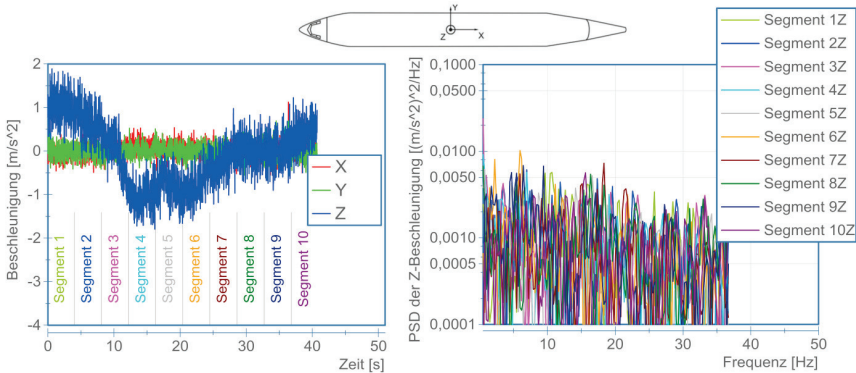


Bild 3: Turbulenzmessung im Zeit- und Frequenzbereich für Beschleunigungen  $[m/s^2]$  in Z-Richtung

Der interessante Frequenzbereich bis maximal 10 Hz findet sich auch für Anregungen in X-Richtung, wie sie für Partitions besonders kritisch sind, wieder. Allerdings sind die Beschleunigungsniveaus in X-Richtung häufig deutlich geringer. So wurden in einigen Messungen von Landeanflügen bei einer Betrachtung im Zeitbereich einzelne Beschleunigungsspitzen in X-Richtung von 0,15 - 0,2 g gemessen.

### 2.1.2 Sicherheitskritische Unwucherregung bei Triebwerksschäden

Die von den Luftfahrtbehörden geforderten Nachweise der *Sustained Engine Imbalance* bilden den Zustand ab, in dem nach einem Triebwerksschaden mit Schaufelverlust das Triebwerk abgeschaltet, aber durch den Fahrtwind noch weiter angeströmt und dadurch bis zum Stillstand des Flugzeugs weiter rotiert, weswegen dieses als *Windmilling* bezeichnet wird. Ein Schaufelverlust kann durch eingesaugte Fremdobjekte wie Vögel, einen Compressor Stall, unzulässige Betriebszustände, wie zu hohe Drehzahlen, thermische Spannung und generelle Materialermüdung, verursacht werden. Eine Bremse der Welle existiert nicht, da ein fixiertes Triebwerk eine zu starke Erhöhung des Luftwiderstandes bedingt und ein Erreichen des nächsten Landeplatzes unmöglich werden könnte.

Der Aufbau eines konventionellen Triebwerks einer Passagiermaschine ist in Bild 4 dargestellt.

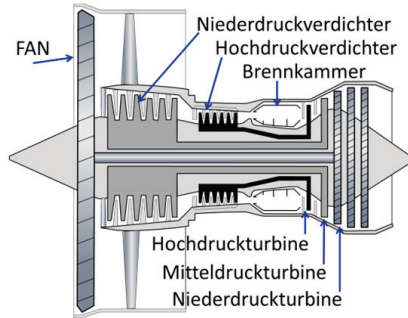


Bild 4: Triebwerksquerschnitt nach [Brä09]

Der Verlust von Triebwerksschaufeln und insbesondere der Verlust einer der vorderen großen Fan-Schaufeln verursacht eine erhebliche Rotationsunwucht. Bild 5 zeigt den Verlust von Fan-Schaufeln eines Rolls-Royce-Triebwerks, Typ Trent 892. Die Masse jeder Schaufel beträgt ursprünglich  $11,7 \text{ kg}^1$ .

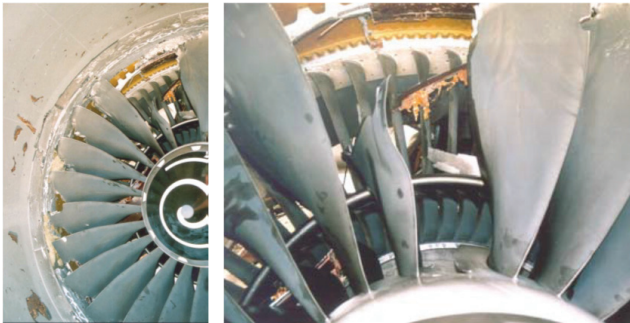


Bild 5: Verlust von Fan-Schaufeln eines Rolls-Royce Trent 892 nach einem Ermüdungsschaden, Quelle: [Ats01]

Die resultierende Rotationsunwucht verursacht hohe Lasten auf den Lagern und den damit verbundenen Strukturen [Gal81]. Die Unwuchterregung pflanzt sich über Triebwerksaufhängung, Flügel und Flügelmittelkasten auf den Rumpf und damit auch in die Kabine fort. Dies wird insbesondere durch die niedrige Strukturdämpfung der globalen Flugzeugmoden begünstigt und kann somit auch lokal deutlich verstärkt werden. In [Avi97] werden für eine Boeing B777 Dämpfungswerte aus einem Ground-Vibration-Test im Bereich von  $0,35\% - 5,4\%^2$  kritischer Dämpfungsrate für die Moden im Frequenzbereich bis  $25 \text{ Hz}$  angegeben. Für ein lineares Ein-Massen-Schwinger-System bedeutet dies ein Aufschwingen mit lokalen Verstärkungsfaktoren des Antwortverhaltens auf die Anregung zwischen Faktor 143 (bei  $0,035\%$ ) und Faktor 9 (bei  $5,4\%$ ). Dies verdeutlicht die Wichtigkeit der heutzutage durchge-

<sup>1</sup> siehe dort S. 10

<sup>2</sup> siehe dort S. 10-6 und 10-7

fürten ganzheitlichen Betrachtung des Schwingverhaltens im Flugzeug mit einer Überprüfung aller relevanten Schnittstellenlasten bei den dort lokal auftretenden Beschleunigungen. Der sicherheitskritische SEI-Nachweis gewinnt insbesondere mit dem Trend zu immer größeren Triebwerken auch an kleineren Passagierflugzeugen, wie dem Airbus A320neo, immer größere Bedeutung.

Laut der Luftfahrtspezifikation EASA CS25 [Eas12]<sup>1</sup> müssen bei einem SEI-Fall ein sicherer Weiterflug und eine sichere Landung möglich sein. Dies bedeutet, dass die in der Kabine befindlichen Monumente, wie beispielsweise Bordküchen mit ihrer Masse von bis zu 1500 kg, an ihrem Ort bleiben und sich nicht durch die Kabine bewegen, da dies die Flugfähigkeit beeinflussen, Passagiere gefährden oder Schäden an der Primärstruktur verursachen kann, näheres siehe Kapitel 3.4.1.

In [Eas12]<sup>2</sup> wird weiterhin aus einer statistischen Analyse von Daten der letzten 25 Jahren und dem Report „Engine Windmilling Imbalance Loads Final Report“ [Avi97] abgeleitet, dass die Wahrscheinlichkeit des Verlustes einer Fan-Schaukel mit einem einstündigen Weiterflug bis zur nächsten Landemöglichkeit (diversion mission) in der Größenordnung von  $10^{-7}$  zu  $10^{-8}$  pro Flugstunde liegt. Die Wahrscheinlichkeit des Verlustes einer Schaukel und einem Weiterflug zur nächsten Landemöglichkeit von 180 min beträgt  $10^{-9}$  oder weniger pro Flugstunde. Die Datenbasis der Windmilling-Fälle in [Avi97] stammt aus dem Zeitraum von Beginn des kommerziellen Jetbetriebs bis Mitte der 1990er Jahre. In diesem Zeitraum sind sechs Fälle von Lagerverlust und 146 Windmilling-Fälle mit Schaukelverlust innerhalb von 426 Millionen Flugstunden aufgetreten. Bei einem Flugstundenaufkommen an gewerblichen US-Inlandsflügen von 13.387.124 Stunden im Jahr 2012 laut [Bts13]<sup>3</sup> ergeben sich mit der aus den Vergangenheitsdaten ermittelten Wahrscheinlichkeit einige wenige SEI-Ereignisse pro Jahr für die Betrachtung mit durchschnittlich einer Flugstunde bis zur Landung bei US-Inlandsflügen. Dabei geht diese Berechnung vereinfachend davon aus, dass alle gewerblichen US-Flugstunden mit entsprechenden turbinengetriebenen Flugzeugen erbracht wurden.

Die in dem Zeitraum bis 1996 bekannten Fälle zeigen, dass bei den Flugzeugen bis dahin eine ausreichende Reserve der Lasttragfähigkeit auch für den SEI-Fall vorlag. Da dies laut dem Report [Avi97]<sup>4</sup> für zukünftige Flugzeuge nicht automatisch gegeben ist, werden darin Kriterien entwickelt, die in die behördlichen Richtlinien in [Eas12] übernommen wurden. Gerade der Trend zu treibstoffsparenden Triebwerken mit möglichst großem Fan-Durchmesser auch an kleineren Kurzstreckenflugzeugen bedeutet eine erhebliche Vergrößerung der Unwuchtlast im Verhältnis zur kleinen Flugzeugmasse im Falle eines Fan-Schaukelverlustes. Aus diesem Grund findet für den Windmilling-Fall bei neuen Flugzeugentwicklungen eine Nachweissführung statt.

---

<sup>1</sup> siehe dort vor allem AMC 25-24

<sup>2</sup> siehe dort S. 2-GEN-79 und 2-GEN-80

<sup>3</sup> Domestic Revenue Aircraft Hours (Airborne) (Jan 2012 - Dec 2012), passenger traffic

<sup>4</sup> siehe dort S. 154

## 2.2 Herausforderungen einer hohen Variantenvielfalt an die Dynamik-Auslegung

Der Airline-Wunsch nach einem kundenspezifischen Kabinenlayout für unterschiedliche Flugzeuge von verschiedenen Flugzeugherstellern auf diversen Streckenprofilen führt zu zahlreichen Produktvarianten, die ein Kabinenhersteller in diesem Käufermarkt anbieten muss. Eine hohe Variantenvielfalt führt laut HEINA zu negativen Auswirkung auf Gemeinkosten, Qualität, Zeit und Flexibilität [Hei99]. Allerdings stellt das Angebot der vom Kunden als externe Varianz gewünschten Variantenvielfalt grundsätzlich einen Wettbewerbsvorteil dar [Hei99]. Es gilt allerdings, diese externe Varianz dem Kunden gegenüber mit einer möglichst geringen internen Varianz zu erzeugen, um den resultierenden Aufwand für den Hersteller möglichst gering zu halten [Kra11a].

Im Folgenden werden insbesondere die Auswirkungen auf die Auslegung für das Beispiel von Kabinentrennwänden (üblicherweise als *Partitions* oder *Class Divider* bezeichnet) aufgezeigt. Dazu ist in Bild 6 ein kleiner Auszug unterschiedlicher Partition-Varianten eines namhaften Kabineninterieurherstellers dargestellt.

Die in [Jon12] vorgestellte Studie bietet eine Datenbasis, mit deren Hilfe sich das Problem für Partitions näher beschreiben lässt, siehe auch [Pla14a]. So nahm die Anzahl an ausgelieferten Varianten der Partitions bei dem untersuchten Hersteller in den Jahren 2009 und 2010 um 50% auf eine dreistellige Anzahl zu. Im gleichen Zeitraum sank die produzierte Stückzahl je Variante auf weniger als 4 Stück. Zwar stieg die Stückzahl pro Variante im Jahr 2011 wieder auf gut 5 Stück, allerdings ist damit immer noch ein hoher Entwicklungsaufwand bezogen auf die produzierte Stückzahl verbunden.

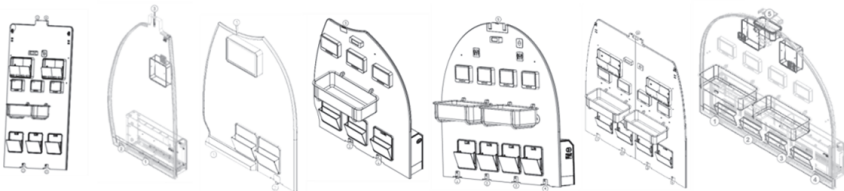


Bild 6: Produktvarianten von Partitions (Quelle: Diehl Service Modules GmbH, heute Diehl Comfort Modules GmbH), vgl. [Pla14a]

Die hohe Variantenvielfalt bei Partitions setzt sich aus drei Multiplikatoren zusammen:

- Verschiedene Panels
- Verschiedene Anbau-Elemente
- Verschiedene Attachments

Die Trennwände weisen schon beim Grundpanel unterschiedlichste Ausführungen und Abmessungen - beispielsweise gerade, geknickt, mit Fenster etc. - auf, wie in Bild 7 gezeigt.

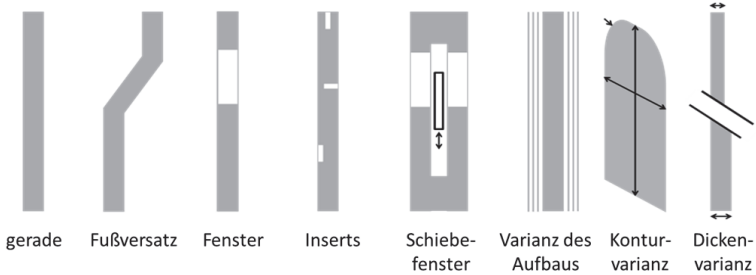


Bild 7: Variante Ausführungen des Panels bei Partitions

Für die Variantenvielfalt kommen zahlreiche unterschiedliche Anbauteile wie Monitore, Zeitschriftenhalter (Literature Pockets), Baby-Körbe (Baby Bassinets) und Staufächer als Multiplikator hinzu. Eine Auswahl ist in Bild 8 aufgezeigt.

Die Anbauteile werden häufig je nach Wunsch der auftraggebenden Airline kundenspezifisch gewählt und positioniert. Zusätzlich kommen je nach Flugzeugtyp und gewünschter kundenspezifischer Positionierung in der Kabine diverse verschiedene Anbindungen (*Attachments*) zum Einsatz. Die Kombination der drei Multiplikatoren Panel, Anbauteile und Attachments führt zu einer hohen Anzahl von Varianten im Produktprogramm der Hersteller mit nur geringen gefertigten Stückzahlen pro Variante.

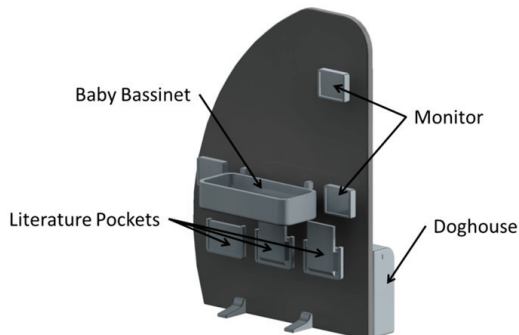


Bild 8: Verschiedene Anbau-Elemente einer Partition

Die Auslegung unter dynamischen Lasten ist häufig mit anspruchsvollen Berechnungen verbunden. Meist sind vereinfachende Abschätzungen nicht möglich, da verschiedene Parameter sich gegenseitig beeinflussen. So ist beispielsweise die Resonanzfrequenz abhängig von der Masse und der Steifigkeit des schwingenden Systems. Beide Parameter hängen allerdings über die konstruktive Gestalt zusammen und lassen sich in Vereinfachungen nicht unabhängig voneinander betrachten.

Wird jede Produktvariante separat berechnet, multipliziert sich auch der dahinterstehende Berechnungsaufwand entsprechend. Hinzu kommen die während der Auslegung durchgeführten auslegung-internen Parametervariationen zur Bewertung alternativer Lösungsgeo-

metrien und anderer Materialien, welche über die kombinatorische Vielfalt die Anzahl der durchzuführenden Berechnungen multiplikativ noch weiter erhöhen. In gemeinsamen Workshops mit einem namhaften Kabineninterieurhersteller ergab sich, dass dort bei einer variantenübergreifenden Berechnung von Partitions ca. 13.000 theoretisch durchzuführende Berechnungen zusammenkommen können.

Um die Berechnungsanzahl für die praktische Auslegung zu reduzieren, wird häufig versucht, die kritischen Kombinationen aus Lastfall, Geometrie und Materialwahl zu ermitteln und nur für diese eine detaillierte Berechnung durchzuführen. Während dies für statisch betrachtete Lastfälle mit gewissen Einschränkungen machbar ist (siehe dazu auch [Kra11b]), ist dies bei dynamischen Betrachtungen auf Grund der anspruchsvolleren Mechanik und der genannten Abhängigkeiten üblicherweise nicht mehr möglich. Weitere Ausführungen zur Auswirkung einer hohen Variantenvielfalt auf die Auslegung unter dynamischen Lasten finden sich auch in [Pla12] und [Pla14a].

Weiterhin müssen bei einer hohen Variantenanzahl ohne geeignete Gegenmaßnahmen nicht nur viele Berechnungen für eine Schwingungsauslegung durchgeführt werden, sondern auch Dämpfungswerte für jede individuell zusammengesetzte Variante bestimmt werden. Diese können auf Grund der zahlreichen nicht-linearen Kontakte bei beladenem Kabineninterieur nur variantenspezifisch in aufwendigen Gesamtsystemtests ermittelt werden, da prädiktive Vorhersagen von zusammengesetzten Strukturen mit nicht-linearer Kontaktdynamik schon bei einfacheren Strukturen nicht mehr zu geeigneten Ergebnissen führen, siehe auch [Bog07]. Fehlt die Kenntnis des variantenspezifischen Dämpfungseinflusses und sind keine geeigneten Maßnahmen zur Reduzierung der internen Variantenvielfalt in der Auslegung vorhanden, kann nur mit einer hohen Überdimensionierung gearbeitet werden, damit im anschließenden Gesamtsystem-Nachweis möglichst keine Probleme auftreten. Dies wird weiter dadurch verstärkt, dass in den zumeist eng gestrickten Entwicklungszeitplänen bei einer hohen internen Vielfalt keine Zeit mehr für Iterationsschleifen zur Optimierung jeder einzelnen Variante bleibt. Das Resultat sind häufig technisch ungünstige Lösungen, welche ein unnötig hohes Gewicht aufweisen, was sonstige Anstrengungen zur Gewichtsreduktion im Flugzeugbau konterkariert.

Aus diesen Gründen wird in der vorliegenden Arbeit eine Unterstützung der Auslegung von Kabineninterieur mit hoher Variantenanzahl unter dynamischen Lasten entwickelt. So werden Leichtbauoptimierungen gerade bei einer hohen Variantenanzahl und einer aufwändigen Auslegung unter stationären dynamischen Lasten durch eine Abbildung und Beherrschung der kombinatorischen Vielfalt in der Berechnung ermöglicht.

### 3 Stand der Wissenschaft

Für die Unterstützung der Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen unter stationären dynamischen Lasten sind vier thematisch getrennte Themenbereiche in einem neu zu entwickelnden Ansatz zusammenzuführen, siehe Bild 9.

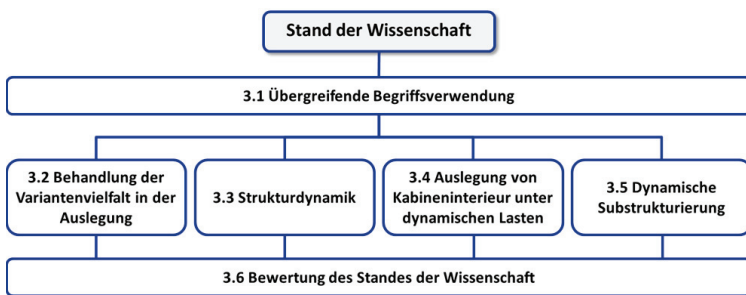


Bild 9: Aufbau des Kapitels zum Stand der Wissenschaft

Die Abdeckung der vier relevanten Themenbereiche im Stand der Wissenschaft bzw. die dort vorhandenen Lücken werden im folgenden Kapitel näher untersucht. Es folgt eine Anmerkung zur Verwendung von Begriffen in der vorliegenden Arbeit bei überlappender Begriffsdefinition in den einzelnen Themenbereichen. Andere fachspezifische Begriffe werden nur im jeweiligen Kapitel des Themenbereichs erläutert. Am Ende folgt eine Bewertung hinsichtlich relevanter Beiträge der Literatur und der bestehenden Lücken für die vorliegende Aufgabenstellung.

#### 3.1 Übergreifende Begriffsverwendung

Da ein Produkt oder Teile davon in späteren Kapiteln mit Begriffen aus unterschiedlichen Themenbereichen der Arbeit beschrieben wird, erfolgt hier eine kurze Abgrenzung der Begrifflichkeiten aus der thematischen Überlappung.

#### Hinweise zur Verwendung der Begriffe (Sub-)System, (Sub-)Struktur und Modul

Die Begriffe Subsystem, Substruktur und Modul werden in der Arbeit nicht als synonym betrachtet, auch wenn es sich in einem konkreten Fall um dasselbe physikalische Objekt handeln kann. Vielmehr richtet sich die Verwendung der Begriffe nach dem an der jeweiligen Stelle üblichen Literaturstandard des inhaltlichen Themengebiets. Dadurch wird eine Anknüpfung zur jeweiligen weiterführenden Literatur in den jeweiligen Fachdisziplinen gewährleistet.

- Bei einer systemtheoretischen Beschreibung werden die Begriffe *System*, *Subsystem* und *Supersystem* nach ROPOHL verwendet, siehe Kapitel 3.2.2.
- Im Kontext der Strukturodynamik werden die Begriffe *Struktur* und *Substruktur* verwendet, um beispielsweise den Beitrag einer Substruktur zum Schwingverhalten einer Gesamtstruktur zu beschreiben, siehe Kapitel 3.5.
- Die Modularisierung verwendet die Begriffe *Komponente* und das aus ein oder mehreren Komponenten bestehende *Modul* zur Bildung einer modularen Produktstruktur. Die Kombination mehrerer geeigneter Module bildet eine spezifische Produktvariante [Jon14], siehe Kapitel 3.2.3.

Wird dieselbe hierarchische Bezugsebene (nach ROPOHL, siehe Kapitel 3.2.2) verwendet, dann entspricht beispielsweise ein bestimmtes Modul nach der Modularisierung einer zugehörigen Substruktur, welche struktur-dynamisch analysiert werden kann. Werden mehrere Substrukturen entsprechend der modularen Produktstruktur in einer Synthese zusammengeführt, so kann das Verhalten der Gesamtstruktur bzw. des Produkts betrachtet werden. Systemtheoretisch entspricht dieser Vorgang der Systemsynthese von mehreren Subsystemen zu dem (Gesamt-)System.

Der Begriff *Kopplung* bzw. *Entkopplung* wird sowohl in der dynamischen Substrukturierung als auch in der Modularisierung verwendet. Bei der Modularisierung werden mit der Kopplung abstrakt betrachtete Relationen beispielsweise bezüglich des Energieaustausches oder der räumlichen Abhängigkeit von Komponenten und Modulen verstanden. In der dynamischen Substrukturierung wird unter dem Begriff Schnittstellen-Kopplung die Berechnung des Gesamtsystemverhaltens durch Einbeziehen von mehreren Substrukturmodellen in ein gemeinsames Gleichungssystem verstanden. Dabei müssen die Verschiebungsgleichheit und das Kräftegleichgewicht an den Schnittstellenknoten erfüllt sein.

Weitere, fachspezifische Definitionen werden in den zugehörigen Themengebieten vorgestellt, da hier keine übergreifende Einordnung und Definition notwendig ist.

### 3.2 Behandlung der Variantenvielfalt in der Auslegung

Wird in der Auslegung von Leichtbaustrukturen jede Variante separat betrachtet, multipliziert sich auch der dahinterstehende Berechnungsaufwand entsprechend. Diese dem Kunden zur Individualisierung angebotene und an seine spezifischen äußeren Randbedingungen geknüpfte Variantenvielfalt ist in Bild 10 links skizziert. Da während der Auslegung auch auslegungsinterne Parametervariationen, wie alternative Lösungsgeometrien und andere Materialien, durchprobiert werden, erhöht sich die kombinatorische Vielfalt und damit die Anzahl der durchzuführenden Berechnungen multiplikativ weiter. Die Darstellung in Bild 10 ist primär auf die Strukturauslegung ausgerichtet und wurde aus Workshops mit mehreren Berechnungsdienstleistern im *FINE-Network* und dem *CAE-Forum* heraus entwickelt und um die Aspekte der Produktvarianz und der Parametervariation erweitert, siehe auch [Pla12].

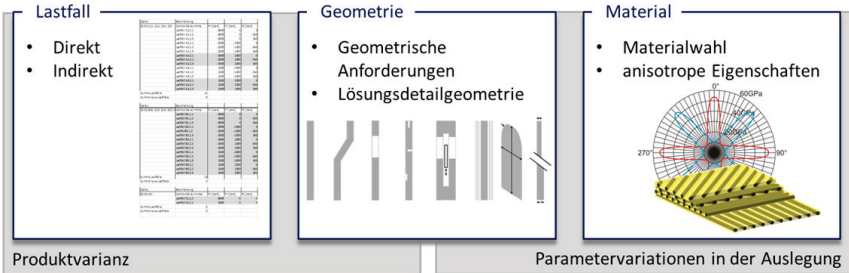


Bild 10: Kombinatorische Vielfalt durch äußere Varianz und auslegungsinterne Parametervariation

Dabei teilt sich der Multiplikator *Lastfall* in direkt spezifizierte und indirekt resultierende, sich aus anderen Randbedingungen ergebende Lastfälle, auf. Der *Geometriefaktor* wird einerseits aus den geometrischen Anforderungen zu Bauraum und Schnittstellen bestimmt, andererseits setzt sich dieser aus zu erarbeitenden, konstruktiven Detaillösungen zusammen. Die Materialwahl und ggf. richtungsabhängige Eigenschaften wie bei faserverstärkten Kunststoffen (FKV) bedingen den Multiplikator *Material*.

Wie bereits in Kapitel 2.2 aufgezeigt, senkt eine zunehmende Anzahl an zu berechnenden Produktvarianten bei einem gegebenen Zeitkontingent die verfügbare Zeit für Parametervariationen zur Leistungsoptimierung der Struktur. Dieses Problem bleibt dabei nicht nur auf die Berechnung beschränkt, sondern setzt sich auch auf etwaige Versuche oder Recherchen zur Bestimmung der notwendigen Modellparameter fort. Ohne geeignete Maßnahmen muss wegen der damit verbundenen hohen Unsicherheiten der Modelle als Behelfslösung eine hohe Überdimensionierung in Kauf genommen werden. Ist die Überdimensionierung hoch genug für einen universellen Einsatz ähnlicher Strukturen in vielen Produktvarianten, sinkt auch die Gefahr, dass in einzelnen Varianten ein unerwartetes Versagen in Nachweistests oder der Nutzungsphase auftreten. Die Überdimensionierung aus Gründen der Universalität und der Absicherung gegenüber hohen Unsicherheiten widerspricht allerdings dem Leichtbauansatz oder der generellen Leistungsoptimierung von Strukturen mit dem Ziel einer maximalen Ausnutzung der Konstruktion und des Materials.

Auf diesen Widerspruch wird in Kapitel 3.2.3 und 3.4.2 näher eingegangen; folgend wird zunächst die kombinatorische Vielfalt bei einer hohen Anzahl von Produktvarianten betrachtet.

### 3.2.1 Komplexität in Form von kombinatorischer Vielfalt

Der Begriff *Komplexität* wird mit recht unterschiedlichen Definitionen verwendet, wie BROSCHE in seiner Recherche [Bro11] zur Begrifflichkeit der Komplexität darstellt. Der Begriff wird verwendet, um auszudrücken, etwas sei kompliziert, unverständlich oder verwirrend. Eine für das in Kapitel 2.2 beschriebene Problemfeld zutreffende Komplexitätsdefinition ist die kombinatorische Vielfalt oder Varietät, wie sie [Mal77] beschreibt. Dabei resultiert die Komplexität aus der Vielfalt an unterschiedlichen Zuständen eines Systems. Im Fall von Kabineninterieur in der Auslegung sind dies die verschiedenen dem Kunden angebotenen Varianten. Diese bedeuten einen hohen Aufwand in der Auslegung, da die Berechnungen und Nachweise für die unterschiedlichen Produktvarianten häufig neu erstellt werden müssen. Die Vari-

anten in einer Produktfamilie (hier Partitions) werden nicht als eigenständige Produkte, sondern als Mitglieder der Produktfamilie und als solche auch als unterschiedliche Zustände des Gesamtprodukts Partitions aufgefasst.

In [Lin09] wird ein allgemein formuliertes *Structural Complexity Management* nach einer umfangreichen Recherche zum Umgang mit Komplexität in der Produktentwicklung vorgestellt. Dabei wird darauf hingewiesen<sup>1</sup>, dass der dort vorgestellte Fokus über ein reines Variantenmanagement mit einer korrekt gewählten und kontrollierten Variantenzahl im Unternehmen nach [Sch01]<sup>2</sup> hinausgeht. So werden bei LINDEMANN und MAURER im Sinne des Systems Engineering beispielsweise Organisationsstrukturen, Prozesse und Verknüpfungen der an der Entwicklung beteiligten Personen mit betrachtet.

Es werden in [Lin09] drei Strategien zum Umgang mit Komplexität vorgestellt:

- Aufnahme und Evaluierung  
Dies bildet die Basis für die beiden folgenden maßnahmengetriebenen Strategien.
- Vermeidung und Reduzierung von Komplexität  
Hierbei soll durch ein Abschaffen unnötiger Elemente und Verbindungen die Komplexität des Gesamtsystems reduziert oder in bestimmten Teilen vermieden werden.
- Management und Kontrolle der Komplexität  
Es wird dabei nicht nur auf eine reine Reduktion der Komplexität gesetzt, da ein gewisser Umfang an Systemkomplexität auch Flexibilität ermöglicht.

Die in [Lin09] vorgestellten Ansätze der Autoren selbst sowie Dritter sind auf einer abstrakten Ebene mit einem strategischen Blick auf das ganze Unternehmen einzuordnen. Auch erzielen die dort vorgestellten Lösungen ihre Wirkung bei einer Anwendung auf Konzeptebene.

Die vorliegende Arbeit fokussiert allerdings auf eine dicht an der technischen Umsetzung verankerte Auslegung im Problemfeld einer hohen Variantenvielfalt. Der hierzu entwickelte methodische Ansatz kann dabei nur einen optimierten und möglichst effizienten Umgang mit der existenten, zuvor definierten Produktkomplexität ermöglichen. Der Angriffspunkt des Ansatzes befindet sich damit in einer späteren Phase der Produktentwicklung, wenn das Produktprogramm mit den angebotenen Varianten bereits definiert ist. Einziger Anknüpfungspunkt an die produktstrategischen Komplexitätsstrategien ist die Formulierung von Anforderungen aus Auslegungssicht an die zuvor durchzuführende Produktstrukturierung. So werden in Kapitel 5.2.1 Anforderungen an die Modularisierung hinsichtlich einer späteren Verwendung der Modulgrenzen in Simulation und Test aufgeführt, welche zuvor bei einer Modularisierung in der Konzeptphase zu berücksichtigen sind.

Die Beschreibung der Auswirkung von Variantenvielfalt in Komplexitätskosten sowie eine Kostenbewertung für die Modularisierung wird am Institut PKT erforscht und wird unter anderem in [Rip13] beschrieben. Der Integrierte PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien wird in Kapitel 3.2.3 vorgestellt.

---

<sup>1</sup> siehe dort S. 31

<sup>2</sup> siehe dort S. 34

### 3.2.2 Ansätze aus der Systemtheorie und C&C<sup>2</sup>-A

Die in dieser Arbeit verwendeten Begriffe und Konzepte der Systemtheorie basieren auf der allgemeinen Systemtheorie, wie sie ROPOHL in [Rop09] beschreibt.

Nach ROPOHL umfasst der Systembegriff drei Konzepte: Das *funktionale*, das *strukturele* und das *hierarchische* Konzept, siehe Bild 11.

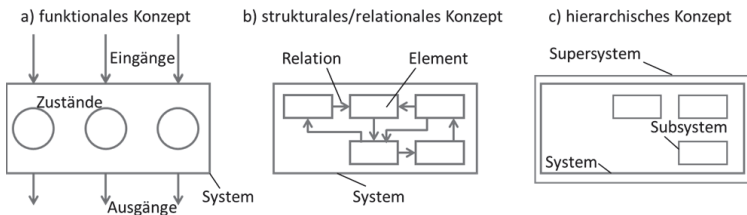


Bild 11: Die drei Konzepte des Systembegriffs nach [Rop09]<sup>1</sup>

ROPOHL definiert ein System mit Bezug zu Bild 11 wie folgt:

„Ein System ist das Modell einer Ganzheit, die (a) Beziehungen zwischen Attributen (Inputs, Outputs, Zustände etc.) aufweist, die (b) aus miteinander verknüpften Teilen bzw. Subsystemen besteht, und die (c) von ihrer Umgebung bzw. von einem Supersystem abgegrenzt wird.“<sup>2</sup>

Das *funktionale Konzept* bildet in Methoden der Produktentwicklung, wie sie PAHL und BEITZ in [Pah97] beschreiben, die Basis um *Funktionsstrukturen* zu bilden. Im funktionalen Konzept wird das System als *Black-Box*<sup>3</sup> betrachtet und nur die bekannten Systemeingänge (Inputs) und Systemausgänge (Outputs) beschreiben das System. Dabei werden Konkretisierungen, z.B. hinsichtlich des Materials, ausgeblendet und sich ausschließlich auf die Betrachtung des Systems von außen beschränkt [Ash57]. Zustände können weiterhin benutzt werden, um die Verfassung des Systems zu einer bestimmten Zeit abzubilden. So werden die Outputs des Systems in unterschiedlichen Systemzuständen anders ausfallen. Häufig werden Funktionen miteinander verknüpft, indem ein Output mit dem Input eines folgenden Systems verbunden wird.

Die Systembetrachtung im *strukturellen Konzept* basiert auf dem Verständnis des Systems als Ganzheit seiner untereinander verknüpften Elemente. Systembeschreibend sind die Elemente und ihre Relationen oder Beziehungen. Damit kann ein System besonders gut hinsichtlich der Vielfalt der möglichen Beziehungsgeflechte und hinsichtlich der Beschaffenheit der Elemente zu einer Integration in ein Gesamtsystem beschrieben werden.

Im *hierarchischen Konzept* wird das System als Teil eines übergeordneten Systems oder als Teilsystem des Bezugssystems im Sinne der mathematischen Mengenlehre gesehen. Man

<sup>1</sup> siehe dort S. 76

<sup>2</sup> siehe [Rop09] S. 77

<sup>3</sup> Black-Box- / White-Box-Definition siehe Kapitel 3.3.4 und in [Pin01] Kapitel 2.1.2

spricht hier von Super- bzw. Subsystem. Grundsätzlich ist ein System offen für immer detailliertere, also tiefer gehende, Unterteilungen in Subsysteme. Aber es ist auch offen für eine immer weiter greifende Synthese mit einem Zusammensetzen von mehreren Systemen zu größeren Supersystemen.

Die drei Systemkonzepte nach [Rop09] schließen sich nicht gegenseitig aus, sondern können je nach Bedarf zu einem kombinierten Systemmodell zusammengeführt werden. Erst wenn alle drei Systemaspekte zur Beschreibung berücksichtigt werden, liegt ein vollständiges Systemmodell vor. In vielen Systemmodellen der praktischen Anwendung und der Literatur werden die Konzepte nicht gleichberechtigt verwendet, sondern es treten nach Bedarf einzelne in den Vordergrund. Beispielsweise basiert das Verfahren der Design Structure Matrix (DSM) in [Bro01] oder [Lin09] auf einer matrizenbasierten Beschreibung der Relationen im Sinne des strukturalen Konzepts.

Im späteren Verlauf der vorliegenden Arbeit werden insbesondere das funktionale Konzept für eine Beschreibung der Substrukturen auf Basis von Frequenzantworten an den Schnittstellen und das hierarchische Modell zur Detaildefinition der Systemgrenzen der Substrukturen verwendet.

STACHOWIAK beschreibt in [Sta73] drei Hauptmerkmale des allgemeinen Modellbegriffs<sup>1</sup>. Das *Abbildungsmerkmal* besagt, dass Modelle stets Abbildungen oder Repräsentationen natürlicher oder künstlicher Originale sind. Im *pragmatischen Merkmal* wird der Umstand berücksichtigt, dass Modelle ihren Originalen nicht per se zugeordnet sind, sondern eine Ersatzfunktion erfüllen. Das *Verkürzungsmerkmal* beschreibt, dass nicht alle Attribute des Originals repräsentiert werden. Diese Reduktion eines Originals auf ein Systemmodells mit den für den konkreten Anwendungsfall wesentlichen systembeschreibenden Charakteristika erleichtert den Umgang mit komplexen Systemen, auch wenn dadurch die Allgemeingültigkeit des Systemmodells beschränkt wird, siehe auch [Lin09].

### **Beschreibung von Schnittstellen an Systemgrenzen**

In der Systemidentifikation spricht man bei der Reduktion des Systemmodells auf alle relevanten In- und Outputs an Schnittstellen und wichtigen Punkten von einer Black-Box-Modellierung [Pin01]<sup>2</sup>.

Im *Systems Engineering* werden Schnittstellen ganz allgemein als funktionale, physikalische, elektrische, elektronische, mechanische, hydraulische, pneumatische, optische oder software-basierte Eigenschaft beschrieben, deren Existenz an einer gemeinsamen Grenze von zwei oder mehr Systemen, Produkten oder Komponenten benötigt wird, wie in der Zusammenstellung in [Dod01] definiert wird. Für den Fokus dieser Arbeit werden Schnittstellen im Folgenden als diejenigen Systemgrenzen festgelegt, über die zwei Systeme Material, Energie oder Informationen austauschen, siehe auch [Pah97]<sup>3</sup>. Unter Strukturaspekten ist dabei ins-

---

<sup>1</sup> Siehe [Sta73], Kapitel 2.1.1 sowie die Ausführungen in Kapitel 2.2

<sup>2</sup> siehe dort S. 17

<sup>3</sup> Black-Box- / White-Box-Definition siehe Kapitel 3.3.4 und in [Pin01] Kapitel 2.1.2

besondere der Kraftfluss als eine Art der Übertragung von Energie von Interesse und wird deswegen vorrangig betrachtet.

Zur Beschreibung des Wirkzusammenhangs an einer Schnittstelle zwischen zwei Systemen eignet sich das Modell der Wirkflächen, wie es RODENACKER zum methodischen Konstruieren entwickelt hat [Rod84]<sup>1</sup>. Ziel dieser und anderer Beiträge der Entwicklungsmethodik ist dabei die Unterstützung der Umsetzung einer zu erfüllenden Funktion in eine Gestalt. Dies wird durch die Wirkgeometrie und entsprechend durch die Anordnung von Wirkflächen sowie durch die Art der Wirkbewegungen festgelegt, siehe auch [Pah97, Rod84].

Um einen Energieumsatz zwischen festen Wirkflächenpaaren auszuüben, führt RODENACKER die in Tabelle 1 aufgezeigten Flächenarten an.

Die Unterscheidung zwischen einer ruhenden Wirkflächenpaarung und einer bewegten ist in der Strukturndynamik deswegen relevant, da sich bei bewegten Kontaktflächen die Abbildung des dynamischen Verhaltens in linearen Modellen häufig sehr aufwendig gestaltet.

Tabelle 1: Arten von Wirkflächenpaaren nach [Rod84]

	<b>ruhend</b>	<b>bewegt</b>
<b>Führungsflächen</b>	Spannflächen	Gleitflächen Wälzflächen
<b>Kopplungsflächen</b>	Kraftübertragende Flächen - Kraftschluss - Formschluss	Gleitflächen Wälzflächen
<b>Trennflächen</b>	Teilflächen Dichtflächen	Gleitflächen Wälzflächen

In [Mat02] wird mit Hilfe systematischer Abstraktion das Elementmodell *Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen* zur allgemeingültigen Verbindung zwischen Gestalt und Funktion geschaffen. Das Elementmodell wurde später zu dem vielfältigen Werkzeug *Contact&Channel Approach (C&C<sup>2</sup>-A)* weiterentwickelt und dabei insbesondere die funktionale Sicht des Modells erweitert [Alb08]. So wird unter anderem in [Mat11] die Umsetzung einer geforderten Funktion in einen technischen Entwurf und die dazu entwickelte Unterstützung mit dem einfachen Modell des C&C<sup>2</sup>-A für die Produktentwicklung beschrieben. Dieser Ansatz kommt lediglich mit den drei verschiedenen Elementen *Channel and Support Structures*, *Working Surface Pairs* (bestehend aus zwei Wirkflächen) und *Connectors* aus [Alb14]. In der vorliegenden Arbeit werden vorrangig die detaillierten Definitionen des ursprünglichen Elementmodells nach MATTHIESEN genutzt und im Folgenden kurz vorgestellt.

Das Elementmodell wird in [Mat02] und anderen diesbezüglichen Quellen an einem Portal, wie in Bild 12 dargestellt, verdeutlicht. Hier wird ein durch die Gewichtskraft induzierter Kraftfluss über Leitstützstrukturen und Wirkflächenpaare mit jeweils zwei Wirkflächen an den Kontaktschnittstellen übertragen. Der Kraftfluss ist dabei in Bild 12 zur Verdeutlichung als gestrichelte Linie eingezeichnet.

<sup>1</sup> dritte Auflage, Erstaufgabe ist 1976 erschienen



### Zwischenfazit zu Kapitel 3.2.2

Die aufgezeigten Definitionen können für die Entwicklung einer Unterstützung der Auslegung varianter Leichtbaustrukturen herangezogen werden, müssen aber in der durchgeführten Entwicklung und Evaluierung des Ansatzes auf den mechanischen Energieumsatz in einem Kraftfluss beschränkt werden.

### 3.2.3 Modularisierung und der Integrierte PKT-Ansatz

PAHL UND BEITZ beschreiben in ihrem Grundlagenwerk [Pah97] die Produktentwicklung in den vier Phasen Produktplanung, Konzept, Entwurf und Ausarbeitung, wie sie auch in VDI 2221 [Vdi93] vorzufinden sind. Da eine vollständige Neuentwicklung gegenüber einer Überarbeitung einer bestehenden Produktfamilie deutlich seltener stattfindet, wird in der vorliegenden Arbeit vorrangig der Konkretisierungsgrad der technischen Lösungen zur Einordnung herangezogen. Die Entwicklung einer modularen Produktstruktur aus produktstrategischer Sicht erfolgt bei einem Konkretisierungsgrad, der noch nicht in die Detaillierung von technischen Lösungen fortgeschritten ist.

Mit einer modularen Produktstruktur kann eine hohe externe Vielfalt dem Kunden gegenüber mit einer geringen internen Vielfalt erzeugt werden. Dadurch kann die Komplexität im Unternehmen gesenkt werden. Dazu wurde am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik (PKT) der *Integrierte PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien* (kurz: *Integrierter PKT-Ansatz*) entwickelt, siehe Bild 13 und [Kra14]. Dieser besteht aus mehreren Methodenbausteinen zur Reduzierung der inneren Produktvarianz bzw. der internen Prozesskomplexität.

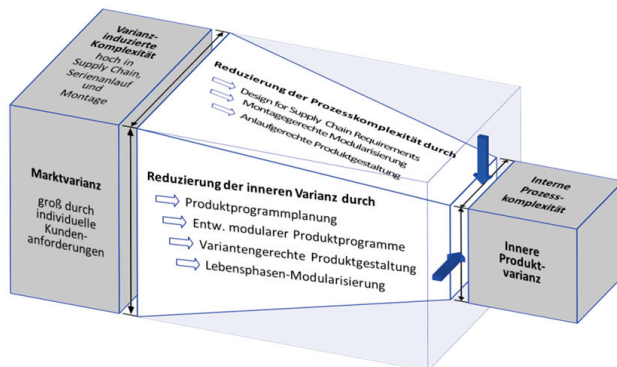


Bild 13: Integrierter PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien, vgl. [Kra14]

Im späteren Teil dieses Kapitels wird dabei insbesondere auf die modulare Produktstrukturierung mit der Lebensphasenmodularisierung und den modularen Leichtbau eingegangen, da der in der vorliegenden Arbeit entwickelte Ansatz auf diesen aufbaut. Der modulare Leichtbau betrachtet neben der internen und externen Varianz auch die Reduktion des Gewichts.

Eine methodisch unterstützte, systematische Modularisierung schafft eine strategische Festlegung einer modularen Produktstruktur, welche mit den zu Varianten kombinierbaren Modulen in einer späteren Ausgestaltung näher detailliert wird. Die vorliegende Arbeit betrachtet die Auslegung von Produkten in einer konkreten Ausgestaltung.

Die Modularität eines Produkts kann dabei als eine graduelle Eigenschaft mit fünf graduellen Attributen beschrieben werden, siehe auch [Kra14] oder [Ble11] (Bild 14).

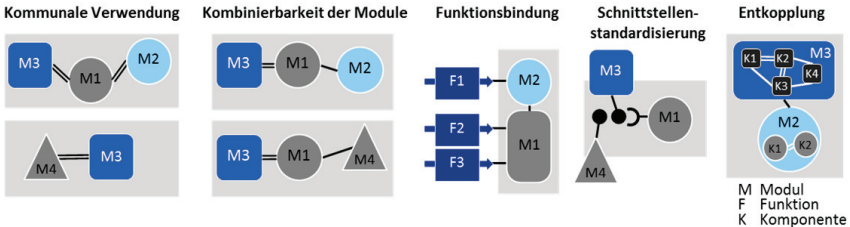


Bild 14: Modularität mit fünf graduellen Attributen nach [Jon14] und [Sal07]

Damit kann die Eigenschaft *Modularität* von einem bestimmten Produkt mehr oder weniger erfüllt werden. Eine hohe Kommunalität ermöglicht, dass gleiche Module in unterschiedlichen Produkten eingesetzt werden können. Die für die hier im Vordergrund stehende Erzielung einer hohen Variantenvielfalt durch Kombination weniger Module erfordert eine entsprechend gut ausgeprägte Kombinierbarkeit der modularen Produktstruktur. Dies kann beispielsweise durch eine Schnittstellenstandardisierung unterstützt werden. Mit der Funktionsbindung wird eine feste und möglichst eindeutige Zuordnung von Funktionen zu bestimmten Modulen beschrieben. Die Eigenschaft der Entkopplung bedeutet, dass die Relationen oder Bindungen zwischen zwei Modulen deutlich schwächer ausgeprägt sind als die Relationen zwischen einzelnen Komponenten innerhalb eines Moduls.

Die Vorteile einer modularen Produktstruktur liegen in der hohen Anzahl an Standardmodulen, welche z.B. auf Grund von Mengeneffekten günstiger zu produzieren sind. Dabei kann trotz einer höheren Standardisierung bei den Modulen dem Kunden eine gewisse Individualisierung durch Kombination unterschiedlicher Module, z.B. zu günstigeren Preisen, angeboten werden.

Für die Durchführung einer zielführenden Modularisierung existieren zahlreiche Methoden, von denen einige im Folgenden vorgestellt werden, welche im Verlauf der Arbeit Erwähnung finden. Für eine umfangreiche Recherche und Bewertung sei auf [Ble11, Jon14, Kra14] verwiesen. Das Fachbuch [Sim14] stellt eine umfangreiche Sammlung des aktuellen Standes der Forschung zum Thema Modularisierung und Plattformentwicklung zusammen. Die beiden Beiträge [Ott13] und [Kra13] greifen in Wissenschaft und Industrie gängige Methoden in einem Vergleich auf und ordnen diese den primär verfolgten Zielen und avisierten Anwendungsbereichen zu.

Durch die vorliegende Arbeit können die Vorteile einer modularen Produktstruktur bei der Auslegung von varianten Produktstrukturen unter dynamischen Lasten besser genutzt werden und den bereits in einigen Firmen genutzten Vorteilen in der Produktion hinzugefügt werden. Das verfolgte Konzept der Kombination mehrerer Module zu unterschiedlichen

Produktvarianten ist in Bild 15 exemplarisch am Beispiel einer Partition dargestellt. Weiterhin können auch Modulvarianten existieren, beispielsweise wenn unterschiedliche Literature Pockets innerhalb der Produktfamilie eingesetzt werden sollen.

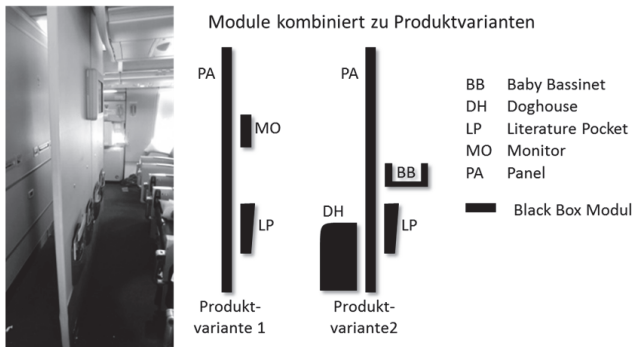


Bild 15: Demonstrationsbeispiel einer Partition, an der Module als Black-Box-Systeme nach [Pin01] zu unterschiedlichen Produktvarianten kombiniert werden

Dabei sind in Bild 15 die Module verallgemeinert als Black-Box-Systeme ohne die inneren Strukturen dargestellt. Die Darstellung dient hier nur der Verdeutlichung des Konzepts und unterscheidet sich von dem auf Seite 27f beschriebenen Module Interface Graph (MIG), in dem Komponenten zu Modulen zusammengefasst werden können und weitere Informationen dargestellt sind.

### Matrizenbasierte Modularisierung

Zahlreiche Modularisierungsmethoden bauen auf einer Erfassung von Relationen zwischen den betrachteten Subsystemen, wie beispielsweise Komponenten, in einer Matrix auf. Diese werden dann so zu Modulen zusammengeführt, dass möglichst viele und starke Verbindungen zwischen Subsystemen in einem Modul zusammengefasst sind, während die Module unter sich nur möglichst wenige und schwache Verbindungen aufweisen. Da die dynamische Substrukturierung in Kapitel 3.5 ebenfalls auf eine matrizenbasierte Abbildung von Schnittstellen zurückgreift, wird hier zur Einordnung die matrizenbasierte Modulbildung kurz vorgestellt.

Ein wichtiges Werkzeug hierzu ist die *Design Structure Matrix* (DSM), in die die Verbindungen zwischen Subsystemen aufgenommen werden, siehe auch [Bro01]. Anschließend erfolgt eine auf Algorithmen basierende Umstrukturierung der Matrix [Yas04], so dass möglichst gut zu Modulen zusammenfassbare Blöcke von zusammenhängenden Subsystemen entstehen [Pim94]. Hierzu gibt es zahlreiche unterschiedliche Ansätze und anwendungsspezifische Weiterentwicklungen. Eine Übersicht hierzu findet sich in [Bro01], eine Spezialisierung zum Komplexitätsmanagement in [Lin09]. Die Überführung von Kraft- und Medienflüssen aus Interaktionsgraphen in eine Relations-Matrix wird in [Hua98, Kus96] beschrieben.

Dabei können die Kopplungsarten auch noch in räumlich, Information, Energie und Material unterschieden werden, wie in Bild 16 links dargestellt, vgl. beispielsweise [Pim94].

Im Verfahren nach LANNER UND MALMQVIST [Lan96] wird eine DSM mit differenzierten Kopplungsarten zunächst vereinfacht mit der Beschränkung der Betrachtung auf eine primäre Kopplungsart. Diese Kopplungsrelationen werden dann zu Modulen gruppiert, wie in Bild 16 dargestellt.

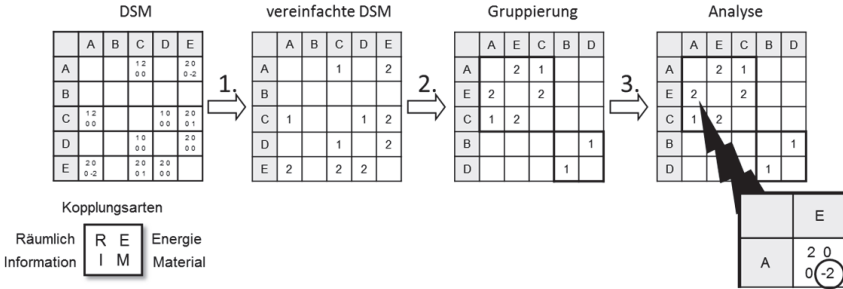


Bild 16: Design Structure Matrix nach [Pim94] und Vorgehen zur Modularisierung nach [Lan96]

Im dritten Schritt der Analyse werden Widersprüche und Unverträglichkeiten der Modularisierung identifiziert. Es muss nun geklärt werden, ob sich diese durch eine Anpassung des technischen Wirkprinzips oder Änderung der konstruktiven Ausführung abbildern lassen, so dass eine technische Machbarkeit realisierbar ist. Dies ist vor allem bei einer Vermeidung von Überdimensionierung, beispielsweise im Leichtbau, von Interesse.

**Der Integrierte PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien**

Der Integrierte PKT-Ansatz wurde sukzessive in einzelnen Methodenbausteinen am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik (PKT) entwickelt. Eine Übersicht und Einordnung in den Stand der Technik wird in [Kra14] gegeben.

Der Ansatz greift dabei teilweise auf bekannte Methoden, wie sie oben vorgestellt wurden, zurück und baut auf Erfahrungen der Umsetzung in unterschiedlichen Branchen wie der Luftfahrt, dem Sondermaschinenbau, der Sicherheitstechnik und der Lebensmittelindustrie auf. Zwei grundlegende Methodenbausteine sind die *variantengerechte Produktgestaltung* nach [Kip12] und die anschließende *Lebensphasenmodularisierung* nach [Ble11]. Im Folgenden wird insbesondere die Lebensphasenmodularisierung vorgestellt, da in Kapitel 5 Anforderungen an diese als generische Faktoren benannt werden.

Zur Ist-Analyse und Aufnahme dient der *Module Interface Graph* (MIG), eine geometrisch vereinfachte Darstellung von Komponenten, welche bei der Modularisierung zu geeigneten Modulen zusammengefasst werden. Dieser ist in [Geb14] umfassend beschrieben.

So wird zunächst eine technisch-funktionale Modularisierung mit der Analyse der relevanten Flüsse durch ein Produkt durchgeführt. In den dabei beschriebenen Funktionsstrukturen bezeichnen Flüsse von Material, Energie und Informationen eine relevante Verbindung zwischen zwei Systemen, siehe auch [Sto97].

Diese Analyse fließt in die anschließende produktstrategische Modularisierung der Lebensphasen ein. Hier werden entsprechend von Modultreiberausprägungen<sup>1</sup> mehrere Netzpläne aufgestellt, die eine Modularisierung hinsichtlich einzelner Produktlebensphasen ergeben. Die Komponenten eines Produkts werden in einer Module Identification Matrix (MIM) den Modultreibern gegenübergestellt und deren Bedeutung für jede Komponente gewichtet. Die Modultreiber werden einzelnen Lebensphasen gemäß Bild 17 zugeordnet und in der detaillierten Ausführung um produktspezifische Modultreiberausprägungen erweitert.

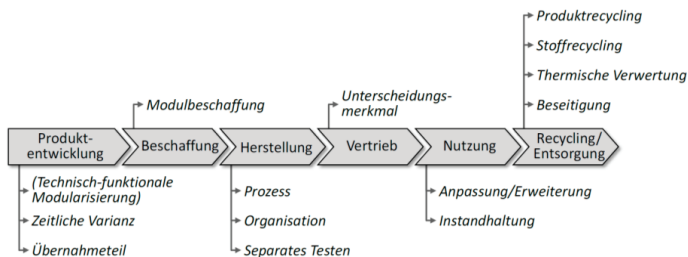


Bild 17: Produktlebensphasen mit zugeordneten Modultreibern, Quelle: [Ble11]

Ein beispielhafter Netzplan und eine Darstellung der Zusammenfassung von Komponenten zu Modulen sind in Bild 18 exemplarisch für eine Flugzeughordküche (Galley) aus dem mittleren Bereich zwischen zwei Gängen eines Langstreckenjets (Center Galley) dargestellt. Der hier dargestellte Netzplan bezieht sich auf eine technisch-funktionale Modularisierung in der Produktlebensphase *Vertrieb*.

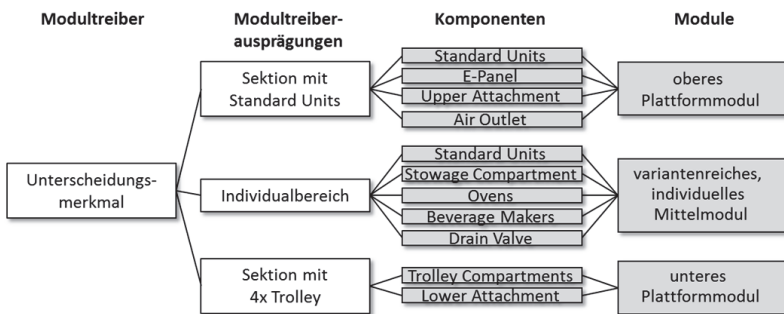


Bild 18: Netzplan für eine Modularisierung aus Sicht des Vertriebs (links), erstellt nach [Jon09]

Die dargestellte Modularisierung berücksichtigt die Standard-Anforderungen von Airlines an Center Galleys, dass diese im unteren Bereich vier Trolleys und im oberen Bereich möglichst viele Standard Units aufnehmen sollen. Allerdings haben Airlines je nach Flugzeugtyp und typischen Einsatzrouten sehr unterschiedliche Anforderungen bezüglich der Anzahl an Öfen, Getränkebereitern oder zusätzlichem Stauraum.

<sup>1</sup> Zur Modularisierung auf Grundlage von Modultreibern siehe neben [Ble11] auch ERIXON, [Eri98].

All diese Komponenten werden in der überarbeiteten Produktstruktur im variantenreichen Mittelmodul zusammengefasst, wie im MIG in Bild 19 dargestellt. Das Mittelmodul kann an die zahlreichen unterschiedlichen Anforderungen der Kunden angepasst werden. Dahingegen kann ein standardisiertes oberes und ein standardisiertes unteres Plattformmodul vom Hersteller angeboten werden, ohne das Angebot an die Airlines an kundenspezifischer Ausstattung mit Öfen, Getränkezubereitern etc. einzuschränken, da sich der Einfluss der Varianz auf das mittlere Modul beschränkt. Die vorgestellte Modularisierung einer Galley mit den dahinterliegenden Anforderungen und Randbedingungen wird in [Jon09] detailliert dargestellt.

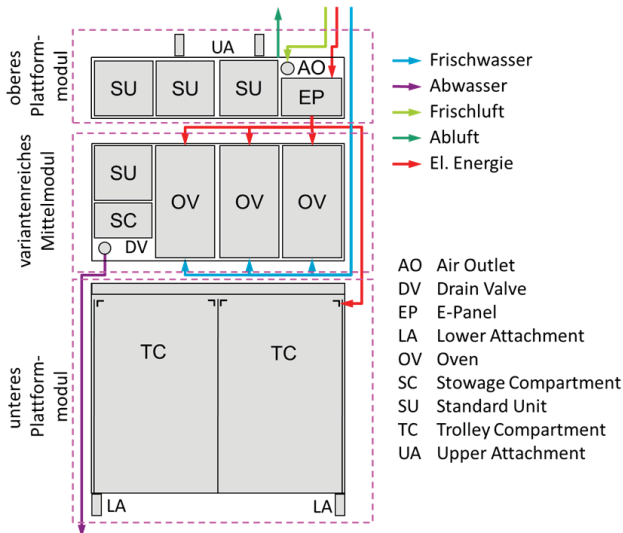


Bild 19: Module Interface Graph für diese Modularisierung, vgl. [Jon09]

Für jede Produktlebensphase werden im Integrierten PKT-Ansatz eigene Netzpläne, wie in Bild 18 gezeigt, aufgestellt. Die für jede Produktlebensphase erstellten Modularisierungen werden anschließend im *Module Process Chart* (MPC) gegenübergestellt. So werden gegebenenfalls Widersprüche besser ersichtlich und die Findung von übergreifenden Lösungen grafisch unterstützt. Das in Bild 20 dargestellte Module Process Chart zeigt exemplarisch die verschiedenen Sichten auf die Modularisierung einer Galley für die unterschiedlichen Lebensphasen. So werden zugekaufte Komponenten, wie die Öfen und Standard Units, in der Beschaffung und dem Vertrieb im Gegensatz zu den beim Hersteller von Kabineninterieur selbst gefertigte Komponenten, wie beispielsweise Attachments und Compartments, gesondert behandelt.

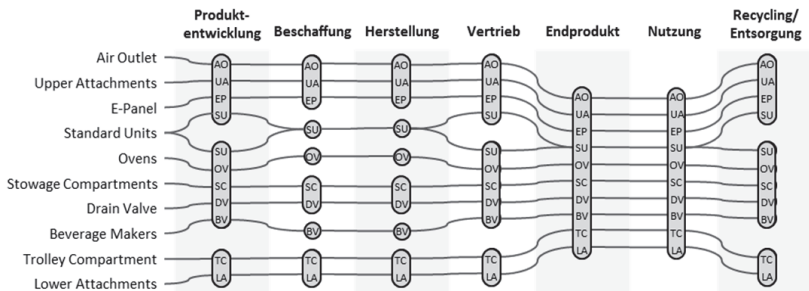


Bild 20: Modularisierungen für alle Lebensphasen der Galley im Module Process Chart nach BLEES

Die so erstellte modulare Produktstruktur ermöglicht eine deutliche Reduktion des Aufwands in Entwicklung und Herstellung, da die oberen und unteren Plattformmodule standardisiert in vielen Varianten einsetzbar sind. Sie sind nur einmal zu entwickeln und können auf Grund von Skaleneffekten wirtschaftlicher produziert werden. Der Aufwand verursachende Eintrag der Varianz bleibt auf das mittlere Modul beschränkt, welches kundenspezifisch entwickelt und hergestellt wird.

Da allerdings im Flugzeugbau jede neue Produktvariante auf unterschiedliche Lastfälle, wie beispielsweise die dynamische Schwingungsanregung, ausgelegt und nachgewiesen werden muss, bleibt für Auslegung und Nachweis mit Strukturanalyse und Test die hohe Variantenvielfalt bislang bestehen. Hier ist eine weitere Unterstützung notwendig, damit nicht weiterhin jede Variante als gesamtes Kabinenmonument eigens aufwendig im Detail modelliert, simuliert und getestet werden muss. Die Idee von wenigen Modulen, die zu vielen unterschiedlichen Varianten kombiniert werden können, muss somit in eine simulationsgestützte Auslegung übertragen werden. Dies ist im Integrierten PKT-Ansatz bislang nicht enthalten.

### Modularisierung und Leichtbau

Die Verwendung einer modularen Produktfamilie unter Leichtbauaspekten wird bei GUMPINGER analysiert und mit einem methodischen Ansatz unterstützt [Gum11a]. Der Ansatz geht dabei die Herausforderung an, dass eine bestehende Produktfamilie durch die Modularisierung grundsätzlich an Gewicht zunimmt. Die Gewichtszunahme resultiert aus der Überdimensionierung der standardisierten Schnittstellen und der Module selbst, da diese nun immer so ausgelegt werden müssen, dass sie die maximale Beanspruchung im ungünstigsten Einsatzfall in einer von vielen Varianten tragen können. Wie in [Gum11b] dargestellt, pflanzt sich eine durch Überdimensionierung verursachte Gewichtszunahme eines Moduls bei Beschleunigungslastfällen in einem Schneeballsystem durch die Verursachung höherer zu übertragender Kräfte auf die anderen Module im Kraftfluss fort. In den Arbeiten von GUMPINGER werden zahlreiche Visualisierungen vorgestellt, wie beispielsweise die Verwendung von *Node-Link-Diagrammen*, um die Abhängigkeit der Module durch ihre Kombination zu Varianten und deren Gewichtsfortpflanzung darzustellen, wie in der ersten Phase links in Bild 21 skizziert. Die Analyse des Leichtbaupotentials über hierarchische Produktstrukturen, wie Module und deren Komponenten, kann nach [Gum11c] durch die Verwendung von sog. Treemaps unterstützt werden.

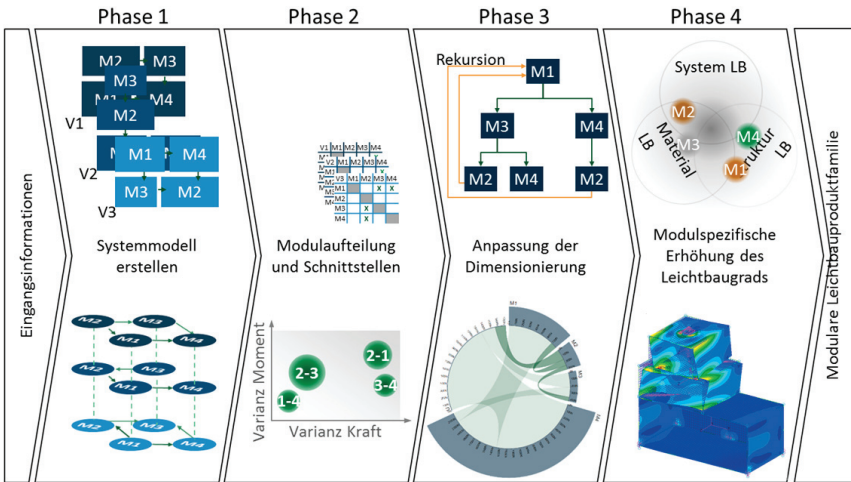


Bild 21: Ablauf des methodischen Ansatzes nach GUMPINGER zur Leichtbauoptimierung einer modularen Produktfamilie [Gum15]

Der methodische Ansatz weist dabei vier Phasen, wie in Bild 21 dargestellt, auf.

1. Erstellung des Systemmodells - Module werden den Varianten zugeordnet, Modulschnittstellen werden definiert und Belastungen in DSM erfasst
2. Modulaufteilung und Schnittstellen - Entfernung von Schnittstellen, die aus kombinatorischer Sicht nicht notwendig sind und Optimierung der Schnittstellenstrukturen
3. Anpassung der Dimensionierung: Belastungsoptimierung der Module über alle Varianten und Lastfälle hinweg
4. Modulspezifische Erhöhung des Leichtbaugrads einzelner ausgewählter Module je nach deren Gewichtsbeitrag zur Produktfamilie und dem abgeschätzten Modellierungsaufwand

Mit dem Ansatz soll das Flottengewicht einer modularen Produktfamilie von Flugzeugbordküchen unter das Ausgangsgewicht vor einer Modularisierung gesenkt werden, um die modularen Galleys bei gleichem oder geringerem Gewicht aber mit den Vorteilen einer modularen Produktstruktur anbieten zu können.

In der Ausgestaltung geht der Ansatz nach GUMPINGER ausschließlich auf die transienten Beschleunigungslasten der Notlandebedingungen ein, welche entsprechend der industriellen Nachweisanforderungen als statische Ersatzlasten vereinfacht werden. Für die Modellierung des elastischen Verhaltens der Module werden vereinfachte FE-Modelle verwendet, welche über einzelne Verbindungsknoten miteinander verknüpft werden. Diese Vereinfachung ist bei statischer Betrachtung für den Zweck der Ermittlung der Lastverteilung und Ausnutzung der maximalen Lasttragfähigkeit sinnvoll, da sie den Modellierungsaufwand der notwendigen Modelle auf ein realisierbares Maß reduziert. Für die Betrachtung des Schwingverhaltens reichen vereinfachte Steifigkeitsmodelle allerdings nicht mehr aus, da die betrachteten Kabinenmonumente inklusive Zuladungen mit nicht-linearem Schwingverhalten nicht hinrei-

chend genau modelliert werden können. Weiterhin kann die bei GUMPINGER verwendete vereinfachte Skalierung der Ausgangsgrößen über einen linearen Zusammenhang von Masse und Steifigkeit bei einer Schwingungsanalyse bei Resonanzen nicht verwendet werden.

### **Modularisierung und dynamische Substrukturierung**

Die Nutzung einer dynamischen Substrukturierung mit der Kopplung einzelner dynamischer Substrukturmodelle im Zusammenhang mit einer modularen Produktstruktur wird in der kumulativen Dissertation [Sel99] von SELLGREN in der zugehörigen Veröffentlichung [Sel98] aufgeführt. Die Fachliteratur zu den in Kapitel 3.5 näher vorgestellten Algorithmen der dynamischen Substrukturierung betrachtet die Kopplung des Schwingverhaltens mehrerer Subsysteme zur Berechnung des Schwingverhaltens des Gesamtsystems hingegen nicht vor dem Hintergrund der besseren Beherrschung der Variantenvielfalt.

Der dort vorgestellte Ansatz nach SELLGREN gliedert sich in vier Schritte.

1. Dekomposition zur Komplexitätsreduzierung und Bildung von Verhaltens-Merkmalen (im *Original Feature*) mit Beschreibung des Verhaltens der funktionalen Einheiten
2. Schnittstellendefinition der Submodelle mit Festlegung der Kopplungsart und Detaillierung der Schnittstellenmodellierung
3. Substrukturierung mit der Synthetisierung zu einem Gesamtsystem
4. Modularisierung mit Bündelung der Verhaltensmerkmale zu Modulen und Ausgestaltung der Modulschnittstellen

Wie in [Sel98] vorgestellt, wird bereits in Schritt 2 ein sehr detailliert ausgearbeitetes FE-Modell verwendet. Dies widerspricht den gängigen, oben vorgestellten Modularisierungskonzepten, in denen eine strategische Modularisierung auf Konzeptbasis über alle beteiligten Lebensphasen hinweg abläuft. Detailliert ausgearbeitete FE-Modelle sind erst nach der Konzeptphase vorhanden, wenn Arbeitsprinzipien gewählt, zu Entwürfen verarbeitet und schließlich in detaillierte Modelle ausgearbeitet wurden. Auch ist das dort beschriebene Vorgehen auf FE-Modelle beschränkt und geht nicht darauf ein, wie Substrukturdaten aus Tests eingebunden werden können.

Weiterhin greift der Ansatz nach SELLGREN auf eine dynamische Substrukturierung in der modalen Domäne zurück. Die dort zur Kopplungsberechnung verwendete Component Mode Synthesis (CMS) ist eine seit Jahrzehnten in gängigen FE-Solvern implementierte Kopplung von modalen Modellen. Allerdings kann die dafür notwendige Parameteridentifikation zur Vereinfachung eines realen Schwingverhaltens auf eine begrenzte Anzahl von idealisierten modalen Schwingssystemen sehr fehleranfällig sein. Gerade beim realen Schwingverhalten von zusammengesetzten Schwingssystemen mit teilweise nicht-linearem Verhalten sind die Möglichkeiten einer Parameterschätzung begrenzt und bei einigen in Kapitel 4 dargestellten Versuchsergebnissen nicht ausreichend. Auch bleibt der in [Sel98] vorgestellte Ansatz auf einer sehr abstrakten Ebene und es werden kaum konkrete Leitlinien oder Entscheidungshilfen zur Durchführung gegeben. Weitere, vergleichbare Ansätze oder eine Weiterentwicklung des vorgestellten Ansatzes nach SELLGREN konnten in der Literaturrecherche nicht gefunden werden.

### **Zwischenfazit zu Kapitel 3.2.3**

Eine modulare Produktstruktur bietet eine hohe externe Varianz mit vielen angebotenen Produktvarianten bei einer geringen internen Varianz und ermöglicht damit eine Reduzierung der negativen Auswirkungen einer hohen internen Varianz. Die vorhandenen Methoden schaffen eine modulare Produktstruktur, allerdings wird diese mit einem geringeren Konkretisierungsgrad als in der Auslegung durchgeführt. Bislang ist der Ansatz einer Modularisierung nicht in geeigneter Form in die Auslegung unter dynamischen Lasten überführt worden. Es existieren allerdings kompatible Anknüpfungspunkte wie der modulare Leichtbau nach GUMPINGER für die statische Vorauslegung und Visualisierung der Gewichtsausbreitung über die gesamte Produktfamilie hinweg, wenn eine modulare Produktstruktur entwickelt wird.

Der in Kapitel 5 entwickelte Ansatz knüpft an den Integrierten PKT-Ansatz nach KRAUSE an und greift auf eine zum Zeitpunkt der Ausführung bestehende modulare Produktstruktur zurück, geht aber nicht spezifischer auf die Modularisierung ein. Allerdings werden Anforderungen definiert, welche bei der Durchführung der Modularisierung aus Sicht der dynamischen Substrukturierung im Rahmen des vorgestellten Ansatzes berücksichtigt werden sollten. Die Wahl der Modularisierungsmethode ist damit grundsätzlich freigestellt, so lange die resultierende modulare Produktstruktur die Anforderungen der dynamischen Substrukturierung, wie in Kapitel 5 formuliert, erfüllt. Es wird im späteren Verlauf insbesondere auf eine Modularisierung nach dem Integrierten PKT-Ansatz eingegangen, da dieser durch seine Workshop-basierte Vorgehensweise mit der Einbindung von Experten aus den relevanten Fachgebieten eine Berücksichtigung der Anforderungen aus der dynamischen Substrukturierung besonders gut unterstützt.

### 3.3 Strukturdynamik

Im Folgenden werden die wichtigsten Grundlagen und relevante Forschungsbeiträge anderer beschrieben, auf die im späteren Verlauf dieser Arbeit direkt Bezug genommen wird. Für eine umfassende Beschreibung der strukturdynamischen Grundlagen sei auf die Quellen, wie beispielsweise [Ewi00, Gas12, Har02, Kna09, Mah95] verwiesen.

#### 3.3.1 Modellvorstellung des Ein-Massen-Schwingers mit viskosem Dämpfer

Als Grundlage vieler vereinfachender Betrachtungen in der Dynamik dient der *lineare Ein-Massen-Schwinger mit einem Freiheitsgrad*, wie in Bild 22 dargestellt. Im Englischen wird diese Modellvorstellung als *linear 1 degree of freedom system* (linear 1DoF system) beschrieben.

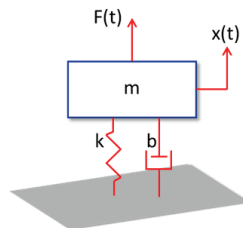


Bild 22: Einfacher Ein-Massen-Schwinger mit einem Freiheitsgrad in Anlehnung an [Har02]

Dabei erregt eine oszillierende externe Kraft  $F$  die punktförmige Masse  $m$ . Die Masse  $m$  ist über eine Feder mit dem Federkoeffizienten  $k$  und dem viskosen Dämpfer  $b$  mit der raumfesten Umgebung verbunden. Bei Bedarf kann noch eine nicht-lineare Wiederherstellungskraft hinzugenommen werden. Aus dem Kräftegleichgewicht ergibt sich die grundlegende Bewegungsgleichung:

$$m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + kx(t) = F(t). \quad (3.1)$$

Der Weg  $x$  beschreibt dabei als resultierende Antwort den Weg des Massenschwerpunkts.

Für eine Abbildung einer realen Struktur in einem entsprechenden Modell müssen die Parameter  $m$ ,  $b$  und  $k$  für das zu modellierende System bekannt sein. Das gilt unabhängig davon, ob die Berechnung tatsächlich nur für einen einzelnen Ein-Massen-Schwinger oder für viele Modellknoten einer Berechnung auf Basis der *Finite-Elemente-Methode* (FEM) durchgeführt werden soll [Bat07].

#### Dämpfung – ein aufwendig zu bestimmender Parameter

Zur Modellierung des Schwingverhaltens in einer FEM-Simulation müssen Informationen zu Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften vorhanden sein oder zwangsläufig bestimmt werden. Angaben zu Masseneigenschaften und Materialdichten können über ein Wiegen gut überprüft werden. Ebenso können die Steifigkeitseigenschaften im Modell mit einem quasi-statischen Versuch gut abgesichert werden. Dahingegen stellt die Bestimmung der realen Dämpfungsparameter häufig ein Problem dar, da solche Werte bei zusammengesetzten Strukturen sehr strukturspezifisch sind und nicht zuverlässig aus abstrahierten Wertetabellen mit anderer Versuchsbasis übernommen werden können [Gau07]. Zu groß sind

die Einflüsse lokaler Energiedissipation an Schnittstellen und scharfer Impedanzänderungen an Schnittstellen und Materialübergängen. Eigene Untersuchungen zur Bestimmung von Dämpfungsparametern von Sandwichpanels und zusammengesetzten Strukturen werden in Kapitel 4 vorgestellt, die dazugehörigen Methoden der Parameterschätzung in Kapitel 3.3.4. Solche Untersuchungen sind unter realitätsnahen Lastniveaus und Anbindungsbedingungen mit einem hohen Aufwand verbunden. Weiterhin sind verlässliche Werte wegen der spezifischen Gültigkeit für nur eine einzelne Struktur sehr selten bereits vorhanden.

Jedoch ist der Einfluss der Dämpfung auf das Berechnungsergebnis erheblich. Für den vorgestellten Schwinger führt eine nur halb so große Dämpfung wie angenommen zu einem doppelt so hohen Aufschwingen in der Resonanz.

Die Gesamtdämpfung eines Systems setzt sich nach [Kna09]<sup>1</sup> üblicherweise aus mehreren Anteilen zusammen.

- Materialdämpfung
- Systemdämpfung
- Lagerdämpfung
- Umgebungsdämpfung
- Dämpfung durch Schwingungsdämpfer

Die verschiedenen Dämpfungsarten beruhen auf unterschiedlichen physikalischen Effekten der Energiedissipation. Es haben sich verschiedene mechanische Ersatzmodelle zur Dämpfungsmodellierung, wie etwa die viskose Dämpfung, die Strukturdämpfung oder zusammengesetzte Beschreibungen, wie die Rayleigh-Dämpfung, etabliert. In dieser Arbeit wird vornehmlich ein viskoses Ersatzmodell verwendet, da sich in einer Parameteridentifikation der Versuche mit Sandwichpanels in Kapitel 4.1 zeigt, dass die Dämpfung für den hier betrachteten Frequenzbereich mit einem viskosen Dämpfungsmodell hinreichend genau modelliert werden kann.

Die dämpfende Energiedissipation in einem schwingfähigen mechanischen System kann nach [Mah95] über das folgende Kreisintegral beschrieben werden:

$$W_D = \oint \sigma d\varepsilon. \quad (3.2)$$

Oszillierende Anregungskräfte führen zu Spannungen und diese wiederum zu Dehnungen. Über die Hystereseschleife kann die mechanische Energie der Materialdämpfung pro Einheitsvolumen bestimmt werden. Die folgenden Definitionen sind nach [Mah95] aufgeführt, finden sich aber auch in den anderen genannten Grundlagengeräten.

Der Dämpfungsfaktor  $\psi$  des Materials ist proportional zur Energiedissipation  $W_d$  über der maximalen potentiellen Dehnungsenergie  $E_{pot}$ :

$$\psi = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{W_D}{E_{pot}}. \quad (3.3)$$

Für ganze Strukturen muss der Dämpfungsfaktor, wie folgt, über dem Volumen  $U$  integriert werden:

---

<sup>1</sup> siehe dort S.84

$$\psi_s = \frac{\int \psi \, dU}{U} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{W_{DS}}{E_{potS}} \quad (3.4)$$

Über ein Umformen mit der Grunddifferentialgleichung (3.1) führt dies im Bereich der Resonanzfrequenz mit Masse  $m$  und Steifigkeit  $k$

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (3.5)$$

zu folgender Beziehung des strukturellen Dämpfungsfaktors bei Resonanz:

$$\psi_{s,n} = \frac{b\omega_n}{k} = \frac{b}{\sqrt{km}} \quad (3.6)$$

Die kritische Dämpfungsrate  $\zeta$  (Lehr'sches Dämpfungsmaß) wird wie folgt definiert:

$$\zeta = \frac{b}{b_{krit}} = \frac{b}{2m\omega_n} = \frac{b}{2\sqrt{km}} \quad (3.7)$$

Mit dem Dämpfungskoeffizienten  $b_{krit} = 2m\omega_n$  lässt sich für den Bereich der Resonanzfrequenz die folgende Beziehung aufstellen:

$$\psi_{s,n} = 2\zeta \quad (3.8)$$

Damit kann die kritische Dämpfungsrate  $\zeta$  mit der Energiedissipation  $W_d$  und der maximalen potentiellen Dehnungsenergie  $E_{pot}$  beschrieben werden:

$$\zeta = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{W_{DS}}{E_{potS}} \quad (3.9)$$

Die Spuren der Energiedissipation durch Reibung und plastische Materialverformung mit Abrieb sind in Bild 23 ersichtlich.



Bild 23: Abrieb an Füllmassen für das Kabineninterieur in dynamischen Versuchen

Das Bild stammt aus den in Kapitel 4.3 beschriebenen Versuchen mit einer voll beladenen Galley unter stationären dynamischen Anregungen. Gut zu erkennen ist der starke Abrieb an den als Füllmassen in Staufächern eingesetzten PET-Flaschen, der auf eine hohe Energiedissipation hindeutet.

Auf Grund der zahlreichen nicht-linearen Kontakte in beladenen und aus mehreren Substrukturen zusammengesetzten Strukturen, wie etwa bei Kabinenmonumenten, ist eine prädiktive Modellierung der Gesamtsystemdämpfung mit Abbildung aller relevanten Dämpfungseinflüsse an allen Schnittstellen der Struktur mit einem so hohen Aufwand verbunden, dass die Umsetzung nicht realistisch erscheint. Generell wird für eine prädiktive Vorhersage

der Gesamtsystemdämpfung in [Bog07] empfohlen, die Materialdämpfung global abzubilden, die Schnittstellendämpfung aber entsprechend der physikalischen Dämpfungsmechanismen lokal abzubilden. In [Bog07] wurde an dem einfachen Beispiel von zwei über Bolzen verbundenen Plattenstrukturen gezeigt, dass bei einer nicht annähernd ideal steifen Verbindung bei weniger als drei Bolzen bereits so starke nicht-lineare Schnittstelleneffekte auftreten, dass mit diesem Ansatz keine gute Korrelation zwischen Simulation und realen Ergebnissen mehr erzielt werden kann. Trotzdem war bei diesem einfachen Beispiel der Aufwand bereits so groß, dass an Stelle einer differenzierten experimentellen Vermessung ein *Model Updating* mit iterativer Anpassung der Modellparameter an die Messergebnisse verwendet wurde. So muss für aufwendigere zusammengesetzte Strukturen die Vereinfachung der Bestimmung eines globalen Dämpfungsfaktors für eine vollständige FEM-Simulation angewandt werden, bei der die lokalen physikalischen Dämpfungseffekte an allen relevanten Schnittstellen nicht vollständig bekannt sein müssen. Als Folge ist dieser globale Dämpfungsparameter allerdings nur für die spezifische Struktur gültig und kann nicht einfach auf andere, ähnliche Strukturen übertragen werden [Gau07]. Eine globale Beschreibung des Schwingverhaltens für einzelne Substrukturen, welche zu mehreren Gesamtsystemen zusammengesetzt werden können, wird weder in [Bog07] noch in [Gau07] betrachtet.

In dieser Arbeit wird das Lehr'sche Dämpfungsmaß  $\zeta$  zur Beschreibung der Dämpfung verwendet, da überwiegend nur die erste globale Mode im untersuchten Frequenzbereich liegt. Für eine Bestimmung höherfrequenter Moden in einer Auslegung unter akustischen Gesichtspunkten sind mehrere modale Verlustfaktoren von Interesse. Dazu sind allerdings auch andere Versuchsstände und Prüfaufbauten zu verwenden. In dieser Arbeit liegt der Fokus hingegen auf den niederfrequenten mechanischen Schwingungen mit hohem Energieanteil der betrachteten Lastfälle.

Wie in Formel 3.5 ersichtlich, ist die Resonanzfrequenz direkt mit den Massen- und Steifigkeitseigenschaften verknüpft. Deswegen ergibt sich bei schwinganfälligen Strukturen die Notwendigkeit, jegliche Leichtbau-Optimierung auch vor dem Hintergrund der Strukturodynamik zu betrachten und umgekehrt. Auf die Besonderheiten der Strukturodynamik im Leichtbau wird in Kapitel 3.4.2 näher eingegangen.

### 3.3.2 Die drei Domänen der Auswertung dynamischer Systeme

Das Schwingverhalten von dynamischen Systemen kann in drei verschiedenen Domänen betrachtet und modelliert werden, siehe Bild 24.

Eine Analyse in der physikalischen Domäne erfolgt im Zeitbereich. Für eine Simulation eignet sich hierbei in der Strukturodynamik die FEM, welche in ihrer Grundform ebenfalls im Zeitbereich abläuft. Die Anregungs- und Antwortsignale der Struktur an ausgewählten Knotenpunkten werden in Diagrammen über der Zeit aufgetragen.

Das Schwingverhalten kann aber auch mit einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich übertragen werden, um die Frequenzabhängigkeit zu untersuchen, siehe

auch [Pin01]<sup>1</sup>. Im Frequenzbereich erfolgt die Darstellung der Signale entsprechend ihrer Anteile über der Frequenz, statt sie wie zuvor über der Zeit aufzutragen.

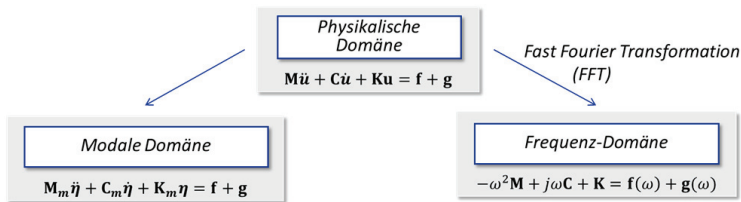


Bild 24: Einteilung der Betrachtung von dynamischen Vorgängen in drei Domänen, angelehnt an [Kle08a]

Mit Hilfe einer modalen Parameteridentifikation oder auch Parameterschätzung können die Messergebnisse in die modale Domäne transformiert werden. Dabei wird das reale Verhalten durch ein modales Ersatzmodell, bestehend aus einem oder mehreren gekoppelten Ein-Massen-Schwingern, dargestellt. Das Schwingverhalten kann in diesem Fall durch entsprechende Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitswerte für jede Mode beschrieben werden. Entsprechende Verfahren sind in Kapitel 3.3.4 detaillierter beschrieben. Diese Repräsentation realer Messsignale in der modalen Domäne basiert allerdings auf einem geeigneten modalen Ersatzmodell, dessen Validität sichergestellt werden muss. Gerade bei einer hohen Sensitivität des Systemverhaltens auf nicht-lineare Einflüsse kann die Bestimmung von realistischen modalen Ersatzsystemen an ihre Grenzen stoßen.

### 3.3.3 Schwingverhaltensbeschreibung mit Frequenzantwortfunktionen

Um das Schwingverhalten eines komplexen dynamischen Systems mit *Frequenzantwortfunktionen* abzubilden, reduziert man die Beschreibung des dynamischen Verhaltens auf die Beschreibung des Verhaltens an ausgewählten Knotenpunkten. Dies können entweder relevante Punkte innerhalb eines Systems oder die Schnittstellenpunkte mit Kontakt zur Umgebung sein. Die Beschreibung wird dadurch zu einer Black-Box<sup>2</sup>, da die Ursachen des Schwingverhaltens nicht beschrieben werden, sondern nur die Auswirkung an ausgewählten Punkten. Gerade bei komplexen zusammengesetzten Systemen, wie beispielsweise der voll beladenen Flugzeuggablenküche in der vorliegenden Arbeit, ist eine detaillierte Modellierung aller notwendigen physikalisch-mechanischen Vorgänge in einem White-Box-Modell kaum möglich, weswegen man sich in solchen Fällen, wenn möglich, auf Black-Box-Modelle beschränkt. Dabei sind die Auswirkungen der ursächlichen physikalisch-technischen Vorgänge in der Beschreibung des Systems enthalten - zumeist sogar genauer, da die aufwendige und fehleranfällige Beschreibung der Ursachen mit entsprechender Parameterbestimmung für das Modell entfällt. Frequenzantwortfunktionen werden im Englischen als *Frequency Response Function* (FRF) bezeichnet.

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere Kapitel 2

<sup>2</sup> Black-Box- / White-Box-Definition siehe Kapitel 3.3.4 und in [Pin01] Kapitel 2.1.2



Bild 25: Single Input Single Output (SISO) Modell eines dynamischen Systems nach [Pin01]

Bild 25 beschreibt das einfachste Black-Box-Modell zur Beschreibung des Schwingverhaltens eines dynamischen Systems mit einem Eingang für die Anregung und einem Ausgang für die Antwort. Die Beschreibung des Schwingverhaltens erfolgt im Frequenzbereich durch eine Übertragungsfunktion  $H$  mit dem Quotienten von Ausgang zu Eingang:

$$H(\omega) = \text{Ausgang}(\omega) / \text{Eingang}(\omega). \quad (3.10)$$

Die eigentliche Beschreibung des Schwingverhaltens ist damit von der im Einzelfall angelegten Anregung entkoppelt. Ein reales Antwortverhalten wird hingegen erst durch die Multiplikation der systembeschreibenden Übertragungsfunktion  $H$  mit einer Anregung erzeugt. Die Übertragungs-, Anregungs- und Antwortfunktionen liegen in der Frequenzdomäne vor. Die Funktionen werden dementsprechend über der Frequenz aufgetragen.

Vor dem in dieser Arbeit vorliegenden Anwendungshintergrund bietet sich eine Unterscheidung von zwei unterschiedlichen Übertragungsfunktionen mit konkreten mechanischen Größen an, siehe Bild 26 bzw. Bild 27. Die Verwendung der Begriffe variiert in der Literatur. Es wird dabei die folgende Definition gewählt, die sich an gängigen Fachbüchern wie [Har02], [Pin01] und der Anleitung [Ric99] orientiert. Beide Funktionen werden hier als Übertragungsfunktionen bezeichnet.

So wird im Folgenden die Verstärkung von zwei gleichen Größen (z.B. Weg  $X$ ) zwischen dem Ein- und Ausgang des Systems an unterschiedlichen Punkten mit Verstärkungsfunktionen beschrieben. Im Falle der in Bild 26 dargestellten fußpunktangeregten Schwingerplatte lässt sich über die Verstärkung zwischen der Anregung und dem Punkt mit der größten Amplitude die betrachtete Schwingungsform beschreiben. Die Verstärkungsfunktion wird teilweise auch als Durchlässigkeit oder Transmission bezeichnet. Sie stellt ein wichtiges Hilfsmittel in der Transfer-Pfad-Analyse (TPA) dar, wird hier aber überwiegend für Vergleiche zwischen Messung und Simulation verwendet.

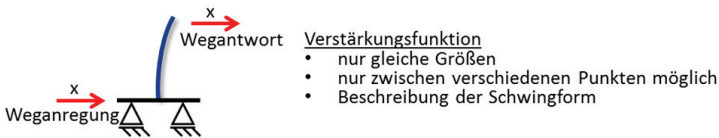


Bild 26: Verwendete Definition einer Verstärkungsfunktion in Anlehnung an [Har02] und [Ric99]

Soll allerdings die Rückwirkung des betrachteten Systems auf die anregende Umgebung beschrieben werden, so wird im Folgenden von Frequenzantwortfunktionen gesprochen. Bei diesen liegen Ein- und Ausgang in unterschiedlichen Größen vor (beispielsweise Weg  $X$  und Kraft  $F$ ). Dies ermöglicht die Aufstellung einer Übertragungsfunktion von einem Eingang zu einem Ausgang an exakt demselben Punkt.

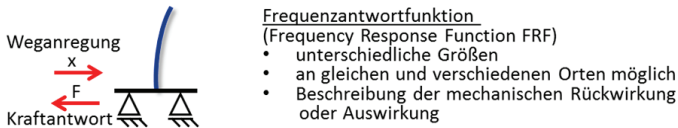


Bild 27: Verwendete Definition einer Frequenzantwortfunktion in Anlehnung an [Har02] und [Ric99]

Üblicherweise werden Frequenzantwortfunktionen in der Mechanik für Schnittstellenkräfte und Wege, bzw. daraus abgeleitete Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, aufgestellt. Tabelle 2 stellt die gängigen Bezeichnungen zusammen. In der Fachliteratur wird fast ausschließlich der englischsprachige Fachbegriff verwendet, weswegen dieser hier dargestellt ist. Im späteren Verlauf der Arbeit wird an Stelle des Weges häufig die Beschleunigung als zweifache Ableitung über der Zeit mit der FRF der dynamischen Masse betrachtet.

Tabelle 2: Englischsprachige Fachbegriffe für die in der Mechanik gebräuchlichen Frequenzantwortfunktionen (FRF), siehe auch [Har02] und [Ric99]

FRF	Name	FRF	Name
$\frac{X(\omega)}{F(\omega)}$	Compliance, Receptance	$\frac{F(\omega)}{X(\omega)}$	Dynamic Stiffness
$\frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)}$	Mobility	$\frac{F(\omega)}{\dot{X}(\omega)}$	Impedance
$\frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)}$	Inertance, Accelerance	$\frac{F(\omega)}{\ddot{X}(\omega)}$	Dynamic Mass, Apparent Mass

Die in Bild 27 dargestellten FRFs können ebenso für Ein- und Ausgänge an unterschiedlichen Punkten aufgestellt werden. Dies wird insbesondere bei Systemen mit mehreren Ein- und Ausgängen (Multiple Input Multiple Output - MIMO) verwendet, um beide Größen (hier Kraft und Weg) an allen relevanten Punkten im System in Abhängigkeit zueinander setzen zu können. Ein einfaches MIMO-System mit jeweils zwei mechanischen Ein- und Ausgängen ist in Bild 28 dargestellt.



- MIMO (Multiple Input Multiple Output)**
- Matrix vieler Einzel-FRFs analog zu SISO
  - Beschreibung der Rückwirkung auf gleiche Orte
  - Beschreibung der Auswirkung auf andere Orte
  - Rücktransformation in gleiche Größen an verschiedenen Orten über die Inverse der lokalen Feedbackfunktion

Bild 28: MIMO-Modell eines dynamischen Systems in Anlehnung an [Har02] und [Ric99]

### Aspekte der Linearisierung im Frequenzbereich mit Bezug zur späteren Durchführung

Mit der Wahl, das Schwingverhalten im Frequenzbereich darzustellen, sind bereits einige Annahmen verbunden.

So wird bei linearen Frequenzgängen grundsätzlich angenommen, dass diese linear vom Eingangssignal abhängen. Ist dies nicht der Fall, können für unterschiedliche Anregungshöhen jeweils unterschiedliche lineare Übertragungsfunktionen aufgestellt werden, die um diesen Arbeitspunkt herum gelten. Dies wird im späteren Verlauf der Arbeit bei einem nicht-linearen Verlauf hinsichtlich des Anregungsniveaus durchgeführt und ist dort entsprechend vermerkt.

Auch wird bei einem periodischen Signal davon ausgegangen, dass dieses symmetrisch zur Nulllage ist. Dabei wird angenommen, dass der positive Teil des Signals dem phasenverschobenen Spiegelbild des negativen Teils des Signals entspricht. Gerade bei Kontaktproblemen liegt diese Art des linearen Verhaltens nicht vor. Bei einem Schwingverhalten, bei dem die schwingende Masse zur einen Seite frei ausschlagen kann, beim Rückschlagen allerdings gegen einen Anschlag schlägt, liegt ein unsymmetrisches Signal im Zeitbereich vor. Um dennoch die klassische lineare Systemidentifikation anwenden zu können, gibt es mehrere Möglichkeiten. So können positive und negative Signalanteile separat und in zwei Frequenzantwortfunktionen betrachtet werden. Sind diese auf Grund des immer noch gleichen Energieinhalts der positiven und negativen Signalhälften gleich oder annähernd gleich, so kann aber auch eine Linearisierung des Kontaktverhaltens in einer gewöhnlichen Übertragungsfunktion vorgenommen werden.

In der Systemidentifikation existieren zwar auch Verfahren zur Übertragung des Schwingverhaltens in nicht-lineare Modelle, welche allerdings erheblich aufwendiger zu nutzen sind und entsprechend selten in gängigen Berechnungswerkzeugen realisiert sind. Viele nicht-lineare Einflüsse, wie kraftabhängige Steifigkeitseigenschaften oder von dem Anregungsniveau abhängige Dämpfungswerte, lassen sich nur schwer in gängige Simulationsverfahren, wie die FEM, überführen. Aus diesem Grund wird üblicherweise eine Linearisierung vorgezogen, wenn die für die Betrachtung notwendigen Eigenschaften auch mit diesem Modell hinreichend genau abgebildet werden können. Dies muss in Parameterstudien für den konkreten Fall aufgezeigt werden und kann durch entsprechende Leitlinien, wie in [Pin01], unterstützt werden. Von der transienten Berechnung stationärer Schwingungsprobleme über den gesamten Frequenzbereich wird aus Gründen der um mehrere Größenordnungen höheren Rechendauer üblicherweise Abstand genommen.

Sollen die Impulsantworten transient betrachtet werden, so bietet sich statt der in Kapitel 3.5 vorgestellten und verwendeten *Frequency Based Substructuring* das relativ neue *Impulse Based Substructuring* [Rix11] an. Das in Kapitel 5 dargestellte methodische Vorgehen lässt sich auch mit diesem Verfahren durchführen. Ebenso ist damit eine getrennte Betrachtung positiver und negativer Signalanteile möglich. Da dies allerdings nicht im Fokus der vorliegenden Arbeit steht, wird sich die Betrachtung im Folgenden auf das in Kapitel 3.5 vorgestellte *Frequency Based Substructuring*.

Das weitere Vorgehen in dieser Arbeit geht den üblichen Weg einer Linearisierung zwischen den beiden Signalen über eine FFT mit diskreten Signalen. Bei auffälligem Schwingverhalten

wird jeweils überprüft, dass die generierten Frequenzgänge im betrachteten Frequenzbereich auch bei Signalspiegelung annähernd identisch sind. Dies ist in allen Untersuchungen der Fall, weswegen die jeweils in Kapitel 4 vorgestellten Linearisierungen zur weiteren Verwendung geeignet sind.

### Aspekte der Signalglättung mit Bezug zur späteren Durchführung

Bei der Berechnung der Übertragungsfunktion im Frequenzbereich können durch die separate FFT von Zähler und Nenner mathematische Artefakte auftreten. Dies gilt insbesondere bei hohen Abtastraten, welche für eine Betrachtung in einem deutlich niedrigeren Frequenzbereich eine sehr hohe Auflösung mit extrem kleinen Frequenzschritten bietet. Dabei kann es vorkommen, dass die FFT für einen einzelnen Frequenzwert nur sehr geringe Signalanteile zuordnen kann. Tritt dies beim Eingangssignal im Nenner der Übertragungsfunktion auf, so wird der Wert der Übertragungsfunktion für diesen Frequenzschritt sehr hoch und reißt aus dem Mittel aus. Gleiches gilt für Ausreißer nach unten, wenn die geringe Frequenzzuordnung im Ausgang (im Zähler) steht. Entsprechend ist es nicht unüblich, dass bei der Betrachtung der ungefilterten Frequenzbereichssignale eine hohe Rauschbreite vorhanden zu sein scheint, siehe Bild 29. Da das FFT Signal allerdings im gesamten Frequenzbereich bis 300 Hz (die Abtastrate aller in Kapitel 4 durchgeführten Versuche ist 600 Hz) ca. 76.000 Werte umfasst, treten die vereinzelt Ausreißer überdurchschnittlich stark in der Darstellung mit einer nur begrenzten Auflösung von Bildpunkten hervor. Das Verhalten ist besonders auffällig bei einem sporadisch auftretenden Kontakt zwischen schlagenden Massen.

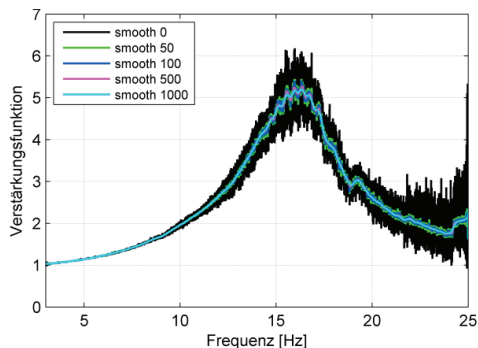


Bild 29: reales Beispiel verschiedener Glättungsraten

Abhilfe schafft hier die in solchen Fällen übliche Glättung (engl. *smooth*) des Signals. Dabei wird ein gleitender Mittelwert über den Frequenzgang gebildet. Beispielweise werden in Bild 29 für jeden der 76.000 Werte jeweils 50, 100, 500 bzw. 1000 benachbarte Einträge zu einem Wert gemittelt und dargestellt. Die Kurven für die unterschiedlichen geglätteten Signale liegen dabei so dicht übereinander, dass diese kaum voneinander zu trennen sind. Lediglich die schwarz dargestellte, verrauschte Ausgangskurve setzt sich ab. Bei der Wahl der Höhe der Glättung ist einerseits auf eine ausreichende Reduzierung des Rauschens zu achten, andererseits sollten die relevanten Signalebereiche nicht zu stark verfälscht werden. In

der praktischen Auswertung der Versuche von Kapitel 4 werden aus diesem Grund für jeden Messlauf immer Graphen mit unterschiedlichen Glättungsraten erstellt, wie in Bild 29 aufgezeigt. Über die Änderung zwischen den Einzelergebnissen der Sensitivitätsanalyse kann der Einfluss auf das Ergebnis bestimmt werden. Anschließend wird eine für die ganze Versuchsreihe einheitliche Glättungsrate gewählt, bei der der Einfluss auf das relevante Spitzenverhalten hinreichend gering, das Schwingverhalten allerdings immer noch als ausreichend glatte Messkurve für weitere Analysen wie die Parameterschätzung verwendbar ist.

Wie auch in [Pin01]<sup>1</sup> dargestellt, bietet solch eine korrekt eingestellte Glättung eine erhebliche Erhöhung der Aussagequalität. Ein entsprechender Einsatz wird in den Leitlinien dort sehr empfohlen. In vielen Fällen ist ohne eine Glättung keine Ableitung von Informationen zum Schwingverhalten möglich, wie beispielsweise im Fall einer Dämpfungsbestimmung über das Standardverfahren der Bandbreitenmethode<sup>2</sup>, da die Parameterschätzung dann nur auf Basis von Ausreißerwerten basieren kann.

### 3.3.4 Systemidentifikation und Parameterschätzung

Um das Schwingverhalten eines Systems in einem Modell beschreiben und mit dem Modell wiederum Vorhersagen auf das Schwingverhalten machen zu können, ist eine Systemidentifikation durchzuführen. Die Identifikation dynamischer Systeme läuft nach [Pin01]<sup>3</sup> in den folgenden Schritten ab:

1. Sammeln von Informationen über das System
2. Wahl einer Modellstruktur, die das System abbilden soll
3. Wahl von Modellparametern, die das Modellverhalten bestmöglich an das reale Verhalten in Tests annähern
4. Validierung des Modells

Dabei sind die in der gängigen Literatur aufgezeigten Methoden fachbereichsübergreifend für mechanische oder elektrische Anwendungshintergründe entwickelt und gelten auch für den hier gewählten Anwendungshintergrund der Strukturdynamik, siehe auch [Ise92a, Ise92b, Lju12, Pin01, Ric99, Söd89].

Bei der Wahl der Modelle gilt es, unter zahlreichen Modellvariationen die passenden zu finden. Es werden kurz die im Verlauf der Arbeit relevanten Modelldimensionen aufgezeigt, wie sie bei [Pin01]<sup>4</sup> beschrieben werden:

---

<sup>1</sup> siehe dort Kapitel 2.5.1

<sup>2</sup> siehe Kapitel 4 für die Umsetzung und beispielsweise [Sil99], S. 377ff, für die Grundlagen

<sup>3</sup> siehe dort S. 17

<sup>4</sup> siehe dort S. 17f

- **Parametrische und nicht-parametrische Modelle**  
In einem parametrischen Modell wird das System durch eine begrenzte Anzahl von Parametern beschrieben. Das Modell ist üblicherweise aufwendiger zu erstellen, dafür entsteht ein besseres physikalisches Grundverständnis des Systems.  
Ein nicht-parametrisches Modell charakterisiert ein System mit Hilfe einer Funktion von zahlreichen Punkten, wie beispielsweise der Funktion der Kraftantwort auf eine Beschleunigungsanregung über der Frequenz, dargestellt in einem Frequenzgang nach einer Fast-Fourier-Transformation des Messsignals aus dem Zeitbereich.
- **White-Box und Black-Box-Modelle**  
Wird ein Modell auf Basis von physikalischen Gesetzen mit der Kenntnis der inneren physikalischen Vorgänge des Systems aufgebaut, so spricht man von einem White-Box-Modell. Ein detailliertes Simulationsmodell auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) mit seinen umfangreichen bekannten Material-, Geometrie- und Lastparametern ist ein White-Box-Modell. Ein solches Modell bietet sich an, wenn viel Wissen über das Innere eines Systems vorhanden ist (oder erarbeitet werden kann) und der Einfluss der Parameter auf das System untersucht werden soll.  
Eine erheblich zeitsparendere Modellierung ist das Black-Box-Modell. Dabei wird ein mathematisches Modell aus realen Daten aufgestellt, welches das zuvor als relevant bestimmte Verhalten bezüglich ausgewählter Messpunkte hinreichend genau abbildet. Das Modell beschreibt die Überführung von Inputs in Outputs. So lange das Wissen über das Verhalten der Outputs an Schnittstellen und ausgewählten relevanten Messpunkte ausreicht, ist dies eine sehr vorteilhafte Modellreduktion.
- **Lineare und nicht-lineare Modelle**  
In der Realität ist nahezu jedes System nicht-linear. Da die Reduktion auf ein lineares Teilverhalten allerdings üblicherweise eine erhebliche Reduktion des Modellierungs- und Berechnungsaufwandes bedeutet, bietet es sich an, zu prüfen unter welchen Gegebenheiten eine Linearisierung um den Arbeitspunkt herum noch hinreichend genaue Ergebnisse liefert. Auch kann eine Teilung in mehrere lineare Teilbeschreibungen für unterschiedliche Arbeitspunkte eine Linearisierung noch möglich machen, auch wenn das Systemverhalten als Ganzes nicht-linear ist.

Soll ein gemessenes Systemverhalten in einem Modell von bekannten Parametern abgebildet werden, so bedient man sich üblicherweise zunächst der FFT, um aus den Messdaten im Zeitbereich ein nicht-parametrisches Modell (z.B. Frequenzgang) im Frequenzbereich zu erstellen. Solche nicht-parametrischen Black-Box-Modelle werden zur Beschreibung der Substrukturen in Kapitel 5 verwendet, welche dort entsprechend der modularen Produktstruktur zu Produktvarianten gekoppelt werden.

Danach erfolgt die in Bild 30 dargestellte Parameterschätzung, um das nicht-parametrische Modell im Frequenzbereich in ein parametrisches Modell in der modalen Domäne mit den modalen Parametern (Eigenfrequenz, modale Dämpfung und Eigenschwingform) zu überführen [Ric99]. Für die Abbildung in FEM Simulationen ist dabei insbesondere die Bestimmung eines Dämpfungsparameters von Interesse. Die Bestimmung der Eigenfrequenz und der Eigenschwingform dient dem Vergleich zwischen dem Rechenergebnis und der realen Mes-

sung. So können Massen- und Steifigkeitseigenschaften des Modells abgeglichen werden. Neben dem Begriff Parameterschätzung werden in der Literatur auch die Begriffe Parameteridentifikation, Parametrisierung oder Synthetisierung verwendet. Der Begriff Synthetisierung wird wegen der Gefahr von Verwechslungen mit der Synthese mehrerer Substrukturen zu einem Gesamtsystem hier nicht verwendet.

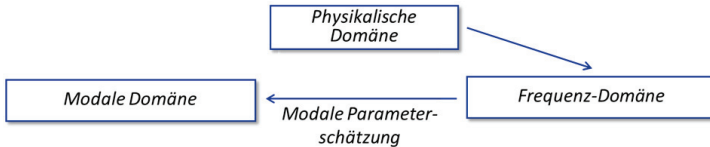


Bild 30: Überführung eines gemessenen Systemverhaltens in ein modales Modell über den Zwischenschritt einer Parameterschätzung

Der in Kapitel 5 neu entwickelte methodische Ansatz basiert auf der dynamischen Substrukturierung, welche mehrere nicht-parametrische Frequenzgänge als Black-Box-Systeme koppelt. Liegen Substrukturmodelle in parametrischer Form vor, so werden aus diesen Modellen wieder nicht-parametrische Frequenzgänge extrahiert. Bereits vorliegende nicht-parametrische Modelle werden ohne Anpassung übernommen. Die nicht-parametrischen Frequenzgangmodelle der Substrukturen werden als Black-Box-Modelle zur Berechnung des Gesamtsystemverhaltens weiterverarbeitet.

Die hier verwendeten Parameterschätzmethoden und die notwendigen, zu Grunde liegenden Annahmen sind in Anhang B1 beschrieben, da die Parameterschätzung nicht im Hauptfokus der Arbeit steht, sondern nur dem Verständnis des vorliegenden Schwingverhaltens zur Abbildung in FEM-Modellen dient. Weil bei den betrachteten Strukturen nur eine relevante globale Mode im schmalen untersuchten Frequenzbereich liegt, eignen sich sowohl das strukturelle Dämpfungsmodell wie auch das viskose Dämpfungsmodell, siehe auch [Gau07] und VDI Richtlinie 3830 [Vdi04], insbesondere Blatt 2. Beide Ersatzmodelle entsprechen sich in der Resonanzspitze mit den Maximallasten, welche unter Auslegungsaspekten von Interesse sind. Wegen der einfacheren Umsetzung und Rückführung auf die zu Grunde liegende Differentialgleichung wird im Folgenden das Lehr'sche Dämpfungsmaß mit einem geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungsmodell verwendet.

### Versuchsgestaltung zur Frequenzgangmessung

Wie in entsprechenden Leitlinien nach [Pin01] und der Übersicht in [Ric99] dargestellt, gibt es zahlreiche Variationen zur Versuchsgestaltung für die Bestimmung von Frequenzantwortfunktionen und der Parameteridentifikation. Je nach konkretem Anwendungsfall, Prüflingsverhalten und Einsatzszenario sind bestimmte Verfahren mehr oder weniger geeignet.

In Tabelle 3 sind beispielhaft einige Anregungsverfahren nach [Ric99] im Vergleich dargestellt.

Tabelle 3: Vergleich von Anregungsverfahren, Auswahl nach [Ric99]

Verfahren Kriterien	Impuls	Schrittsinus	Gleitsinus	Pseudo Random / Rauschen
Periodisch	Ja	Nein	Ja	Ja
entfernt Rauschen	Ja	Nein	Ja	Ja
entfernt Nicht-Linearitäten	Nein	Nein	Nein	Nein
Testdauer	Schnell	Langsam	Mittel	Schnell
SNR	Niedrig	Hoch	Hoch	Mittel
Frequenzwahl	begrenzt	Ja	Ja	Ja

Ein Gleitsinus weist einen kontinuierlichen Frequenzanstieg aus, wohingegen der Schrittsinus diskrete Frequenzen schrittweise anfährt.

In [Pin01]<sup>1</sup> werden für die Bestimmung von Frequenzantwortfunktionen von MIMO-Systemen eindeutig periodische Anregungen empfohlen. So ermöglicht es insbesondere ein Gleitsinus, Messungen mit gutem Signal-zu-Rauschen-Verhältnis (Signal to Noise Ratio, SNR) bei noch akzeptabler Testdauer durchzuführen und diverse Rauscheinflüsse zu unterdrücken. Ein wichtiger Vorteil ist die gute Kontrollierbarkeit der Frequenz und des Anregungsniveaus. Da das Schwingverhalten der in Kapitel 4 zu vermessenden Strukturen bei den hohen Anregungsniveaus des Windmilling-Lastfalls eine hohe Sensitivität auf das Anregungsniveau aufweist, kann dieses hier sehr realitätsnah nachgefahren werden. Damit stellt der Gleitsinus das am besten geeignete Verfahren zur Vermessung des Schwingverhaltens der aus mehreren Elementen zusammengesetzten Leichtbaustrukturen in der Flugzeugkabine unter realitätsnahen Anregungsniveaus dar.

### Zwischenfazit zu Kapitel 3.3

Der Stand der Technik bietet eine ausreichende Grundlage, um Leichtbaustrukturen mit Frequenzantwortfunktionen als parametrische und nicht-parametrische Modelle abzubilden, wenn gewisse anwendungsspezifische Annahmen getroffen werden. Diese sind in entsprechenden allgemeinen Leitfäden aufgezeigt und werden im entwickelten Ansatz verwendet. Bei Bedarf werden selbst entwickelte, anwendungsspezifische Detaillierungen des Vorgehens in entsprechenden Sensitivitätsanalysen abgesichert. Das Vorhandensein der notwendigen Werkzeuge im beschriebenen Stand der Technik ersetzt allerdings nicht die für die Modellierung notwendigen Untersuchungen von Leichtbaustrukturen in Tests, wie in Kapitel 4 beschrieben. Erst so können die erforderlichen Modellparameter unter den anwendungsspezifischen Randbedingungen für die Umsetzung der Auslegungsunterstützung von Leichtbaustrukturen unter dynamischen Lasten bestimmt werden.

---

<sup>1</sup> siehe dort Kapitel 2.7

### 3.4 Auslegung von Kabineninterieur unter dynamischen Lasten

Viele der auslegungsrelevanten Lastfälle für Kabineninterieur, wie die *Notlandebedingungen* oder der *Kabinendruckverlust*, sind grundsätzlich dynamischer Art. Nur Lasten, die bei einer Fehlbedienug oder einem Abstützen an den Monumenten auftreten, sind tatsächlich quasi-statischer Natur. Auch wenn in letzter Zeit immer bessere Berechnungswerkzeuge zur detailgetreuen und realitätsnahen Abbildung dynamischer Lastfälle entwickelt wurden [Qua14, Woh13], basieren Nachweise in der Kabinenauslegung dennoch häufig auf abgesicherten Vereinfachungen zu quasi-statischen Ersatzlasten [Lam14, Woh13]. Diese sind mitunter sehr konservativ, um dennoch die hohe Sicherheit der Luftfahrt zu gewährleisten. Eine detailliertere Nachweisführung, welche ohne die konservativen Vereinfachungen mit hohen Sicherheitszuschlägen auskommt, ermöglicht somit eine Gewichtsoptimierung [Lam14, Woh13].

#### 3.4.1 Nachweisführung für Flugzeugkabineninterieur

Die Nachweise basieren auf den behördlichen Spezifikationsvorgaben wie die FAR-25 [Faa11] und die CS-25 [Eas12] auf oberster Ebene und den dazu verfassten Ausführungen der Advisory Circulars (AC) bzw. Acceptable Means of Compliance (AMC). Insbesondere die Flugzeughersteller und gegebenenfalls auch die Kabinenhersteller erarbeiten auf dieser recht allgemeinen Basis weitere, detailliertere Spezifikationen und stimmen diese mit den Behörden zur Zulassung ab. Zusätzlich dazu gibt es freie Institutionen, wie die RTCA (Radio Technical Commission for Aeronautics), welche unabhängig von Herstellern Testspezifikationen erarbeiten, wie in [Rtc11]. Diese können von den Behörden als Teil einer Nachweisführung akzeptiert werden. Die General Aviation Manufacturers Association (GAMA) hat allgemein akzeptierte Nachweisverfahren für Zulieferer in [Gam09] zusammengefasst.

Für die Auslegung unter transienten dynamischen Lasten werden vor allem die *Emergency Landing Conditions* und das *Rapid Decompression* betrachtet. Letzteres beschreibt die beim Druckabfall in der Kabine auftretenden Luftdrucklasten, welche auf großflächige Kabinenmonumente wirken. Der Notlandungsastfall betrachtet die dabei auftretenden Beschleunigungen, bei denen Kabinenmonumente noch als integrales System bestehen bleiben müssen. Die resultierenden Schnittstellenkräfte müssen weiterhin von der tragenden Flugzeugstruktur gehalten werden können. Entsprechende dynamische Versuche mit Schockanregungen in der Entwicklung oder dem finalen Nachweis sind sehr aufwendig und teuer. Für alles Kabineninterieur außer den Sitzen hat sich dabei ein Nachweis mit einer vereinfachten Vergleichsprüfung gemäß der Ausnahme *test procedure 2* in [Rtc11] Kapitel 7<sup>1</sup> etabliert, siehe auch [Lam14]. Dabei wird ein quasistatischer Zugversuch mit einer Lasteinleitung in alle lokalen Massenschwerpunkte der gesamten Struktur durchgeführt. Dazu wird die aus den Massen und der vergebenen Maximalbeschleunigung resultierende Kraft aufgebracht und für mindestens 3 Sekunden gehalten. Bleibt die Struktur als integraler Bestandteil bestehen und bleiben die Deformationen innerhalb eines bestimmten Grenzbereichs, so ist der Nachweis bestanden. Dies wird üblicherweise nur für zuvor in einer Simulation ermittelte Worst-Case-Fälle der Variantenvielfalt einer Produktfamilie durchgeführt. Alle anderen Vari-

---

<sup>1</sup>[Rtc11], Kapitel 7.3.3: Die für eine realistischere Abbildung eigentlich aufzubringende Beschleunigungskurve ist dort unter Figure 7-2 definiert.

anten, welche beispielsweise auf Grund einer geringeren Masse als weniger kritisch angesehen werden, können über eine Vergleichsrechnung nachgewiesen werden. Der Nachweis für die Notlandebedingungen ist in Bild 31 links dargestellt. Der realitätsnahe Nachweis der Notlandebeschleunigungslasten über einen dynamischen Test findet nur in Ausnahmefällen statt, beispielsweise wenn Sitze an Kabinenmonumenten befestigt sind.

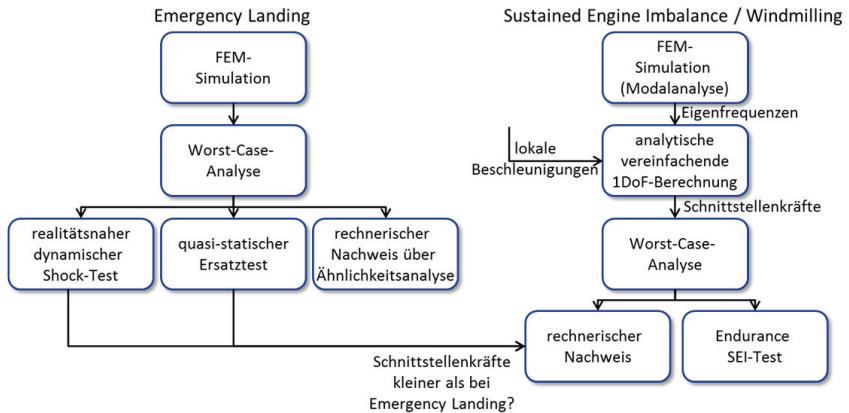


Bild 31: Notlande- und Windmilling-Nachweis für Kabineninterieur, siehe auch [Lam14, Woh13]

Beim in Bild 31 ebenfalls dargestellten Windmilling-Nachweis für Kabineninterieur werden in einer FEM-Simulation zunächst die Eigenfrequenzen in einer Modalanalyse bestimmt, da Dämpfungswerte der jeweiligen Produktvariante für eine detaillierte Berechnung der Frequenzantwort häufig fehlen [Lam14]. Anschließend wird auf Basis eines einfachen Ein-Massen-Schwingersystems für die schwingende Masse, der bestimmten Eigenfrequenz und der vom Flugzeughersteller vorgegebenen lokalen Beschleunigungsamplitude im Windmilling-Fall ein Resonanzverhalten abgeschätzt. Die an der Position des Kabinenmonuments geltenden lokalen Beschleunigungen berechnet der Flugzeughersteller auf Basis eines Gesamtflugzeugmodells mit den Ground-Vibration-Test-Daten und Daten der Triebwerkshersteller gemäß AMC 25-24<sup>1</sup>. Die vom Hersteller der Kabinenmonumente durchzuführenden Berechnungen der resultierenden Schnittstellenkräfte des Kabinenmonuments hängen dabei direkt von der kritischen Dämpfungsrate des Ein-Massen-Schwingers ab. Wenn nicht anders begründet, wird dabei häufig ein Wert von 5% angenommen, wie auch in AMC25-24 auf Gesamtflugzeugebene genannt.

<sup>1</sup> siehe [Eas12]: In AMC25-24 werden die Anforderungen an dieses Gesamtflugzeugmodell definiert. Ein modales Schwing-Modell einer Flugzeugstruktur wird in [Avi97] erstellt und mit den realen Messdaten eines Ground Vibration Tests (GVT) verglichen. In [Gro00] findet sich eine umfangreiche, überwiegend analytische Modellierung eines Verkehrsflugzeugtriebwerks mit Parameterstudien. Die Arbeit ist allerdings sehr abstrakt gehalten und beschränkt sich auf die analytische Modellbildung des Triebwerks. Ein geeigneter Abgleich mit realen Daten aus Triebwerkstests fehlt. Eine ähnlich durchgeführte Abschätzung des Schwingverhaltens mit lokaler Betrachtung der Schnittstellenlasten unter konstruktionsnahen Modellierungsansätzen findet sich in [Iva14].

Typischerweise werden anschließend in einem rechnerischen Nachweis die berechneten Schnittstellenkräfte des analytischen Ein-Massen-Schwingers mit den maximalen Schnittstellenkräften im quasi-statischen Ersatzversuch verglichen. Sind die berechneten dynamischen Kräfte unter Berücksichtigung von Sicherheitsaufschlägen kleiner als die real aufgebracht statischen Kräfte, so ist der Nachweis erfolgreich. Ein besonderes Augenmerk wird weiterhin auf die metallischen Anbindungen (Attachments) gelegt, für welche eine *Fatigue*-Auslegung über einen Abschlagsfaktor erfolgt.

Wie in Bild 31 ersichtlich, findet die Selektion des Worst-Case-Falls erst nach der Berechnung der auftretenden Schnittstellenlasten für jede Variante statt, da vereinfachende Kriterien zur Abschätzung, wie die Monumentmasse, bei periodischen dynamischen Lasten nicht geeignet sind. Bei einer hohen Variantenvielfalt bedeutet dies einen erheblichen Berechnungsaufwand. Soll die ohnehin hohe Entwicklungsdauer bei einer detaillierten Modellierung jeder Variante nicht noch weiter erhöht werden, geht dies zu Lasten der Optimierungszeit. Denn die Durchführung von Parametervariationen zur Optimierung der Ausnutzung der Struktur bedeutet in der Auslegung eine weitere Multiplikation dieses Berechnungsaufwandes. Fehlen weiterhin genaue Kenntnisse zu den Dämpfungsfaktoren, welche die Kraftantwort linear skalieren, muss auf Grund der hohen Unsicherheit mit hohen Sicherheitszuschläge ausgelegt werden, damit teuer entwickelte Prototypen im Worst-Case-Fall nicht beim letzten Nachweistest versagen und eine langwierige Überarbeitung notwendig machen. Diese hohen Zuschläge widersprechen dem Gedanken des Leichtbaus, welcher hier insbesondere durch eine detaillierte mechanische Analyse zur Strukturoptimierung ermöglicht wird, siehe auch [Sch05].

Zur Auslegung des Schwingverhaltens von Kabineninterieur unter Komfortaspekten finden sich weder in behördlichen Spezifikationen, wie [Eas12], noch in den Leitlinien der Zuliefererindustrie [Gam09] Hinweise auf eine besondere Betrachtung.

### 3.4.2 Allgemeiner Leichtbau unter dynamischen Lasten

Entwickeln unter Leichtbauaspekten ist ein iteratives Herantasten an eine optimale Ausnutzung der Konstruktion, [Ehr09] und [Kra12]. Dabei werden zunächst Lastpfade identifiziert und anschließend Geometrie und Material so gewählt, dass die Anforderungen an die Konstruktion ohne eine Gefährdung der Sicherheit gerade erfüllt werden.

Hierzu sind in einer Parametervariation mehrere Optimierungsschleifen notwendig, um sich dem theoretischen Minimum hinreichend weit anzunähern. Bei einer hohen Variantenvielfalt multipliziert sich der dahinterstehende Aufwand (siehe Kapitel 2), insbesondere, wenn eine Worst-Case-Selektion auf Basis der Masse nicht mehr möglich ist.

Die generellen Möglichkeiten der Auslegung unter dynamischen Lasten werden im Folgenden für eine flächige Leichtbaustruktur, wie beispielsweise eine Partition, dargestellt. Liegt deren Resonanzfrequenz im Frequenzspektrum der möglichen Anregungen, bedeutet dies ein Aufschwingen, welches Nachteile von einfachen Komforteinschränkungen bis hin zum sicherheitskritischen Versagen mit sich bringt. Dies gilt insbesondere bei niedrigen kritischen Dämpfungsraten, wie sie FKV-Sandwichverbunde aufweisen. So verursacht die kritische Dämpfungsrate von Sandwichplatten von ca. 1% (siehe Kapitel 4.1) bereits ein Aufschwingen mit einer 50-fachen Verstärkung.

Fehlen geeignete Modellparameter zur detaillierten mechanischen Analyse, ist ein einfach zu realisierender Ansatz zur Behebung dieses Problems die konstruktive Versteifung der Struktur (siehe Bild 32). Das Ziel ist dabei eine Verschiebung der Resonanzfrequenz aus dem Anregungsspektrum. Eine Verstimmung des Systems durch zusätzliche Massen scheidet unter Leichtbaugesichtspunkten aus.

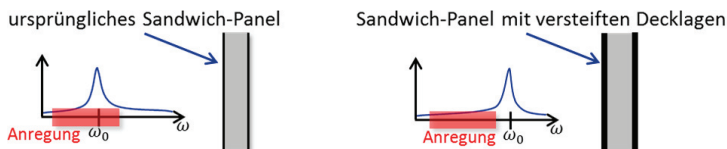


Bild 32: Prinzip des Verschiebens der Eigenfrequenz aus dem Anregungsspektrum durch Versteifung

Allerdings bedeutet eine Versteifung auch meist eine indirekte Erhöhung der Masse durch weiteres hinzugefügtes Material, beispielsweise durch eine Aufdickung der Deckschicht bei dem Sandwich-Panel in Bild 32 rechts. Wie an der für einen einfachen Ein-Massen-Schwinger geltenden Formel zur Bestimmung der Eigenfrequenz  $\omega$

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad (3.11)$$

erkennbar ist, heben sich die Einflüsse von Masse  $m$  und Steifigkeit  $k$  dabei auf. Die darüber liegende Wurzelfunktion schwächt die Frequenzverschiebung selbst dann ab, wenn die Steifigkeit stärker als die Masse erhöht wird. In der Folge muss die Steifigkeit so weit vergrößert werden, so dass sie trotz der Gegenwirkung der resultierenden Massenerhöhung eine ausreichende Frequenzverschiebung verursacht. Das Verfahren eignet sich damit nur für kleine Frequenzverschiebungen in einem schmalbandigen Anregungs- und Betrachtungsbereich. Das Resultat sind schwere Konstruktionen mit mechanisch ungünstigen Lösungskonzepten. Dies gilt insbesondere, wenn - wie in der Flugzeugkabine üblich - die Dicke der verwendeten Sandwichstrukturen bauraumbedingt als Konstruktionsparameter bereits ausgeschöpft ist und eine Versteifung über die Verstärkung der Deckschichten erfolgt. Zudem befinden sich die Resonanzfrequenzen nach der Frequenzverschiebung meist im hörbaren Bereich und stellen dann ein Akustikproblem dar. Bei breitbandigen Betrachtungen eignet sich das Verfahren nicht, wie auch in [Ceb94] dargestellt.

Ein unter Leichtbauaspekten sinnvoller Lösungsweg sieht eine genauere mechanische Analyse vor [Sch05]. Für den vorliegenden Anwendungsfall wird dabei auf das Schwingverhalten fokussiert. Dabei kann mit validen Dämpfungsparametern im Modell geprüft werden, ob durch eine ausreichend hohe, bereits vorhandene Dämpfung das Aufschwingen in einen akzeptablen Bereich abgemindert wird.

Ist die Dämpfung für die jeweilige Mode nicht ausreichend, kann mit Hilfe einer detaillierten mechanischen Analyse eine gezielte Überarbeitung der Struktur unterstützt werden. Darunter fällt beispielsweise die Auswahl geeigneter Dämpfer an den Schnittstellen oder die gezielte Umgestaltung von zusammengesetzten Strukturen mit einer Neuordnung von Massen und tilgenden Substrukturen.

Es bieten sich die folgenden Möglichkeiten der Auslegung des Schwingverhaltens an:

*Ohne Kenntnis der Dämpfung möglich*

- Versteifen der Struktur, um die Eigenfrequenz aus dem Anregungsspektrum zu verschieben

*Detaillierte mechanische Analyse vorausgesetzt*

- Gezielte konstruktive Veränderung, so dass ein globales Aufschwingen der zusammengesetzten Bauteile durch lokale Änderungen verringert werden kann
- Einsatz von Dämpfern an den Schnittstellen der Monumente zum Flugzeug
- Erhöhung der Dämpfung der Sandwichstruktur selbst, beispielsweise durch eine gezielte Materialwahl

Die Möglichkeiten der Reduktion des Aufschwingens bei einer detaillierten mechanischen Analyse mit Kenntnis der Dämpfungsparameter müssen je nach Anwendungsfall geeignet gewählt werden.

Eine konstruktive Umgestaltung ist bei einer aus mehreren schwingenden Systemen zusammengesetzten Struktur in gewissen Grenzen möglich. Dabei müssen auch Funktionsaspekte der Kundenanforderungen berücksichtigt werden. Für die Schwingungsreduktion zur Geräuschminderung werden in [Bös12]<sup>1</sup> mehrere konstruktive Maßnahmen zur besonders effizienten Reduktion der Körperschallfunktion gegeben. Diese sind teilweise auch auf die hier betrachteten Leichtbaustrukturen unter tiefen, energiereichen Schwinganregungen übertragbar, wie beispielsweise die Erhöhung der Fugendämpfung.

Schwingungsdämpfer an den Schnittstellen der Krafteinleitung (siehe auch [Sto12] und [Bös12]) erzielen eine hohe Energiedissipation, werden dadurch allerdings bei Einsatzbedingungen wie beim Windmilling auch sehr warm. Dies muss bei der Auslegung für die dort auftretende Dauerbelastung von über drei Stunden beachtet werden.

Eine Erhöhung der Dämpfung der Leichtbaustuktur selbst ist für die im Kabineninterieur üblicherweise verwendeten Sandwichstrukturen aus FKV-Decklagen und Aramidpapierkern bislang nicht ausreichend weit entwickelt, auch wenn interessante Forschungsansätze existieren. Dazu zählen nach Untersuchungen wie [Lep12, Liu11a, Liu11b] neben der Schnittstellendämpfung insbesondere das Particle-Damping sowie das semi-aktive und passive Constraint-Layer-Damping. Auch aktive Verfahren, wie Electro-Bonded-Laminates oder Piezo-Patches, können dazu eingesetzt werden.

Eine gezielte Materialwahl nach АШВУ unter mehreren Optimierungszielen wird in [Ceb94] beschrieben, allerdings nicht hinsichtlich von Leichtbauzielen.

Eine umfassende Abhandlung zur Auslegung von FKV-Sandwichstrukturen findet sich in [Zen97], welche allerdings nicht näher auf die Auslegung unter stationären dynamischen Lasten eingeht.

---

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere S. 345

Ist das Schwingverhalten mit seinen lokalen Resonanzverstärkungen in einer geeigneten detaillierten Simulation hinreichend genau abgebildet, können die je nach Anwendungsfall notwendigen Folgeberechnungen, beispielsweise hinsichtlich der Betriebsfestigkeit oder der maximalen Verformung, erfolgen. Für die Modellierung des strukturellen Schwingverhaltens von Leichtbaustrukturen eignet sich insbesondere eine Strukturberechnung mit Hilfe der FEM [Bat07]. Um eine robuste Auslegung mit FEM-Simulationen zu qualifizieren, eignet sich die SAFESA-Methode (SAFE Structural Analysis) nach MORRIS [Mor08].

Die gezielte konstruktive Auslegung unter den zwei Zielen eines möglichst geringen Aufschwings in Resonanz und eines möglichst geringen Gewichts findet sich in der gängigen Konstruktionsfachliteratur nur in Randbemerkungen. So weist DEGISCHER auf die besondere Bedeutung der Auslegung von Leichtbaustrukturen hinsichtlich dynamischer Instabilitäten hin [Deg09]. In [Wie07] wird die Strukturodynamik einzig unter dem Aspekt der Schwingfestigkeit und des Risswachstums bei metallischen Strukturen betrachtet. Eine Betrachtung der Ursache im Aufschwingen der Struktur erfolgt nicht. Bei KLEIN findet sich eine solche Betrachtung nur für die akustische Auslegung, nicht unter Aspekten der mechanischen Strukturbelastung [Kle13].

#### **Zwischenfazit zu Kapitel 3.4.2**

Auch wenn grundsätzliche Berechnungswerkzeuge zur Auslegung von Leichtbaustrukturen existieren, so müssen bei fehlenden Modellparametern, insbesondere zu den Dämpfungseigenschaften, starke Vereinfachungen getroffen werden. Wegen der damit zusammenhängenden hohen Unsicherheit müssen hohe Aufschläge in der Auslegung verwendet werden, was das Gewicht erhöht und dem Leichtbauziel widerspricht. Bleibt auf Grund einer hohen Variantenvielfalt nicht ausreichend Zeit zur Bestimmung spezifischer, aussagekräftiger Parameter, muss bei der Auslegung hinsichtlich des Schwingverhaltens auf einfache Mittel, wie die Frequenzverschiebung durch Versteifung, zurückgegriffen werden. Auch dies widerspricht dem Leichtbauziel in der Flugzeugkabine.

Fortgeschrittene Verfahren der Schwingungsauslegung sind nur unter Anwendung einer detaillierten mechanischen Analyse möglich. Bei einer Auslegung von Leichtbaustrukturen mit einer hohen Variantenvielfalt unter tiefen, energiereichen Schwingungen fehlt hierzu bislang eine gezielte Unterstützung.

### 3.5 Dynamische Substrukturierung

Eine Synthese des dynamischen Verhaltens eines Gesamtsystems kann mithilfe der dynamischen Substrukturierung aus miteinander gekoppelten Modellen der Substrukturen erfolgen.

Zu den grundsätzlichen Vorteilen einer substrukturbasierten Analyse gegenüber der Behandlung des globalen Systems in einem einzigen Schritt zählen nach [Kle08a]:

- Die Berechnung von dynamischen Strukturen, deren Verhalten sonst zu aufwendig und unübersichtlich zur vollständigen Modellierung wäre, wird möglich.
- Eine lastspezifische lokale Optimierung wird möglich.
- Nicht relevantes Substrukturverhalten ist einfacher zu identifizieren.
- Ein Teilen und Kombinieren von Substrukturen aus mehreren Projektgruppen wird möglich.

Die Möglichkeit der Nutzung der dynamischen Substrukturierung, um das Schwingverhalten einer aus mehreren Modulen zusammengesetzten Produktvariante durch die Kopplung entsprechender Substrukturmodelle abzubilden, wird dabei nicht genannt. Gleiches gilt für die weitere Fachliteratur zur dynamischen Substrukturierung, welche maßgeblich durch die Gruppen um D'AMBROGGIO und um RIXEN erforscht wird, siehe [Dam09] bzw. [Kle08a]. In der Literaturrecherche wurde einzig die Quelle [Sel98] gefunden, welche auf eine mögliche Nutzung im Rahmen einer modularen Produktstruktur eingeht. Wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, ist der bei SELLGREN vorgestellte Ansatz aber nicht mit gängigen Modularisierungskonzepten und dem hier betrachteten Anwendungshintergrund kompatibel. Entsprechend spärlich ausgeprägt sind die verfügbaren Vorarbeiten im Stand der Wissenschaft hinsichtlich Nutzung der dynamischen Substrukturierung bei der Berechnung modularer Leichtbaustrukturen. Dabei ergeben sich große Vorteile, insbesondere zur Beherrschung der Variantenvielfalt, wenn eine modulare Produktstruktur mit Hilfe einer dynamischen Substrukturierung auch modular ausgelegt werden kann. Bei der Anwendung auf Leichtbaustrukturen, wie in der Flugzeugkabine, muss das konkrete Vorgehen mit geeigneten Verfahren der dynamischen Substrukturierung erst näher detailliert werden.

#### Vorgehen der dynamischen Substrukturierung

Soll das Schwingverhalten dynamischer Systeme modelliert werden, so kann dies im physikalischen, im modalen und im Frequenz-Bereich erfolgen, siehe Kapitel 3.3.2.

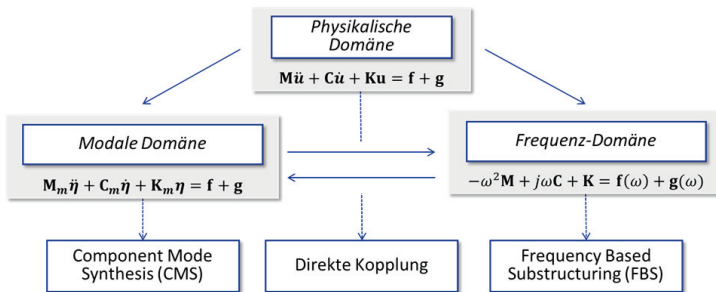


Bild 33: Verschiedene Kopplungsverfahren der dynamischen Substrukturierung in unterschiedlichen Domänen, nach [Kle08a]

Entsprechend existieren verschiedene Methoden der Kopplung zwischen den Subsystemen für die unterschiedlichen Domänen, siehe Bild 33. Das grundsätzliche Verrechnen von Übertragungsfunktionen ist aus der Regelungstechnik bekannt und wird z.B. zur Beschreibung von Regelkreisen verwendet, wenn eine Übertragungsfunktion des Reglers mit der Übertragungsfunktion der Regelstrecke interagiert.

Eine Modellierung der Kopplung in der **physikalischen Domäne** findet beispielsweise bei der Umsetzung in klassischen FEM-Simulationen statt. Die direkte Kopplung erfolgt in diesem Fall direkt durch Gleichsetzen der Verschiebungen oder der Kräfte an einzelnen Knoten und Freiheitsgraden.

Wird das Schwingverhalten in einem realen Versuch oder einer entsprechenden Simulation bestimmt und anschließend in den **Frequenzbereich** transferiert, so können die Amplitude und die Phase der Impedanz über der Frequenz dargestellt werden. Dabei wird das Schwingverhalten in einem nicht-parametrischen Black-Box-Modell mit Frequenzantwortfunktionen abschließend bezüglich dieser Knotenpunkte beschrieben. Das Vorgehen zur Kopplung der Frequenzantwortfunktionen unterschiedlicher Substrukturen wurde schon früh in [Jet88] vorgestellt. Die dabei verwendete, sogenannte primale Kopplung wird in weiterführenden Arbeiten, wie beispielsweise [Ren95], immer wieder aufgegriffen, hatte aber noch einige Einschränkungen bei der Definition der Schnittstellenfreiheitsgrade. Erst in späteren Veröffentlichung, wie der von de Klerk et al. [Kle08a], wird die Erweiterung der dualen Kopplung beschrieben, die diese Einschränkungen aufhebt.

Um eine Modellierung in der **modalen Domäne** durchführen zu können, wird das physikalische Modell dahingehend vereinfacht, dass eine Systembeschreibung mit abstrakten modalen Schwingern erfolgt. Die resultierenden modalen Parameter von Resonanzfrequenz und Dämpfung werden dabei so gewählt, dass das resultierende Schwingverhalten dem realen möglichst nahe kommt. Die Kopplung mehrerer modal abstrahierter Systeme wird in der Component-Mode-Synthesis (CMS) oder auch modalen Kopplung durchgeführt. Diese Verfahren sind in der gängigen FEM-Berechnungssoftware integriert.

Die meisten kommerziellen FEM-basierten Simulationstools, wie MSC Nastran, RADIOSS oder ANSYS, können alle drei Kopplungsarten berechnen.

### 3.5.1 Bewertung und Auswahl eines geeigneten Kopplungsverfahrens

Im Folgenden wird die Analyse und Bewertung der Eignung der beschriebenen Kopplungsverfahren vor dem in Kapitel 2 dargestellten Hintergrund beschrieben. Dabei werden die modale Kopplung, die direkte Kopplung und die frequenzbasierte Kopplung betrachtet und hinsichtlich Ihrer Eignung bewertet.

Um die leichtbaugetriebene Auslegung von Kabinenmonumenten bei dynamischen Lasten unterstützen zu können, werden folgende Anforderungen an das zu verwendende Kopplungsverfahren definiert:

- Die Berechnung muss über die gesamte kombinatorische Vielfalt möglich sein.
- Die Berechnung auf Basis von Simulations- und Testdatensätzen ist wünschenswert.
- Die Prognose des Schwingverhaltens muss eine ausreichende Genauigkeit aufweisen.
- Der Zeitaufwand bei Modellierung und Berechnung sollte so gering wie möglich sein.

Da die eigentliche Berechnung nach einer erfolgten Parameterschätzung einfacher und schneller als die vollständige FEM-Modellierung durchzuführen ist, kommt die Component-Mode-Synthesis (CMS) im industriellen Umfeld der Strukturmechanik häufig zum Einsatz [Auw01]. Viele Beispiele dazu finden sich im Bereich der Automobilindustrie. Die Berechnung ist wegen der Reduktion auf einfache, lineare Ein-Massen-Schwinger sehr schnell, was bisher bei dynamischen Berechnungen ein wichtiges Kriterium darstellte. Dynamische Simulationen in der physikalischen Domäne hingegen sind sowohl in der Modellierung wie auch der Berechnung sehr zeitaufwendig.

Eine vergleichende Analyse der CMS- und FBS-Vorgehensweisen finden sich in [Cup00] für eine Automobil-Anwendung. In der abschließenden Bewertung wird empfohlen, beim Vorliegenden von modalen Substrukturmodellen auch eine modale Kopplung vorzunehmen. Dabei ist vor jeder Berechnung zu überprüfen, inwieweit das modale Ersatzmodell das Verhalten in der physikalischen oder der Frequenzdomäne hinreichend genau abbildet. Im Falle von frequenzabhängigen Verbindungselementen wird die FBS empfohlen. Dem muss allerdings hinzugefügt werden, dass Messungen von realen Strukturen teilweise Verhalten zeigen, die mit linearen modalen Ansätzen nicht hinreichend genau beschrieben werden können, siehe dazu auch die Untersuchungen in Kapitel 4 und Anhang B1. Gerade bei Frequenzgängen, die nicht dem Verhalten eines idealen Ein-Massen-Schwingers entsprechen, stoßen Curve-Fitting-Verfahren schnell an ihre Grenzen. Dies ist in den eigenen Untersuchungen bei allen Prüfkörpern der Fall, nur die einfachen Sandwich-Platten zeigen bei einer hinreichend geringen Anregungsamplitude ein eindeutig lineares Verhalten. Selbst wenn die bei der Parameterschätzung mit einem Curve Fitter per Model Tuning ermittelten Parameter das reale Verhalten lokal korrekt abbilden, ist die Allgemeingültigkeit der extrahierten Parameter in einem globalen Modell in Frage zu stellen<sup>1</sup>. Hier eignet sich die FBS-Kopplung mit Modellen im Frequenzbereich deutlich besser, da die Überführung des Frequenzganges in ein modales Ersatzmodell bei einer frequenzbasierten Kopplung komplett entfällt.

Eine Berechnung auf Basis des Frequenzganges (FBS) benötigt üblicherweise etwas mehr Rechenzeit, was allerdings bei heutigen Rechenzeiten und auf Grund der Reduktion auf ausgewählte relevante Messpunkte nicht mehr ins Gewicht fällt. Sämtliche FBS-Kopplungsmodelle aus der vorliegenden Arbeit wurden mit einem Laptop-PC in wenigen Sekunden gerechnet. Die Ableitung von Frequenzantwortfunktionen aus bestehenden vollständigen FEM-Modellen dauerte wenige Minuten. Die Ableitung von Frequenzantwort-Modellen aus Testdaten ist nahezu ohne Anpassungen möglich und verursacht keine nennenswerte Rechendauer. Der Modellierungsaufwand bei FBS ist gleich hoch oder geringer als bei der modalen Berechnung, da durch das Wegfallen der modalen Ersatzsysteme weniger Aufwand für die Plausibilitätsprüfung anfällt.

Tabelle 4 stellt die jeweiligen Eigenschaften und deren Auswirkungen für die Verwendung vor dem beschriebenen Anwendungshintergrund einander gegenüber.

---

<sup>1</sup> Siehe auch das Beispiel des Curve Fitters in Anhang B1 auf Seite 177 und die Parameteridentifikation, unter anderem in Kapitel 4.3.

Tabelle 4: Bewertung der Kopplungsdomänen und -verfahren zur Berechnung von variantem Kabineninterieur unter dynamischen Lasten

	Kopplungsverfahren	Vorgehensweise bei der Kopplung	Eignung hinsichtlich Anwendungshintergrund			
			Berücksichtigung externer Einflüsse und Nicht-Linearitäten	Stand der Implementierung in Berechnungswerkzeugen	geringe Rechenzeit	Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Berechnung
Physikalische Domäne	Direkte Kopplung	numerische, vollständige Berechnung				
	Component Mode Synthesis	numerische Berechnung modal aufgebauter Modelle				
Frequenzdomäne	Frequency Based Substructuring	numerische Verrechnung von analytischen, numerischen und experimentellen Daten im Frequenzbereich				

Legende nicht erfüllt geringfügig erfüllt teilweise erfüllt überwiegend erfüllt erfüllt

Für eine Kopplung in der Frequenzdomäne können die notwendigen Frequenzgänge für jede Substruktur des Gesamtsystems aus experimentellen Testdaten, numerischen Modellen (z.B. FEM) oder analytischen Modellen (typischerweise modale Ersatzmodelle) erzeugt werden [Jet88]. Dies stellt einen großen Vorteil im vorgestellten Anwendungshintergrund dar. Sind beispielsweise valide Modelle mit in Versuchen bestimmten dynamischen Parametern zur Dämpfung vorhanden, so können die Frequenzgänge für das jeweilige Modul aus einer detaillierten FEM-Rechnung stammen. Sind keine solchen Modelle vorhanden oder erhebliche Diskrepanzen zwischen Testdaten und Simulation festzustellen, können die Testdaten direkt und ohne fehleranfällige modale Parameterschätzung verwendet werden. Dies hat einen großen Einfluss auf die zuverlässige Abbildung des realen Schwingverhaltens, insbesondere, wenn dieses nicht dem eines idealen modalen Schwingers entspricht. Sind bei einer Neukonstruktion weder detaillierte FEM-Modelle noch Testdaten vorhanden, können auch einfache analytische Abschätzungen auf Basis des Verhaltens von ähnlichen Strukturen erfolgen.

Damit ergibt sich, dass für die Berechnung des Gesamtsystemverhaltens von zusammengesetzten Leichtbaustrukturen, wie Kabineninterieur, eine frequenzbasierte Kopplung des Schwingverhaltens einzelner Substrukturen auf Basis von Modellen in der Frequenzdomäne verwendet werden kann.

### 3.5.2 Formulierung der Kopplung mit Frequenzantwortfunktionen

Die Umsetzung der Idee der Verrechnung von dynamischen Schwingverhalten mehrerer Substrukturen zu einem Gesamtsystemverhalten, ausgedrückt durch Frequenzantwortfunktionen, findet sich schon in [Jet88]. In der Quelle wird im Demonstrationsbeispiel ein Hub-schrauber in mehrere gekoppelte Substrukturen zerteilt und die notwendigen Grundgleichungen zur Kopplung vorgestellt. Dabei wird bereits in dieser frühen Quelle neben der notwendigen Mechanik eine rudimentäre Methode mit den folgenden Schritten zur Durchführung der Impedanzkopplung vorgestellt.

- Erstellung einer symbolischen Darstellung der Substrukturen und Schnittstellen auf Basis der Graph Theory.
- Aufbau einer Kopplungsmatrix.
- Zuordnung der Schnittstellenfreiheitsgrade.
- Erstellung der betrachteten internen und Schnittstellenfreiheitsgrade entsprechend der Kopplungsmatrix.
- Durchführung der Kopplung.

Die Vorstellung der Methode bleibt allerdings so allgemein wie hier dargestellt, es werden keine Hilfen zur Schnittstellenzuordnung gegeben. Die Notwendigkeit einer Zugehörigkeit von Schnittstellenfreiheitsgraden zu einzelnen Substrukturen konnte erst durch den dualen Ansatz von [Kle08a] aufgehoben werden.

Generell fehlen in der Literatur allerdings spezifische Hilfen zur konsistenten Schnittstellenmodellierung, wie sie vor dem Hintergrund der Variantenvielfalt notwendig sind. Die Beschreibungen gehen immer nur von der Betrachtung einer einzigen Produkt- und Modellvariante aus.

Die Berechnungsmethoden wurden über die folgenden Jahrzehnte weiter verfeinert, siehe z.B. [Su93] oder [Ren95]. DE KLERK und die weiteren Co-Autoren der Forschergruppe um RIXEN geben in ihrem Grundlagenpaper eine präzise und umfassende Übersicht über die bis dato erzielten Erfolge und die daraus resultierenden Rechenwege auf dem Gebiet der dynamischen Substrukturierung in allen drei Domänen [Kle08a]. In [All10] wird ein gut aufbereitetes, aber stark vereinfachtes Beispiel mit Balkenstrukturen zur dynamischen Kopplung vorgestellt, allerdings beschränkt es sich primär auf eine Kopplung in der modalen Domäne. In der Arbeit von [Val10] wird der Stand der Technik zur dynamischen Kopplung auf Basis von Frequenzantworten ausführlich beschrieben. Zunächst wird es an einfachen Beispielen verdeutlicht und später auf das reale Beispiel einer Windkraftanlagengondel übertragen.

Die Beschreibungen in diesem Kapitel orientieren sich, wenn nicht anders angegeben, an [Kle08a] und [Bat11]. Das Prinzip der Kopplung wird in Bild 34 für das Gesamtsystem C, bestehend aus den Subsystemen A und B, exemplarisch dargestellt.



Bild 34: Prinzip der Kopplung in der dynamischen Substrukturierung (links) und Sätze von Freiheitsgraden für das hier betrachtete Beispielsystem (rechts), angelehnt an [Kle08a] und [Bat11]

Dabei haben die Subsysteme A und B eigene innere Freiheitsgrade (bezeichnet mit den Vektoren  $k$  bzw.  $i$ ). Die gemeinsamen gekoppelten Freiheitsgrade sind im Vektor  $j$  enthalten, siehe Bild 34 rechts.

Für alle betrachteten Freiheitsgrade, also translatorische und ggf. auch rotatorische Freiheitsgrade, gilt in der physikalischen Domäne für die Verschiebungen  $x$  und die Kräfte  $g$  an allen Punkten:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) + g(t). \quad (3.12)$$

Der Vektor  $f$  stellt dabei extern angreifende Erregerkräfte dar. Die interagierenden Strukturen werden dabei als Substrukturen bezeichnet [Kle08a]. Die folgenden Erläuterungen orientieren sich an dieser Quelle. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird ab hier auf eine Notation der Zeitabhängigkeit verzichtet.

Die Massenmatrix  $M$ , die Dämpfungsmatrix  $C$ , die Steifigkeitsmatrix  $K$  sowie die Vektoren der Verschiebungen  $x$ , der externen Kräfte  $f$  sowie der internen Kräfte  $g$  für alle Freiheitsgrade 1 bis  $n$  des Gesamtsystems sind wie folgt definiert:

$$M = \begin{bmatrix} M^{(1)} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & M^{(n)} \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} C^{(1)} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & C^{(n)} \end{bmatrix}; \quad K = \begin{bmatrix} K^{(1)} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & K^{(n)} \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} x^{(1)} \\ \vdots \\ x^{(n)} \end{bmatrix}; \quad f = \begin{bmatrix} f^{(1)} \\ \vdots \\ f^{(n)} \end{bmatrix}; \quad g = \begin{bmatrix} g^{(1)} \\ \vdots \\ g^{(n)} \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

Um eine Kopplung der einzelnen Subsysteme durchzuführen, sind zwei Kopplungsbedingungen zu erfüllen:

1. Kompatibilität der Schnittstellenverschiebungen der einzelnen Substrukturen und
2. Kräftegleichgewicht an den Schnittstellenfreiheitsgraden.

Die Gleichsetzung der Schnittstellenverschiebungen lässt sich dabei ausdrücken über

$$Bx = 0, \quad (3.14)$$

wobei  $B$  eine boolean'sche Matrix ist, die die jeweils gekoppelten Freiheitsgrade des Gesamtsystems kennzeichnet. Nicht-boolean'sche Matrizen können in Sonderfällen ebenfalls auftreten, werden hier aber nicht weiter betrachtet. Die Matrix  $B$  wird im Folgenden auch als Kopplungsmatrix bezeichnet. Wenn  $B$  weiterhin eine vorzeichenbehaftete boolean'sche

Matrix ist, dann ergibt sich durch die oben beschriebene Matrix-Rechnung beispielsweise für zwei der gekoppelten Freiheitsgrade  $x^{(k)}$  und  $x^{(l)}$  die Gleichheit der Verschiebungen durch

$$x^{(k)} - x^{(l)} = 0. \tag{3.15}$$

Das Kräftegleichgewicht an den Schnittstellen lässt sich ausdrücken über

$$L^T g = 0, \tag{3.16}$$

wobei L eine Lokalisierungsmatrix der Schnittstellenfreiheitsgrade im globalen Satz der Freiheitsgrade ist. L wird berechnet über den Kern oder auch Nullraum der Matrix B. In dem Berechnungsansatz nach [Kle08a] wird die aus B abgeleitete Matrix L an zahlreichen Stellen weiterverwendet:

$$\begin{aligned} BL &= 0 \\ L^T B^T &= 0 \\ L &= \text{null}(B). \end{aligned} \tag{3.17}$$

Wenn die dualen Schnittstellenkräfte zweier gekoppelter Schnittstellenfreiheitsgrade  $g^{(k)}$  und  $g^{(l)}$  aufsummiert werden, ergibt sich das interne Gleichgewicht  $g^{(k)} + g^{(l)} = 0$ . Extern angreifende Kräfte werden gemäß der Formel 3.12 separat in der Variablen f betrachtet.

**Aufstellen der Kopplungsmatrix B nach DE KLERK und RIXEN**

Zunächst seien beispielhaft folgende Kopplungsbedingungen mit drei gekoppelten Freiheitsgraden von insgesamt neun vorhandenen Freiheitsgraden in beiden Substrukturen zusammen angenommen. Das Gleichungssystem und der Verschiebungsvektor u sind ebenfalls im folgenden Bild 35 abgebildet.

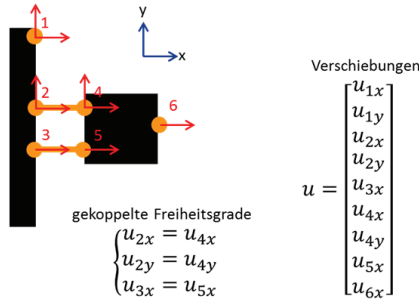


Bild 35: Beispiel von gekoppelten Freiheitsgraden und dem Vektor aller betrachteten Verschiebungen der beiden Substrukturen, entsprechend dem Beispiel in [Kle08a]

Durch Abbildung der Kopplungsbedingungen in der Kopplungsmatrix B erhält man:

$$B = \begin{bmatrix} u_{1x} & u_{1y} & u_{2x} & u_{2y} & u_{3x} & u_{4x} & u_{4y} & u_{5x} & u_{6x} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}. \tag{3.18}$$

Die Lokalisierungsmatrix L wird laut Gleichung 3.17 als Nullraum der Matrix B erzeugt.

Die Kopplung einer realen Struktur mit mehreren Substrukturen lässt sich allerdings nicht immer so eindeutig aufstellen, wie in dem gezeigten vereinfachten Beispiel. So ist die Vereinfachung auf die drei genannten Freiheitsgrade der Kopplung durch den Anwender nach bestem Wissen und vor Berücksichtigung des späteren Anwendungshintergrundes geschehen. Von einem anderen Anwender können andere Annahmen getroffen werden. Beispielsweise kann die Kopplung der Freiheitsgrade 3 und 5 auch noch in Y-Richtung für sinnvoll erachtet werden. Auch wenn diese Unterschiede bei sinnvollen Annahmen nur geringe Auswirkungen auf das Ergebnis haben mögen, so besteht ein gewichtiger Einfluss der Anzahl und Position der Schnittstellenfreiheitsgrade in den beiden Subsystemen auf die Rechenbarkeit des Gesamtsystems, da eine Kopplung von unterschiedlich modellierten Schnittstellen ausgeschlossen ist. Sollen Modelle einzelner Substrukturen als Module einer modularen Produktarchitektur möglichst frei kombinierbar gehalten werden, so ist die Modellierung der Schnittstellen konsistent über die gesamte Produktfamilie hinweg vorzunehmen. Hierzu fehlen bislang geeignete methodische Leitfäden vor dem in Kapitel 2 und 3.2 beschriebenen Hintergrund. Diese müssen weiterhin spezifische Anforderungen des Anwendungshintergrundes berücksichtigen.

### Kopplung im Frequenzbereich

Das zuvor durch Messung bestimmte dynamische Verhalten der Subsysteme wird durch eine FFT in den Frequenzbereich übertragen. In diesem Fall sind die parametrischen Eigenschaften, wie Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften, nicht explizit bekannt, wie etwa in einem FEM-Modell im physikalischen Bereich. Das dann entsprechend vorliegende nicht-parametrische Modell sei für die folgende Betrachtung definiert als:

$$H(\omega) = Z(\omega)^{-1} = \frac{x(\omega) [m]}{F(\omega) [N]}, \quad (3.19)$$

womit die Antwort in der Verschiebung  $x$  auf eine Kraftanregung  $F$  beschrieben ist. Auf Basis der Reziprozität können die gemessenen Funktionen in die gerade benötigte Form überführt werden. Bei Bedarf ist ggf. eine Integration von Beschleunigungssignalen zu Wegsignalen durchzuführen. Die Grundgleichung in Matrixschreibweise sieht für parametrische und nicht-parametrische Systemmodelle damit folgendermaßen aus:

$$\begin{cases} Z(j\omega)x(j\omega) = f(j\omega) + g(j\omega) \\ Bx(j\omega) = 0 \\ L^T g(j\omega) = 0 \end{cases} . \quad (3.20)$$

### Primale Kopplung im Frequenzbereich

Die primale Kopplung ergibt sich zu:

$$x(j\omega) = Lq(j\omega) . \quad (3.21)$$

mit dem Vektor der selektierten Schnittstellenfreiheitsgrade  $q$ .

Durch Verrechnen mit Formel 3.20 ergibt sich die Erfüllung der Schnittstellenkompatibilität. Verrechnet mit dem Faktor  $L^T$  auf beiden Seiten der ersten Gleichung von 3.20 ergibt sich eine umgeordnete dynamische Steifigkeitsmatrix  $\tilde{Z}(j\omega)$ :

$$\begin{aligned} \bar{Z}(j\omega)q(j\omega) &= \bar{f}(j\omega) \\ \text{mit } \begin{cases} \bar{Z} = L^T Z L \\ \bar{f} = L^T f \end{cases} \end{aligned} \quad (3.22)$$

### Duale Kopplung im Frequenzbereich

Hier erhält das folgende Gleichungssystem als Systembeschreibung:

$$\begin{cases} Zu + B^T \lambda = f \\ Bu = 0. \end{cases} \quad (3.23)$$

Wenn statt mit der dynamischen Steifigkeit  $Z$  mit der Receptance oder mechanischen Impedanz  $H$  (siehe auch Kapitel 2.2) gerechnet werden soll, kann der Vektor der Verschiebungen  $u$  durch Auflösen des Gleichungssystems 3.23 folgendermaßen bestimmt werden:

$$u = (H - HB^T(BHB^T)^{-1}BH)f. \quad (3.24)$$

Damit lässt sich das dynamische Verhalten des gesamten gekoppelten Systems als Auswirkung einer Kraftanregung  $f$  auf die Verschiebungen  $u$  beschreiben.

Die duale Kopplung vermeidet eine zwanghafte Zuordnung von Schnittstellenfreiheitsgraden zu einzelnen Substrukturen und ermöglicht stattdessen eine getrennte Betrachtung jeder Substruktur mit all ihren Freiheitsgraden.

### 3.5.3 Entkopplung

Ähnlich der zuvor vorgestellten Synthese von Gesamtsystemen aus Subsystemen durch Kopplung (siehe vor allem [Kle08a]) lassen sich bei entsprechend vorliegender Kenntnis über das Gesamtsystem und bestimmte Subsysteme auch einzelne Subsysteme aus dem Gesamtsystem herausrechnen. Da die notwendige Datenbasis in der Praxis bei komplexen zusammengesetzten Strukturen kaum sinnvoll in einem Gesamtversuch erzeugt werden kann, eignet sich dieses Verfahren eher zur Auskopplung bei überschaubaren Problemstellungen mit möglichst nicht mehr als zwei zu entkoppelnden Systemen. Das Ergebnis ist dabei sehr stark von der Qualität der Einzelmessungen abhängig [Voo10a]. Zu diesem Forschungsgebiet gibt es wenig zielführende Literatur [All10]<sup>1</sup>. Der überwiegende Teil der existierenden Literatur in diesem Bereich beschäftigt sich demnach mit der Auskopplung ideal steifer Massen, was eine starke Vereinfachung darstellt, aber in bestimmten Fällen ausreicht. Es finden sich allerdings einige hilfreiche Anleitungen zur Auskopplung, auch unter Berücksichtigung von Frequenzantworten [All10, Bat11, Clo11, Dam09, Dam11].

Grundsätzlich wird empfohlen, die Anbindung entsprechend des geplanten Testumfangs so auszulegen, dass ihr dynamischer Einfluss auf die Messung möglichst gering ist [Avi99]. So sollten insbesondere Resonanzfrequenzen außerhalb des Anregungsfrequenzbandes liegen, aber auch Verstimmungen, beispielsweise durch Masseneinflüsse, sollten reduziert werden. Erst nach einer Optimierung der Anbindung sollten über einer Entkopplung nicht vermeidbare Einflüsse ausgekoppelt werden. Wie in den eigenen Untersuchungen in Kapitel 4 gezeigt, ist es gerade bei einer Schnittstellenkraftmessung in mehreren Freiheitsgraden

<sup>1</sup> siehe dort S. 4

technisch nicht möglich, den Massenbeitrag der Kraftsensoren im Messsystem so weit zu reduzieren, dass dieser vernachlässigt werden kann. Entsprechend muss dieser Masseneinfluss mit einer Entkopplung der Sensormassenanteile im Messsystem erfolgen. Liegen keine Resonanzen der Anbindung und der Sensoren vor, ist dies für eine annähernd ideal steife Masse bei hoher Ergebnisgüte möglich, siehe auch Kapitel 6.3.



Bild 36: Prinzip der Entkopplung in der dynamischen Substrukturierung

Das Prinzip der Entkopplung wird im Bild 36 links für das Gesamtsystem C, bestehend aus den Subsystemen A und B, exemplarisch dargestellt. Hier soll in diesem Beispiel das dynamische Verhalten der Substruktur B ermittelt werden, indem vom bekannten Verhalten des Gesamtsystems das ebenfalls bekannte Verhalten des Subsystems A entkoppelt wird. Die Substrukturen A und B haben eigene innere Freiheitsgrade (bezeichnet mit den Vektoren  $k$  bzw.  $i$ ). Die gemeinsamen gekoppelten Freiheitsgrade sind im Vektor  $j$  enthalten, siehe Bild 36 rechts.

Aus den vorgestellten Grundlagen zur Kopplung können auch Formeln zur Entkopplung abgeleitet werden. Für weitere Details sei insbesondere auf [Bat11, Dam11, Voo11] verwiesen. In der vorliegenden Arbeit wird die Entkopplung im Frequenzbereich nach der Formulierung

$$H_{jj}^B = H_{kk}^C - H_{kj}^C (H_{jj}^C - H_{jj}^A)^{-1} H_{jk}^C, \quad (3.25)$$

entsprechend einer Vereinfachung der Formulierungen in [Voo11]<sup>1</sup> und [Voo10b]<sup>2</sup> durchgeführt. Ebenso führt bei Annahme der Reziprozität einer annähernd ideal steifen Masse eine Vereinfachung der ersten Formulierung in [Bat11]<sup>3</sup>

$$H_{jj}^B = H_{ji}^A H_{ij}^A (H_{ii}^A (H_{ii}^A - H_{ii}^C) H_{ij}^A)^{-1} H_{ji}^A H_{ij}^A - H_{jj}^A, \quad (3.26)$$

zu einer äquivalenten Formulierung und gleichen Ergebnissen wie bei einer entsprechenden Vereinfachung von Formel 3.25 und kann analog eingesetzt werden.

Mit den Formeln 3.25 und 3.26, oder äquivalenten Umformungen können die gesuchten Frequenzantworten von Subsystem B bestimmt werden. Die Kopplungsbedingungen gemäß Formeln 3.14 und 3.16 sind zu erfüllen.

In [Voo10b, Voo11] werden Erweiterungen der vorgestellten Entkopplungsalgorithmen zur Erhöhung der Genauigkeit bei Systemen vorgestellt, welche auf Grund ihrer hohen dynamischen Verstärkung nur ungünstig zu entkoppeln sind. Dazu werden weitere interne Frei-

<sup>1</sup> siehe dort Formel 14

<sup>2</sup> siehe dort Formel 23

<sup>3</sup> siehe dort Formel 16

heitsgrade in der Messung mit betrachtet und anschließend verrechnet. Durch die zusätzlichen Frequenzantwortfunktionen zu internen Freiheitsgraden können Ungenauigkeiten bei einem ungewöhnlichen Schnittstellenverhalten besser kompensiert werden. Dies ist auch bei überbestimmten Systemen möglich, wie in [Voo10b, Voo11] gezeigt wird.

### Entkopplung im Zeitbereich

Neben einer Entkopplung im Frequenzbereich wird in der vorliegenden Arbeit zu Zwecken der Absicherung der oben aufgeführten Algorithmen und in besonders einfach gelagerten Entkopplungsfällen auch eine Entkopplung auf Basis einer ideal steifen Punktmasse im Zeitbereich durchgeführt. Dazu wird die aus der lokal vorliegenden Beschleunigung  $a_{mess}$  ermittelte Trägheit der idealen Punktmasse  $m_{Anbindung}$  direkt vom gemessenen Kraftsignal  $F_{mess}$  abgezogen, wie in Formel 3.27 dargestellt:

$$F_{mess}(t) - m_{Anbindung} * a_{mess}(t) = F_{real}(t). \quad (3.27)$$

Die so ermittelte Kraft ist vom Masseneinfluss der Anbindung und der Sensoranteile im Messsystem bereinigt und kann zur Berechnung der Frequenzantwortfunktionen herangezogen werden. Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der hier vorgestellten Entkopplungsverfahren ist in Kapitel 5.3.3 im Rahmen von Einsatzempfehlungen bei der Durchführung des entwickelten methodischen Ansatzes dargestellt.

### Zwischenfazit zu Kapitel 3.5

Die dynamische Substrukturierung ist ein wichtiger Bestandteil des zu entwickelnden methodischen Ansatzes. Im derzeitigen Stand der Technik und Forschung fehlt allerdings eine methodisch systematische Vorgehensweise zum Aufstellen der Matrizen für die Anwendung bei varianten modularen Produktstrukturen. Vor dem Anwendungshintergrund der dynamischen Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen sind geeignete Vorgehensweisen und Algorithmen in der Literatur identifiziert und vorgestellt worden. Diese müssen allerdings noch hinsichtlich des konkreten Anwendungsfalles von zusammengesetzten Leichtbaustrukturen geeignet detailliert werden.

Eine Verwendung der dynamischen Substrukturierung zur Beherrschung einer hohen Variantenvielfalt wird bei SELLGREN erwähnt, wie in Kapitel 3.2.3 detaillierter dargestellt wird. Dort wird allerdings ohne nähere Informationen zur Umsetzung eine Component-Mode-Synthesis verwendet. In der vorliegenden Arbeit wird diese durch eine frequenzbasierte Substrukturierung (FBS) ersetzt, um die Fehlerquelle der modalen Ersatzmodelle zu vermeiden und experimentelle Daten direkt einbinden zu können. Weiterhin ist die Methode nach SELLGREN nicht mit dem in Kapitel 3.2.3 beschriebenen Verständnis der Modularisierung von Produktstrukturen kompatibel, weil dort eine Modularisierung erst auf Basis von konkret ausgestalteten Komponenten und detaillierten FEM-Simulationen und nicht in der Konzeptphase durchgeführt wird.

### 3.6 Bewertung des Standes der Wissenschaft

Die Übersicht in Bild 37 fasst das Ergebnis der Literaturrecherche für die vier relevanten Themengebiete zusammen und nennt je Themenbereich auch jeweils die wichtigsten Teilbereichsschlagworte. Im Rahmen einer qualitativen Darstellung wird weiterhin eine Auswahl von relevanten Autoren dargestellt und eingeordnet. Dabei ist die Darstellung an das ARC-Diagramm (Areas of Relevance and Contribution) nach BLESSING [Ble09] angelehnt.

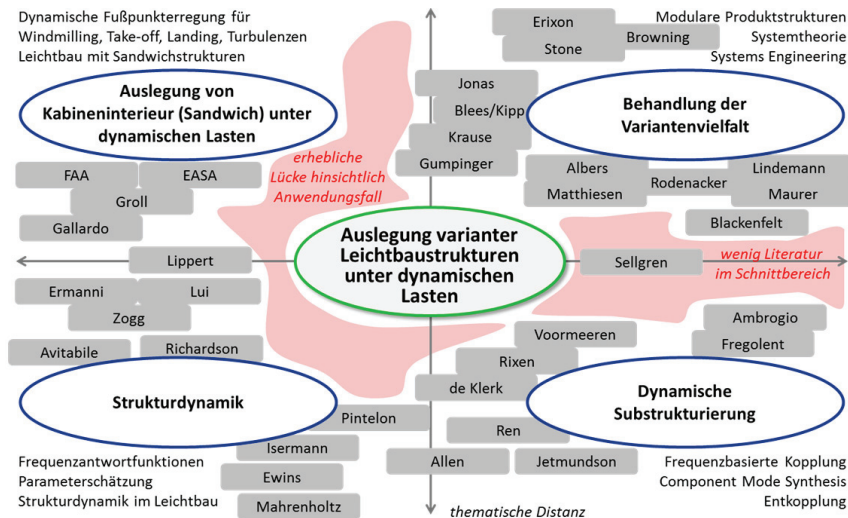


Bild 37: Übersicht und Einordnung von wichtigen Autoren in die vier relevanten Themengebiete

Dabei zeigt sich, dass hinsichtlich des konkreten Anwendungsfalls insbesondere spezifische Modellparameter, Kennwerte und Erfahrungen zur Berechnung des Schwingverhaltens von Sandwich-Leichtbaustrukturen, wie in der Flugzeugkabine, fehlen. Um diese Lücke für die Berechnung des Schwingverhaltens dieser zusammengesetzten Strukturen zu schließen, sind umfangreiche Schwinguntersuchungen in Tests notwendig. Diese für die Aufgabenstellung zwingend benötigte Datenbasis wird in Kapitel 4 und Anhang A erarbeitet.

Ebenso wird die Schnittmenge der thematisch weit entfernten Fachbereiche der Variantenvielfalt und der Struktur- und Dynamische Substrukturierung nur in sehr geringem Maße in der Literatur behandelt. Hier liegt eine Lücke in der Forschungsliteratur vor. Entsprechend wird in Kapitel 5 am Beispiel eines Partition Panels ein methodischer Ansatz zur Unterstützung entwickelt und in Kapitel 6 an dem Demonstrationsbeispiel einer Galley evaluiert. In beiden Fällen bildet die in Kapitel 4 erarbeitete Datenbasis die Berechnungsgrundlage.



## 4 Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Kabineninterieur

In diesem Kapitel wird die zur Berechnung von zusammengesetzten Sandwich-Leichtbaustrukturen in der Flugzeugkabine benötigte Datenbasis aus den durchgeführten Versuchen dargestellt. Dabei werden sowohl einzelne Modelleinflüsse, wie das Material- oder Schnittstellenverhalten, isoliert analysiert, wie auch ein globales Schwingverhalten der zusammengesetzten Strukturen als Benchmark in der Evaluierung zur Verfügung gestellt. Diese Untersuchungen sind zwingend notwendig, um den in Kapitel 5 vorgestellten methodischen Ansatz vor einem realen Anwendungshintergrund entwickeln, durchführen und evaluieren zu können.

Neben den Versuchsbeschreibungen, welche die Nachvollziehbarkeit und Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse zum Schwingverhalten absichern, wird ebenfalls die Versuchsentwicklung in knapper Form dargestellt, da die dabei gewonnenen Erkenntnisse in die entwickelte methodische Vorgehensweise in Kapitel 5 eingehen. Ein Ergebnis ist damit der generelle Aufbau von Erfahrung und spezifischem Fachwissen, beispielsweise zur Systemidentifikation oder Kopplung und Entkopplung in der dynamischen Substrukturierung für den speziellen Anwendungsfall von Leichtbaustrukturen in der Flugzeugkabine. Das dabei gewonnene Wissen zum Schwingverhalten der untersuchten Leichtbaustrukturen steht zukünftigen Berechnungsmodellen zur Verfügung.

Das Hauptziel ist der Aufbau einer Datenbank zum Schwingverhalten. Diese umfasst das Schwingverhalten von

- Substrukturen in realen Tests als Benchmark für eine Abbildung in der Simulation,
- Substrukturen mit einer Modellierung auf Basis von Frequenzantworten zur direkten Verwendung in dem später vorgestellten methodischen Ansatz,
- zusammengesetzten Gesamtsystemen als spätere Benchmarks für eine Absicherung des methodischen Ansatzes.

Da die zu koppelnden Substrukturmodelle in der entwickelten Methode aus den drei Quellen *modales Ersatzmodell*, *detailliertes FEM-Modell* oder *Black-Box-Test* stammen können, wurden Tests - wo möglich und sinnvoll - auch so ausgewertet, dass das Verhalten in modalen Ersatzmodellen oder detaillierten FEM-Simulationen beschrieben werden kann.

In Bild 38 ist die im Folgenden verwendete Einteilung in zusammengesetzte Gesamtsysteme (Galley mit Einschüben und Partition Panel mit Literature Pockets) und Substrukturen dieser Gesamtsysteme (beispielsweise Panel, Ofen, Literature Pocket) verdeutlicht. Die leeren Tragstrukturen der Galley und des Partition Panels werden dabei als Substruktur einer zu-

sammengesetzten Galley bzw. Partition angesehen. Die Versuche in der unteren linken Hälfte wurden auf einachsigen Hydroshakern, die in der oberen rechten Hälfte auf dem Hexapod-Mehrachsch-Prüfstand<sup>1</sup> durchgeführt.

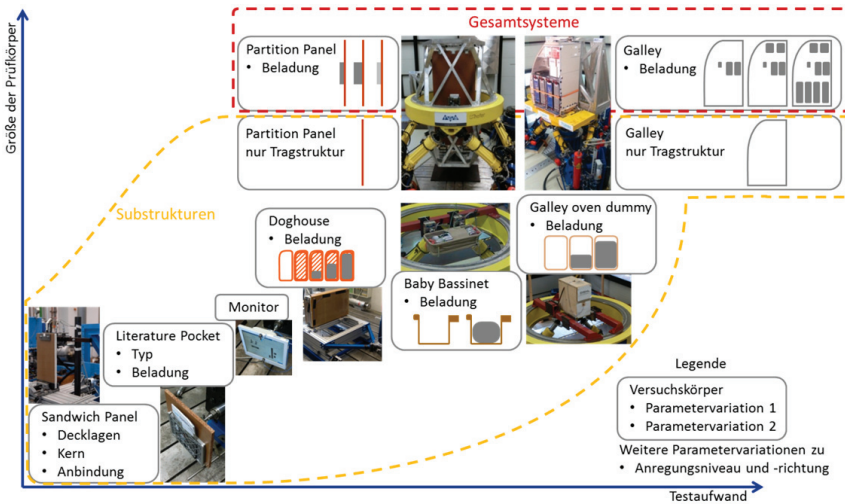


Bild 38: Veranschaulichung der untersuchten Prüfkörper und Parametervariationen der Tests

Die Versuche mit zusammengesetzten Gesamtsystemen mit Betrachtung des Schwingverhaltens in mehreren Richtungen (in Bild 38 rot umrandet, oben dargestellt) sind auf Grund des hohen Aufwandes nur in einer Gruppe von mehreren wissenschaftlichen Mitarbeitern am Institut PKT durchführbar. Die Forschungsbeiträge der ebenfalls beteiligten Mitarbeiter am Institut PKT im Rahmen dieser Gemeinschaftsversuche sind in [Ras12, See14a] sowie der Dissertation [Gum15] vorgestellt. Im Gegensatz zur gemeinsamen Versuchsdurchführung erfolgte die in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Auswertung der Datenbasis im Rahmen der eigenen Forschungsarbeit. Die jeweilige Verwertung der verschiedenen Versuche im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird zu Beginn jedes Unterkapitels kurz benannt.

Die hier vorgestellten Untersuchungen werden ebenfalls detailliert in [Pla14b] beschrieben, ein erster Auszug findet sich in [Pla13]. Viele der vorgestellten Versuche wurden im Rahmen des Forschungsprojekts simoUNITS<sup>2</sup> durchgeführt oder zumindest ausgewertet und sind somit im zugehörigen Datenbasis-Dokument [Pla14b] des Projekts vorgestellt. Da nicht alle untersuchten Substrukturen in dem Demonstrationsbeispiel in Kapitel 5 oder der Evaluierung in Kapitel 6 direkt verwendet werden, sind die Untersuchungen des Doghouses, der Wandmonitore und des Baby Bassinets im Anhang A2, A3 bzw. A3 dargestellt. Sie gehören allerdings zu der in der vorliegenden Forschungsarbeit erstellten Datenbasis zur Erzeugung

<sup>1</sup> gefördert von der Deutschen Forschungsgemeinschaft

<sup>2</sup> gefördert im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms LuFo IV-2 durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2012-2014

einer hohen Variantenvielfalt von Kabineninterieur durch Kombination mehrerer Substrukturen und werden in Kapitel 5.4.2 im Rahmen einer kombinatorischen Betrachtung dargestellt und verwendet.

Da für eine Abbildung des Schwingverhaltens in Simulationen häufig Parameter zum Dämpfungsverhalten unbekannt sind, spielt die Bestimmung der Dämpfungswerte bei Untersuchungen auf allen Größenstufen zwischen Sandwichplatten und Galley eine wichtige Rolle. Zur Bestimmung werden primär fußpunkterregte Gleitsinusanregungen mit der Anregung an den realen Anbindungspunkten verwendet. Diese spiegelt bei Kabineninterieur den realen Anregungs- und Einspannungsfall wider, ein freies Schwingen mit freien Randbedingungen findet bei fest angebundenen Strukturen in der Flugzeugkabine nicht statt. Gerade bei zusammengesetzten Strukturen ist weiterhin eine Dämpfungsbestimmung über Hammerschläge und Analyse des Ausschwingverhaltens nicht realitätsnah möglich, da bei dieser Art der Anregung nicht annähernd genug Anregungsenergie in das System eingebracht werden kann, ohne dieses zu beschädigen. Das gewählte Verfahren der periodischen Anregung wird weiterhin für den hier vorliegenden Anwendungshintergrund in der Fachliteratur [Pin01]<sup>1</sup> eindeutig empfohlen. Um die Nachvollziehbarkeit der ermittelten Schnittstellenkräfte zu vereinfachen, sind alle dargestellten Frequenzantwortfunktionen der dynamischen Masse auf die Erdbeschleunigung mit 1 g bezogen.

Wenn nicht anders angegeben, wird der Frequenzbereich zwischen 3 und 25 Hz betrachtet. Dieser Bereich spiegelt die hier betrachteten dominanten periodischen Anregungen sowohl bei Start, Landung und Turbulenzen wie auch den Windmilling Fall<sup>2</sup> mit Anregungen bis maximal ca. 20 Hz wieder und geht mit einer Betrachtung des benachbarten Frequenzbereichs bis 25 Hz für eine konservative Auslegung noch etwas darüber hinaus.

#### 4.1 Schwinguntersuchungen von Sandwichplatten

Die in dieser Arbeit betrachteten Kabinenmonumente sind aus Sandwichplatten mit Decklagen aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) und Honigwabenkernen aus imprägniertem Aramidpapier zusammengesetzt. Um das Schwing- und insbesondere Dämpfungsverhalten dieser Ausgangsbasis für die später betrachteten vollständigen Kabinenmonumente besser beschreiben zu können, werden diese in einfachen Schwingversuchen analysiert. Die verfolgten Ziele der Auswertung sind dabei

- Schaffung einer Wissensgrundlage zum Schwingverhalten von Sandwichplatten, wie sie zum Bau von Kabineninterieur verwendet werden,
- Ermittlung von Dämpfungsparametern für eine Modellierung in einer Simulation,
- Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Anbindungen der Platten auf die Dämpfung und
- Untersuchung des Einflusses des Plattenkerns auf die Dämpfung.

Die Untersuchungen gliedern sich in drei Versuchsreihen mit jeweils mehreren Parametervariationen in Screening Tests. Zwischen den Versuchsreihen erfolgte eine Verbesserung des

---

<sup>1</sup> siehe dort S. 61ff

<sup>2</sup> siehe auch [Avi97] als Vorlage für die späteren normativen Vorgaben, u.a. S. 7-4

Versuchsaufbau und der Durchführung zur Steigerung der Ergebnisgüte auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse. So hat der in der ersten Versuchsreihe zur Einspannung verwendete Maschinenschraubstock einen erheblichen Einfluss auf die zu ermittelnden Dämpfungsparameter, weswegen die Anbindung im Rahmen der zweiten Versuchsreihe gezielt untersucht und für die Abschätzung der Materialdämpfung verbessert wird. Weiterhin waren bei der untersuchten Geometrie der Platten in der ersten Versuchsreihe noch Zusatzmassen notwendig, um die Eigenfrequenz in den untersuchten Frequenzbereich zwischen 3 und 30 Hz abzusenken. Da diese beiden Aspekte einen Einfluss auf das Dämpfungs- und Steifigkeitsverhalten der Prüfkörper haben, werden die Ergebnisse der ersten Versuchsreihe SP1 (Sandwich-Panel) hier nicht weiter betrachtet. Die Versuchsreihe SP2 mit bereits verbesserter Versuchsgestaltung untersucht das Dämpfungsverhalten von Standardpanels eines Kabineninterieurherstellers und den Einfluss der Anbindungsart. Die Versuchsreihe SP3 untersucht den Einfluss von unterschiedlichen Kernen auf die Dämpfung. Dabei werden auch neuartige Kernausrüstungen mit dem Ziel der Dämpfungserhöhung untersucht.

**Aufbau der Platten und Bezeichnungskonvention**

Der Aufbau und die verwendete Konvention von Bezeichnern der untersuchten Sandwichplatten sind in Bild 39 dargestellt.

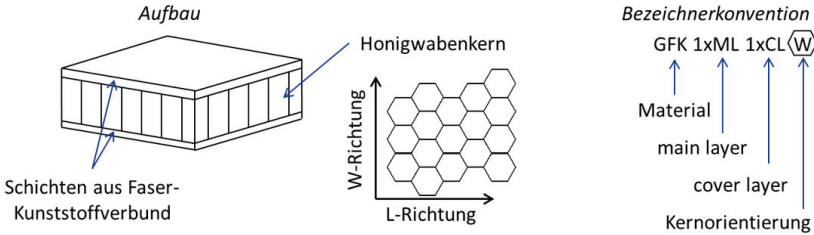


Bild 39: Aufbau der Sandwichplatten und Bezeichnungskonvention

Die Prüfkörper der Versuchsreihe SP2 sind aus den in Tabelle 5 aufgeführten Ausgangsmaterialien vom Projektpartner gefertigt worden und entsprechen in Material und Fertigung den zum Bau von Kabinenmonumenten verwendeten Platten.

Tabelle 5: Materialien der Sandwichplatten in der Versuchsreihe SP2

<b>GFK-Traglage (main layer, ML)</b>	Prepreg PHG600-68-50, Phenolharz, E-Glas, fabric Style 7781
<b>GFK-Decklage (cover layer, CL)</b>	Prepreg PHG600-44-50, Phenolharz, E-Glas, fabric Style 120
<b>Kern</b>	Honigwaben, Eurocomposites ECA, 3,2 mm Wabe, 48 kg/m <sup>3</sup>

Die in Versuchsreihe SP3 untersuchten unterschiedlichen Kerne sind in Eigenfertigung im institutseigenen Composite Lab hergestellt worden, um auch nicht-industrielle Kernalternativen

tiven einheitlich und vergleichbar untersuchen zu können. Dabei wurde ein ähnlicher Aufbau im Handlaminierverfahren umgesetzt, wie in Tabelle 6 aufgeführt.

Tabelle 6: Materialien der Sandwichplatten in der Versuchsreihe SP3

<b>2x GFK-Traglagen (main layer, ML)</b>	R&G Leinwand 163 g/m <sup>2</sup> , E-Glas, Harz Sicomin SR 5550 mit Härter Sicomin SD 5505
<b>Kern (variiert)</b>	AIREX C70.75, 80 kg/m <sup>3</sup> , 8 mm Dicke AIREX C70.55, 60 kg/m <sup>3</sup> , 10 mm Dicke auxetischer Schaumkern, selbstgefertigt R&G Aramid-Honigwabe 29 kg/m <sup>3</sup> , 8 mm Dicke R&G Aramid-Honigw. OX 29 kg/m <sup>3</sup> , 8 mm Dicke auxetischer Aramidwabenkern, selbstgefertigt

Die Versuchsreihe SP3 fokussiert bereits das Problem der für konstruktive Zwecke sehr geringen Materialdämpfung der konventionellen Sandwichplatten und untersucht den Einfluss der Kernwahl auf die Dämpfung. Durch die geringe Dämpfung schwingen diese besonders stark auf und verursachen hohe Reaktionslasten, was unter Leichtbauaspekten zu besonderen Herausforderungen führt. Durch eine Erhöhung der Dämpfung kann im Resonanzfall die Beanspruchung der Struktur gesenkt werden. Zu diesem Zweck werden in Versuchsreihe SP3 neben konventionellen Kernmaterialien, wie Schaum und Honigwaben, auch auxetische Schaum- und Wabenkerne untersucht. Diese weisen eine negative Querdehnung, wie in Bild 40 dargestellt, auf.

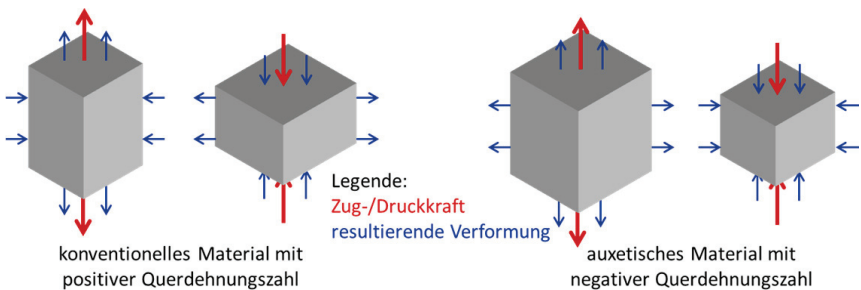


Bild 40: positive und negative Querdehnungszahlen bei konventionellem und auxetischem Material

So wird in Versuchsreihe SP3 auch untersucht, inwiefern die im eigenen Labor mit einfachen Kompressionsmethoden aus Schaum und Honigwaben hergestellten auxetischen Kernmaterialien durch eine Impedanzverstimmung zwischen Decklagen und Kern bei der Schwingverformung Energie dissipieren könnte.

### Versuchsübersicht

Für die als Screening-Versuche angelegten Untersuchungen folgt eine Dämpfungsbestimmung bei variierenden Versuchsparametern zu Material und Anbindung. Um eine Ermittlung von Messwerten unter realitätsnahen Rand- und Anregungsbedingungen durchzuführen, erfolgt die Auswertung nur für die Anregung in Form eines Sinussignals über die untere Fixierung, wie in Bild 41 dargestellt, bei einer schrittweisen Erhöhung der Frequenz. Eine solche Fußpunkterregung reflektiert die realen Randbedingungen einer im Flugzeug fixierten Struktur, bei der der Energieeintrag auch über die Anbindung erfolgt. Ein Schwingen mit freien Randbedingungen tritt bei Leichtbaustrukturen im Kabinenbereich nicht auf. Neben einer Sinus-Anregung wurden auch Hammerschläge zur Anregung der ebenfalls unten fixierten Panels durchgeführt, allerdings zeigen diese Untersuchungen eine deutlich höhere Schwanungsbreite bei der Dämpfungsbestimmung, weshalb hier eine Fokussierung auf die periodische Sinus-Anregung erfolgt. Diese spiegelt die Anregung im Windmilling-Fall realistisch wieder. Die Fixierung im Maschinenschraubstock wurde mit 20 Nm angezogen und der Kern durch Einlegen zweier Stahlplatten gegen eine lokale Verformung durch eine zu hohe Flächenpressung geschützt.

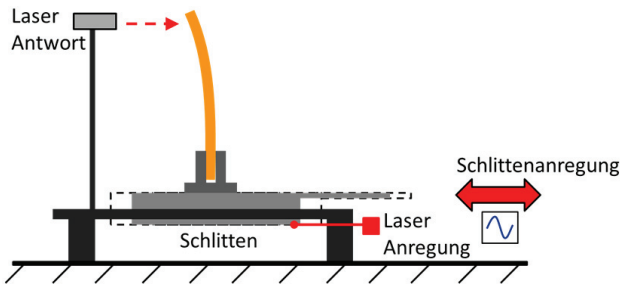


Bild 41: Prinzipieller Schlittenaufbau für Ein-Achs-Schwingversuche

Die Sinus-Anregung der betrachteten Versuchsreihen weist eine konstante Beschleunigungsamplitude auf. Dies ist durch die Regelung des verwendeten Prüfstands vorgegeben, stellt aber ein gängiges Verfahren dar. Die geringe Anregungsamplitude von 0,2 mm ist auf Grund der niedrigen Dämpfung der Platten und des damit zusammenhängenden starken Aufschwingens in der Resonanz notwendig, um im linearen Steifigkeitsfeld zu bleiben und ein Versagen der Platte während der Untersuchung zu vermeiden. Tabelle 7 fasst die über alle Durchläufe gleichbleibenden Versuchsparameter der Anregung zusammen. Die vollständige Liste der durchgeführten Versuche und Parametervariationen findet sich im Anhang B4.

Tabelle 7: Anregungsparameterübersicht Sandwich-Panel in Versuchsreihen SP2 und SP3

<b>Anregung</b>	Schrittweises Sinussignal (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3-30 Hz
<b>Hübe pro Frequenzschritt</b>	15
<b>Frequenzschritt</b>	0,1 Hz
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Wegauslenkung von 0,2 mm
<b>Anregungsrichtungen</b>	1DoF wie in Bild 41

### Auswertung hinsichtlich des Dämpfungsverhaltens

Im Rahmen der Versuchsreihe SP2 mit industriell gefertigten Sandwich-Panels wurden die folgenden Parameter variiert, um den Einfluss auf das Dämpfungsverhalten abschätzen zu können:

- Ausrichtung des Kerns (W- oder L- Richtung nach oben zeigend)
- Anbindung über Maschinenschraubstock, Röhrrchen, Sitzschienen oder T-Fuß.

Eine Übersicht über die Untersuchungsrandbedingungen ist in Bild 42 dargestellt. Die Dämpfungsbestimmung erfolgt unter anderem über die Transmission, also die Verstärkungsfunktion zwischen Anregungsweg am Schlitten und dem lasergemessenen Weg der maximalen Auslenkung in der ersten globalen Mode an der oberen Kante, siehe Bild 41. Neben einer Dämpfungsbestimmung aus der Verstärkungshöhe werden weiterhin zu Vergleichszwecken die Bandbreitenmethode und *Curve-Fitter* gemäß Anhang B1 verwendet, mit denen aus der Transmissionskurve Dämpfungswerte ermittelt werden. Da nur die erste globale Mode innerhalb des bei den Plattenversuchen betrachteten Frequenzbereichs zwischen 3 und 30 Hz liegt, werden Dämpfungswerte lediglich für diesen Bereich bestimmt. Aus Sicht einer strukturellen Auslegung ist vor allem das Schwingverhalten im Resonanzfall bei tiefen, energiereichen Anregungen von Interesse, eine akustische Analyse mit deutlich höheren Frequenzbereichen findet nicht statt. An dieser Stelle sei vor allem auf die Untersuchungen von LIPPERT [Lip10] zum Dämpfungsverhalten von Sandwichplatten aus Akustiksicht verwiesen.

Um eine Überführung der Ergebnisse in die Anwendung der Flugzeugkabine zu ermöglichen, wurden neben der Schraubstockanbindung und einer möglichst steifen Fixierung zwei typische Anbindungen von Kabinentrennwänden oder Partitions gewählt. Diese umfassen die für obere Anbindungen typischen Steckröhrrchen und die Sitzschienenanbindung über zwei Winkel mit für die hier verwendeten A320-Sitzschienen passenden Einsätzen. In Bild 42 sind die wichtigsten Versuchsrandbedingungen dargestellt. Die Röhrrchen erlauben eine Bewegung in axialer Richtung, welche durch die Schwerkraft im Versuch verhindert wurde und weisen ein nicht unerhebliches Spiel auf. Als steifste Anbindung der Untersuchung wurde die Platte direkt auf eine mit Füllmasse versteifte Bodenplatte geklebt. Diese ist wiederum mit vier Schrauben auf den Schlitten geschraubt. Der Einfluss von Fugendämpfung ist in dieser Versuchsvariation am geringsten.

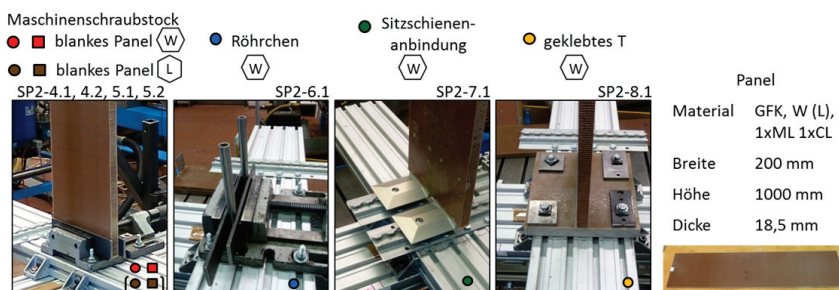


Bild 42: Übersicht über die Variationen und wesentlichen Randbedingungen der Versuchsreihe SP2

Die in Bild 43 dargestellten Ergebnisse zeigen eine hohe Sensitivität der gemessenen Dämpfung der Platten auf die Art der Anbindung. Die dargestellte kritische Dämpfungsrate ist hier über einen Curve Fitter mit einem Autoregressionsmodell und einer gebrochen-rationalen Übertragungsfunktion für eine bestmögliche Übereinstimmung der Kurven bestimmt. Dieses Verfahren zeigt in einer Studie der Auswertungsverfahren für die Versuchsreihe SP2 die Ergebnisse mit der geringsten Streuung des Parameterschätzverfahrens.

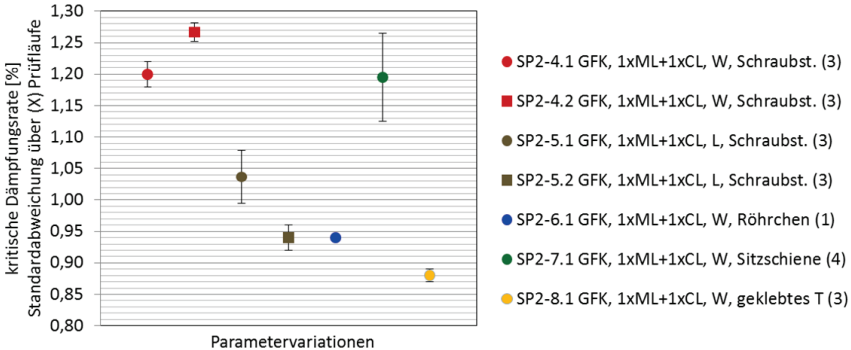


Bild 43: Übersicht der ermittelten Dämpfungswerte mit Standardabweichung für Versuchsreihe SP2

Die steife Anbindung ohne nennenswertes Spiel für Fugenreibung über die in Bild 42 rechts dargestellte T-Verklebung (●) kommt der eigentlichen Materialdämpfung des Panels am nächsten, da der Einfluss der Anbindung am geringsten ist. Die Anbindung mittels des Maschinenschraubstocks weist bei gleichem Kern durch die zahlreichen Fugen im Kraftfluss mit dem reibbehafteten Kraftschluss einen erheblichen Einfluss auf die gemessene Dämpfung auf (●■). Es wird vermutet, dass die zahlreichen Fugen im Schraubstock sowie zwischen den Klemmbacken und den eingesetzten Stahlplatten den Einfluss der Fugenreibung verstärken. Gleiches gilt bei den zahlreichen Fugen im Kraftfluss der Sitzschienenanbindung (●).

Die Ausrichtung des Panelkerns scheint einen erheblichen Einfluss zu haben, wie im Vergleich zwischen den Versuchspanels 4.1 und 4.2 (●■) sowie 5.1 und 5.2 (●■) ersichtlich. Dies sollte in weiteren Versuchen näher untersucht und für zukünftige Auslegungen berücksichtigt werden.

Die sehr lose Anbindung über die Röhrchen (●) konnte wegen des wechselnden Kontaktzustandes lediglich bei einer Messung ausgewertet werden konnte.

Die in Folge der hier vorgestellten Untersuchungen entsprechend weiterentwickelten Versuche zum Schwingverhalten der Sandwichplatten am Institut PKT betrachten insbesondere den Einfluss der Anbindung mit zahlreichen weiteren Parametervariationen [Olt15].

In Versuchsreihe SP3 bleibt die Anbindung für alle Prüfkörper gleich, wie in der Übersicht in Bild 44 dargestellt. Sie erfolgt über eine Klebung auf einen fest verschraubten Stahlfuß, um so den Dämpfungseinfluss der Anbindung möglichst weit zu reduzieren und dadurch die bestimmte Dämpfung auf das Materialverhalten rückführen zu können.

- ◆ SP3-10.1 Airex Schaum 70.75 (partielle Delamination)
- ◆ SP3-10.2 AirexSchaum 70.75
- ◆ SP3-10.3 Airex Schaum 70.55 (10mm Dicke)
- ▲ SP3-10.4 Airex Schaum (auxetisch)
- × SP3-10.5 Aramid Honeycomb (L)
- × SP3-10.6 OX Aramid Honeycomb (L)
- SP3-10.7 OX Aramid Honeycomb (auxetisch, L)

Material	GFK, 1xML
Breite	200 mm
Höhe	500 mm
Dicke	8(10) mm

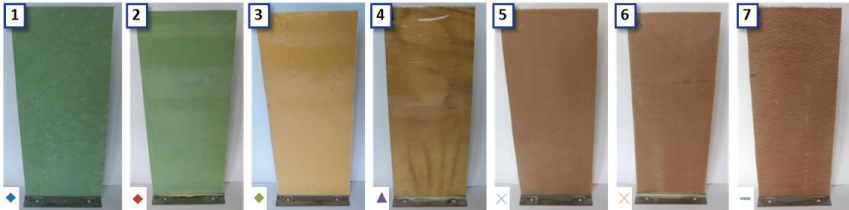


Bild 44: Übersicht über die Kernvariationen der Versuchsreihe SP3

Die Ergebnisse der Versuchsreihe SP3 zur Variation der Sandwichkerne sind in Bild 45 dargestellt. Wegen eines leicht nicht-linearen Verhaltens bei einigen Versuchskörpern mit abgeflachten Resonanzpeaks zeigt jegliche Parameterschätzung mit linearen Ersatzmodellen, welche zur Umsetzung in FEM-Simulationen wünschenswert sind, eine Abweichung entweder im Spitzenbereich oder im Flankenverhalten. Da aus Sicht der mechanischen Auslegung primär der Spitzenwert der Resonanz von Interesse ist, wird für die vergleichende Auswertung im Folgenden die Parameterschätzung über den Verstärkungsfaktor (siehe auch Kapitel 3.3.4 und [Sil99]<sup>1</sup>) angewandt.

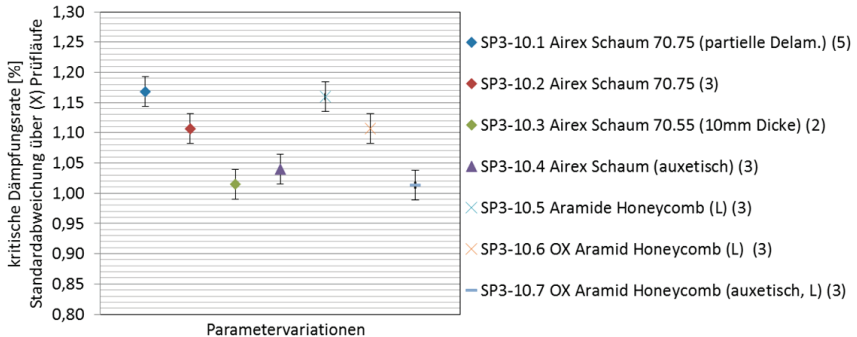


Bild 45: Übersicht der ermittelten Dämpfungswerte mit Standardabweichung für Versuchsreihe SP3

Die Darstellung mit demselben vertikalen Achsabschnitt wie in Bild 43 zeigt, dass trotz der nur bedingten Vergleichbarkeit wegen des geänderten Fertigungs- und Auswertungsverfahrens die bestimmten Dämpfungswerte in derselben Höhe liegen. Allerdings sind alle Messwerte mit ca. 1% Dämpfung etwas höher als die knapp 0,9% des vergleichbar steif und reibungsarm angebunden Panels 8.1 (●) aus Versuchsreihe SP2. Dies deutet auf einen nicht

<sup>1</sup> siehe dort S.379

unerheblichen Einfluss der Fertigung im eigenen Labor und der gewählten ähnlichen, aber nicht identischen, Materialien hin.

Außerdem zeigt sich, dass die eigengefertigten auxetischen Kerne (10.4 ▲ und 10.7 –) nicht die erwünschte Dämpfungserhöhung erzielen, insbesondere im Vergleich zu den Panels ohne auxetischen Kern (10.2 ◆ bzw. 10.6 ✕). Dies kann durch die nur sehr geringe Impedanzverstimmung zwischen einer nur leicht positiven Querdehnung des verwendeten Laminats und der fertigungsbedingt nur leicht negativen Querdehnung des Kerns bedingt sein. Möglicherweise sind auch die materialinternen Vorgänge der Energiedissipation nicht im Bereich der Verbindung zwischen Deckschichten und Kern verortet, wo die Impedanzverstimmung mit größtmöglichem Effekt zum Tragen kommt. Die detailliertere Untersuchung und Erhöhung der Materialdämpfung von Sandwichpanels ist derzeit am Institut PKT geplant.

### Vergleich mit Literaturquellen

Häufig finden sich in der Literatur nur Werte zum Dämpfungsverhalten von Faserkunststoffverbunden und nicht für daraus zusammengesetzte Sandwichplatten. Die verklebte Schnittstelle zwischen den FKV-Decklagen und dem Kern trägt allerdings noch einmal erheblich zur Energiedissipation bei. Die Dämpfung von Sandwichplatten liegt dementsprechend höher als bei reinen FKV-Platten.

Die Veröffentlichungen der Forschungsgruppe um ERMANNI [Lep11, Lep12, Liu11a, Liu11b] sowie weitere Veröffentlichungen, wie [Ada08, Li06, Lip10, Sil08, Wan00], beschreiben Untersuchungen zur Erhöhung der Dämpfung der Sandwichplatten durch verschiedenste Maßnahmen, wie beispielsweise das Einbringen von Partikeln in die Honigwaben, die Verwendung unterschiedlicher Kernmaterialien oder das Einbringen von Impedanzsprüngen. Andere Randbedingungen und verwendete Materialien des Sandwichaufbaus verhindern zwar eine direkte Gegenüberstellung der Dämpfungswerte mit den eigenen Untersuchungen, allerdings decken sich die in diesem Kapitel vorgestellten Messwerte bei vergleichbaren Versuchsaufbauten gut mit den Angaben in der genannten Literatur. Insbesondere die in [Lip10] durchgeführten Untersuchungen eignen sich wegen der ähnlichen FKV-Sandwichplatten für einen Vergleich und zeigen eine gute Übereinstimmung. So wird dort eine Strukturdämpfung von ca. 2% angegeben, welches in der Resonanz einer kritischen Dämpfungsrate (Lehr'sches Dämpfungsmaß) von ca. 1% entspricht. [Olt15] zeigt als Weiterentwicklung der hier vorgestellten Versuche einen mittleren Wert von ca. 1,4% kritischer Dämpfungsrate über die dort untersuchten Parametervariationen mit Einspannung hinweg. Da die in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Versuche nur als Parameterstudie zur Identifizierung der relevanten Einflüsse durchgeführt wurden, wird für eine statistisch abgesicherte Untersuchung auf [Lip10] verwiesen. Auch die Arbeit von [Liu11b] führt die Dämpfungsuntersuchung auf der Betrachtungsebene von Sandwich-Platten weiter aus.

### Zusammenfassung der Erkenntnisse

- Für eine Modellierung in vollständigen FEM-Simulationen kann eine Materialdämpfung von knapp 0,9% Lehr'sches Dämpfungsmaß für die verwendeten Standardplatten mit W-Richtung nach oben, in steifer Einspannung und unter Raumumgebung angenommen werden.

- Die Dämpfung steigt bei weniger steifen Anbindungen mit mehr Fugendämpfung schnell an, die Art der Anbindung hat bei den dargestellten Randbedingungen einen erheblichen Einfluss auf die bestimmten Dämpfungswerte.
- Der Einfluss der Anbindung kann bei weichen, spielbehafteten Anbindungen die Dämpfungswerte gegenüber der eigentlichen Materialdämpfung der Platte in derselben Größenordnung erhöhen, siehe Versuchsreihe SP2.

Für eine exakte Festlegung von Materialparametern muss an Stelle der hier durchgeführten ersten Screening-Versuche eine Versuchsreihe ohne Parametervariation, aber mit mehreren Prüfkörpern folgen. Allerdings zeigt sich, dass die bestimmten Dämpfungswerte generell so gering sind, dass eine genauere Festlegung weder für die industrielle Anwendung noch für die Verwertung in dieser Arbeit notwendig war. Die Energiedissipation der zusammengesetzten Strukturen, wie z.B. beladenen Galleys, erfolgt damit kaum über die Materialdämpfung der Sandwichpanels. Schnittstellen mit Energiedissipation durch Fugendämpfung haben einen erheblichen Einfluss, der mit Anzahl der Schnittstellen weiter ansteigt.

## 4.2 Gesamtstrukturidentifikation einer vereinfachten Partition

Auf dem von der DFG finanzierten Hexapod-Prüfstand an der TUHH in Bild 46 konnten die zuvor beschriebenen Versuchsreihen zu Sandwichplatten mit größeren Prüfkörpern unter Anregung in mehreren Raumachsen weitergeführt werden. Dabei wird unter anderem eine große Sandwichplatte mit identischem Kern und Lagenaufbau, wie unter Kapitel 4.1 beschrieben, untersucht.

### Versuchsübersicht

Die für die Versuchsplanung berücksichtigten Verwertungsziele im Rahmen dieser Arbeit sind die Verifizierung der ermittelten Dämpfungsparameter aus den kleineren Plattenversuchen und die Untersuchung des Einflusses mehrerer Beladungsvariationen von Zeitschriftenhaltern als realistische Anbauteile von Partitions. Für die Bestätigung der in Kapitel 4.1 ermittelten Dämpfungsparameter wird eine Sandwichplatte betrachtet, die realen Partitions in Ihren Abmessungen und Anbindungen nahe kommt. Die gegenüber den kleinen Plattenversuchen deutlich vergrößerten Abmessungen lassen einen Rückschluss auf den Einfluss der Größe zu. Durch die relativ einfach gehaltene Gestalt werden potentielle Fehlerquellen und Unsicherheiten bei der Modellierung zusammengesetzter Kabinenmonumente zunächst so weit wie möglich ausgeblendet und auf eine weitgehend symmetrische Gestalt sowie eine möglichst steife Anbindung Wert gelegt.

Zur Untersuchung von unterschiedlichen Beladungsvariationen werden mittig im Flächenschwerpunkt der Platte Zeitschriftenhalter (Literature Pockets) mit vier Schrauben und passend in die Platte eingebrachten Inserts auf die Platte aufgeschraubt. Die damit ermittelten Frequenzgänge der Platte mit unterschiedlichen Anbauteilen dienen im späteren Verlauf der Arbeit als Benchmarks zur Evaluierung des in Kapitel 5 vorgestellten Vorgehens.

Die in Bild 46 dargestellte vereinfachte Partition wurde vom Kabineninterieurhersteller Diehl Service Modules GmbH industriell hergestellt und hat die Abmessungen 2340x1000x18 mm (HxBxT) und eine Gesamtmasse von 7,290 kg (inkl. sog. *Tannenbauminserts* [Gum08] und

Aluminiumbalken der Anbindung). Das Panel ist auf Grund der besseren Vergleichbarkeit zu den in Kapitel 4.1 dargestellten Sandwichplattenversuchen ebenfalls in 18 mm Kernstärke ausgeführt, weswegen die Resonanzfrequenz mit 10 Hz vergleichsweise niedrig ausfällt. Der Aufbau besteht, wie in Versuchsreihe SP2, aus einer PHG600-68-50 Trag- und einer PHG600-44-50 Deckschicht mit 3,2 mm Honigwabenkern in vertikaler W-Ausrichtung.

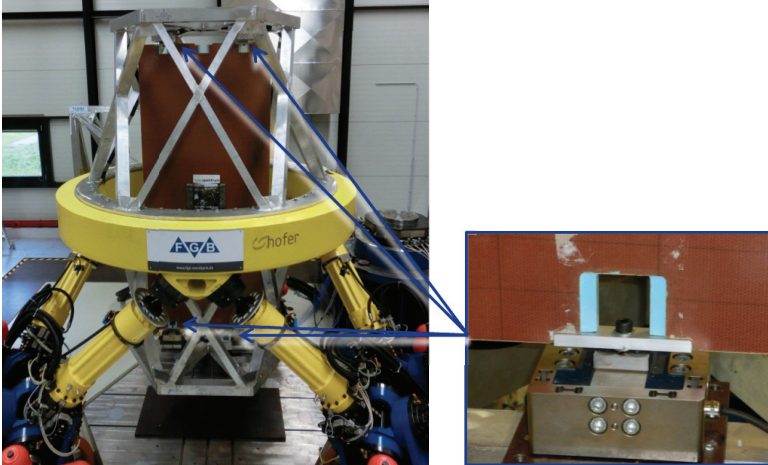


Bild 46: Übersicht des Versuchsaufbaus einer vereinfachten Partition auf dem Hexapod-Prüfstand (links) und Detail zu den vier identischen oberen und unteren Anbindungen mit Kraftsensor (rechts)

An der oberen und unteren Kante der Platte befinden sich jeweils zwei geschraubte Anbindungen (Attachments) mit 600 mm Abstand, die an die untere Anbindung von Partitions im A380 angelehnt sind (Bild 46 rechts). Dabei besteht ein Attachment des Typs 10183-A01-002 aus einem horizontalen Aluminiumbalken, der mit zwei Tannenbauminserts in das lokal großflächig mit Füllspachtel ausgefüllte Panel geschraubt ist.

Bild 46 zeigt das untersuchte Partition Panel in der Beladungsvariation mit mittig angebrachtem Literature Pocket, welches mit einem Zeitschriftenmagazin beladen ist. Das angebrachte Literature Pocket A entspricht einer älteren, aber teilweise noch im Gebrauch befindlichen Lufthansa-Reihe des Herstellers Arthur Krüger GmbH. Eine detailliertere Beschreibung der Literature Pockets findet sich in Kapitel 4.4.

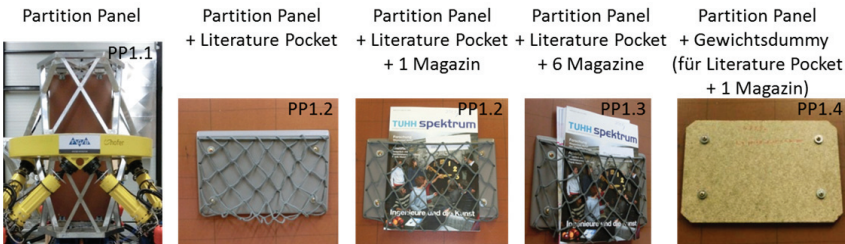


Bild 47: Untersuchte Beladungsvariationen im Schwingversuch des Partition Panels

Die weiteren untersuchten Beladungsvariationen mit sechs Magazinen und einem steifen Holz-Dummy des gleichen Gewichts wie das Literature Pocket mit einem Magazin sind in Bild 47 dargestellt.

Die Anregung erfolgte nacheinander in jeweils einer translatorischen Raumachse mit einem Gleitsinus zwischen 3 und 25 Hz bei einem Anstieg von 0,5 Oktaven pro Minute. Die sehr geringe Beschleunigungsanregung von maximal 0,25 g ist auf Grund der niedrigen Dämpfung der Platte selbst und des damit zusammenhängenden starken Aufschwingens in der Resonanz notwendig, um ein Versagen der Platte während der Untersuchung zu vermeiden. Die gewählte Fußpunkterregung an der oberen und unteren Kante reflektiert die realen Randbedingungen einer im Flugzeug fixierten Struktur, bei der der Energieeintrag über die Anbindung erfolgt. Die folgende Tabelle 8 fasst die Versuchsparameter der Anregung für die hier betrachtete Versuchsreihe PP1 zusammen.

Tabelle 8: Anregungsparameterübersicht Partition Panel, Versuchsreihe PP1

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,25 g (leer auch 0,1 g)
<b>Anregungsrichtungen</b>	X, Y und Z (Flugzeug-KOS), sukzessive, Fokus auf X-Anregung

Die vollständige Liste der durchgeführten Versuche und Parametervariationen findet sich im Anhang B4.

### Auswertung

In Bild 48 ist die Verstärkungsfunktion von der äußeren Anregung zum Punkt mit der größten Auslegung in der ersten globalen Mode in der Mitte des Panels dargestellt.

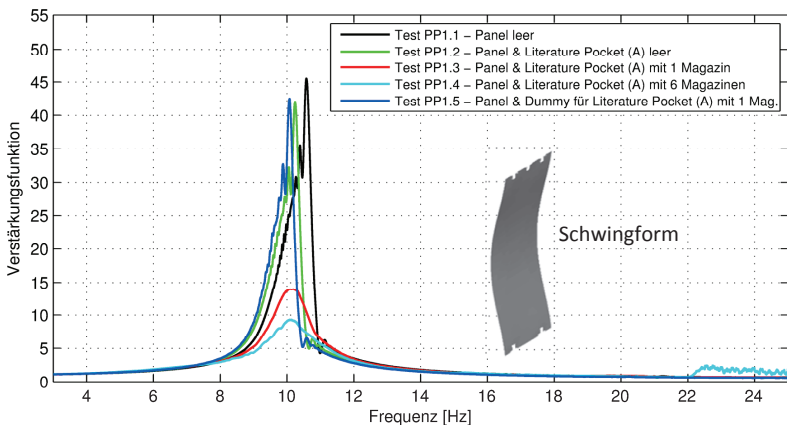


Bild 48: Verstärkungsfunktion von Panelanbindung zu Panelmitte bei 0,25 g Anregung (Glättung: 300/75.000 Werte)

Eine weitere Torsionsmode des Panels bei 20,7 Hz wird bei translatorischer Anregung in X-Richtung nicht angeregt und ist bei einer Betrachtung des Panelmittelpunkts nicht ersichtlich. Die Gleichsetzung der oberen und unteren Anbindung zu einer einheitlichen Anregung ist auf Grund des sehr steifen Aluminiumrahmens im Vergleich zum leichten Partition Panel zulässig, wie auch FEM-Simulationen und der Vergleich von Beschleunigungsmessungen auf den Rahmenelementen gezeigt haben.

Deutlich erkennbar sind die hohen Verstärkungen beim leeren Panel und die vergleichbar hohen Verstärkungen, wenn ein leeres Literature Pocket oder ein steifer Gewichtsdummy mit der Masse des Literature Pockets und einem Magazin angehängt wird. Die Verstärkung sinkt sehr deutlich, wenn im angebrachten Literature Pocket ein oder mehrere Zeitschriften eingebracht werden.

Bild 49 stellt die Frequenzantwortfunktion einer aus allen vier Anbindungspunkten aufsummierten Kraftsumme an den Schnittstellen bezogen auf die jeweils vorliegende Anregungsbeschleunigung über der Frequenz dar.

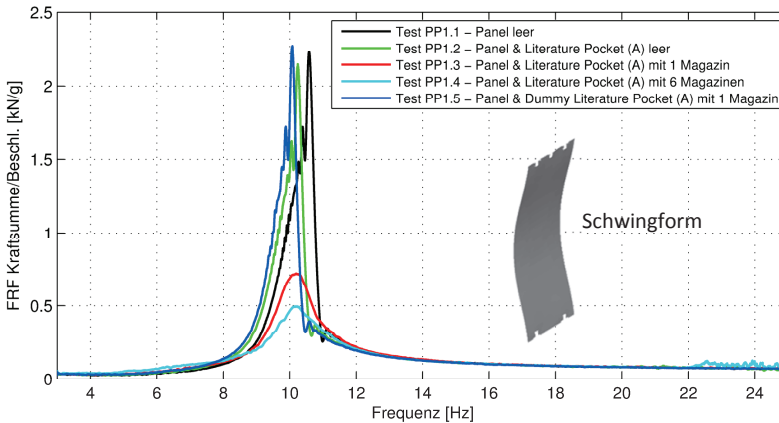


Bild 49: Frequenzantwortfunktion der Schnittstellenkraftsumme auf eine Beschleunigung von 0,25 g (Glättung: 300/75.000 Werte)

Hier bestätigen sich die obigen Erkenntnisse hinsichtlich des erheblichen schwingungstilgenden Einflusses der Zeitschriften für die resultierenden Schnittstellenkräfte in der Resonanz der ersten globalen Mode. Die resultierenden Schnittstellenkräfte aus Bild 49 sind vor allem für die Auslegung interessant und dienen in Kapitel 5 als wichtige Benchmarks für das dort entwickelte Berechnungsmodell.

Alle Kurven setzen sich dabei jeweils aus über 75.000 Werten in der Frequenzdomäne zusammen und wurden mit einer linearen Glättung über eine Spanne von 300 Werten geglättet, um Rauschen und auswertungsbedingte Ausreißer zu mitteln. Die in Bild 49 dargestellten Frequenzantwortfunktionen wurden weiterhin einer Auskopplung der Anbindungsmasse gemäß Kapitel 3.5.3 unterzogen, da hier konstruktiv bedingt ca. 5,5 kg steife Masse pro 3DoF-Kraftsensor im Messsystem liegen.

Für eine allgemeine Parameterschätzung zur Umsetzung in einem Modell können aus den Verstärkungsfunktionen der Beschleunigungen aus Bild 48 Dämpfungsparameter bestimmt werden, welche mit einer geringeren Messabweichung als die der Frequenzantwortfunktionen behaftet sind. Die Ergebnisübersicht in Bild 50 zeigt deutlich die Unterschiede der bestimmten Gesamtsystemdämpfung der ersten Schwingungsmode in den verschiedenen Beladungsvariationen.

Basis der Parameterschätzung der Dämpfungsrate ist die Transmission zwischen der Anregung des Prüfstandes und dem Punkt der maximalen Schwingungsamplitude (Plattenmitte) für die erste Schwingungsmode. Die Parameteridentifikation der kritischen Dämpfungsrate erfolgt mit den in Kapitel 3.3.4 beschriebenen Verfahren der Bandbreitenmethode, über einen Curve Fitter mit einem Output-Error-Modell sowie über den Verstärkungsfaktor. Letzteres Vorgehen ermöglicht die Abbildung des Spitzenverhaltens für eine konstruktive Auslegung auch bei nicht-linearem Schwingverhalten. Die in Bild 48 und Bild 49 deutlich zu erkennenden Ausbuchtungen der linken Flanken können das Ergebnis der klassischerweise verwendeten Bandbreitenmethode verfälschen, weswegen die Bestimmung über den Verstärkungsfaktor weiter verwendet wird. Dieser stellt auch überwiegend den konservativsten Wert für die weitere Verwendung in der Auslegung dar oder liegt in direkter Nähe des konservativsten Wertes.

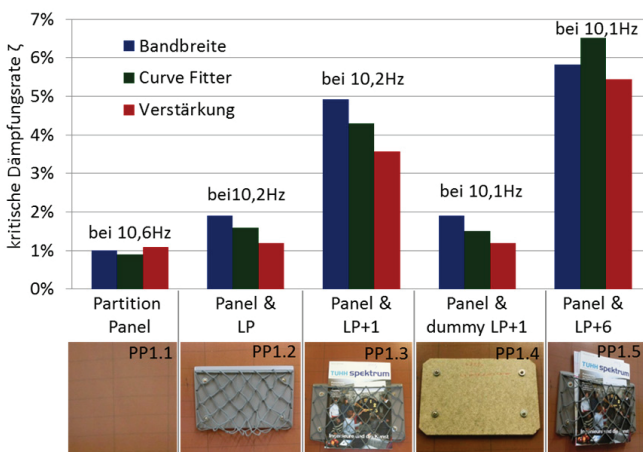


Bild 50: Parameterschätzung zur kritischen Dämpfungsrate für das Partition Panel mit unterschiedlichen Beladungsvariationen eines Literature Pockets, Versuchsreihe PP1

So zeigt die schlichte Platte selbst mit ca. 1% eine niedrige Dämpfung, was gut mit den in Kapitel 4.1 beschriebenen Versuchen der kleinen Sandwichplatten und ca. 0,9% Dämpfung korreliert. Die dort generierten Untersuchungsergebnisse können somit für ein großflächiges Sandwichpanel mit steifer Anbindung bestätigt werden. Die in Kapitel 5.3.2. entsprechend aufgebauten Simulationsmodelle der Sandwichplatte basieren ebenfalls auf diesen Erkenntnissen.

Deutlich andere Dämpfungswerte zeigen sich, wenn im Flächenschwerpunkt der Platte ein Literature Pocket angebracht (PP1.2) und dieses weiterhin mit Zeitschriften befüllt wird (PP1.3, PP1.4). So vervierfacht sich die Dämpfung bei einem Literature Pocket mit eingesteckter Zeitschrift, welche lediglich 0,25 kg wiegt. In diesem Fall bedeutet dies die Verringerung des Aufschwingens auf ca. ein Viertel der Amplitude. Eine Erhöhung der Beladung auf 6 (teilweise dünne) Zeitschriften mit der Gesamtmasse von 0,785 kg erhöht die Dämpfung weiter, allerdings nicht mehr so stark. Wird hingegen eine sehr steife Ersatzmasse, die nicht das Schwingverhalten der schlagenden Zeitschrift aufweist, an Stelle des Literature Pockets mit einer Zeitschrift an dieselbe Stelle geschraubt, so fällt die Dämpfung erwartungsgemäß deutlich geringer aus (PP1.5).

Die Resonanzfrequenz ändert sich bei allen Beladungsvariationen nur unwesentlich, was mit der Masse des Panels von 7,3 kg im Vergleich zu der Masse der Anbauten (max. ca. 1 kg) erklärbar ist. Dabei koppelt sich die Masse der Zeitschriften auch zu einem Teil aus dem Schwingverhalten des Gesamtsystems aus und ist nur noch mit einem geringeren Anteil beteiligt. Das Schwingen der Zeitschriften wurde mit einer Highspeed-Kamera erfasst. Ein Abbilden dieses Schwingverhaltens in Simulationen scheint vor dem Hintergrund der sehr hohen Kontaktflächenanzahl zwischen den auf- und zuschlagenden Seiten sehr aufwendig, weswegen hier eine globale Betrachtung des Einflusses der Zeitschriften durchgeführt wird. Allerdings verursacht dieses Verhalten die relevante Energiedissipation, welche in einem detaillierten Modell berücksichtigt werden muss, wenn die Messdaten nicht direkt in die Berechnung mit eingebunden werden. Diese Erkenntnisse gehen in die Empfehlungen zur FRF-Selektion in Kapitel 5.3 ein.

### **Ermüdung**

Mit dem Partition Panel wurden bei unterschiedlichen Beladungsvariationen, Anregungsrichtungen und Beschleunigungsniveaus 20 Sweeps von je 364 s Dauer durchgeführt. Mit den für jeden Messlauf zwei bis drei Iterationen desselben Signals mit steigender Beschleunigung zur Optimierung der Reglerparameter bedeutet dies eine kumulierte Schwinganregung des Prüfkörpers für mehr als sechs Stunden. Nach diesen Resonanzsuchläufen erfolgte zusätzlich eine an Zulassungsnachweise angelehnte Untersuchung, bei der ein Blade-Loss-Windmilling-Fall nachgestellt wird und das Flugzeug noch ca. drei Stunden zum nächstmöglichen Landeplatz fliegen muss. Dabei wurde der Prüfkörper mit einem konstanten Sinussignal mit 0,55 g für drei Stunden in Resonanz angeregt. Entsprechend ist eine Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Interesse. So kann beurteilt werden, inwiefern Energie dissipierende Fügestellen und Elastomere des Literature Pockets Ihre Wirkung verändern.

Für die Betrachtung der Ermüdung wird die Beladungsvariation des Partition Panels mit Literature Pocket und einer eingesteckten Zeitschrift in einer Resonanzsuche vor und nach der drei Stunden anhaltenden Anregung mit 0,55 g in der Resonanzfrequenz untersucht. Dabei zeigt sich im Vergleich der Frequenzsweeps eine Verringerung der Resonanzfrequenz von 10,1 Hz (vorher) auf 9,7 Hz (nachher). Die Dämpfungsrate sinkt von 4,9% auf 4,5% ab.

Dabei deutet die leicht abfallende Resonanzfrequenz auf ein Weicherwerden der Struktur und des Literature Pockets, hier insbesondere der die Zeitschrift haltenden Elastomerbänder, hin, denn das Partition Panel ohne angebrachtes Literature Pocket zeigt in der zugehörigen

gen Vergleichsmessung keine Ermüdungserscheinungen. Die Veränderung der Dämpfungsrate deutet damit auf eine Änderung der Dämpfungsvorgänge in Fügestellen, dem Kontakt der Zeitschriftenseiten und im Elastomermaterial der Haltebänder hin.

#### Zusammenfassung der Erkenntnisse

- Die in Kapitel 4.1 für die beschriebenen Sandwichpanels mit W-Ausrichtung in Hochachse ermittelte Dämpfungsrate der ersten Mode von knapp 1% konnte im Versuch mit einem großflächigen, zweiseitig fixierten Panel bestätigt werden. Im Sinne einer konservativen Auslegung wird im weiteren Verlauf ein Wert von 0,9% verwendet.
- Das Anbringen von Anbauteilen, wie Literature Pockets, mit entsprechender Beladung hat einen erheblichen Einfluss auf die Gesamtsystemdämpfung.
- Das Anbringen von steifen Ersatzgewichten (Dummies) ohne ein entsprechendes Schwingverhalten und Dämpfung zeigt ein deutlich anderes Gesamtsystemverhalten, siehe auch [Ras12].
- Es tritt eine geringfügige Ermüdung der Anbauteile bei mehrstündiger Testdauer mit einer Reduktion der Steifigkeit auf.

### 4.3 Gesamtstrukturidentifikation einer Galley

Nach der anfänglichen Beschreibung des Dämpfungsbeitrags der Sandwich-Platten und einer ersten Betrachtung von einfachen zusammengesetzten Sandwich-Strukturen im vorherigen Kapitel erfolgt nun die Analyse einer aus vielen Substrukturen zusammengesetzten Flugzeugbordküche (Galley). In den folgenden Kapiteln und dem Anhang A erfolgt dann eine Analyse des Beitrags der Substrukturen zum Gesamtschwingverhalten der zusammengesetzten Strukturen. Die typischen Substrukturen einer Galley sind dabei in Bild 51 auf der linken Seite benannt.

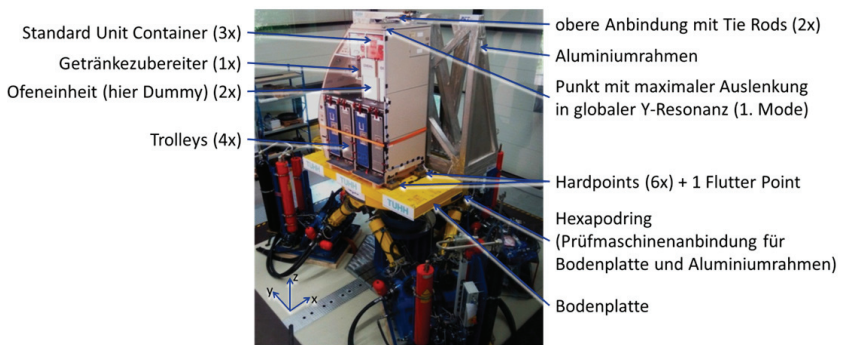


Bild 51: Übersicht des Versuchsaufbaus der vollständig beladenen G2-Galley auf dem Hexapod-Prüfstand

Galleys sind die schwersten Kabinenmonumente und sind auf die schnelle Beladung mit Verbrauchsgütern für den Flug und auf die einfache Zubereitung der mitgeführten Lebensmittel für die Passagiere optimiert. Sie stellen damit für die Berechnung des Schwingverhaltens eine aus vielen Subsystemen zusammengesetzte Struktur dar. Viele Aspekte, wie die großen

Spaltmaße zwischen einschiebbaren Containern oder Trolleys oder die lose eingelagerten Speisen, stellen erhebliche Herausforderungen an eine Modellierung für eine Simulation dar. Auf Grund des hohen Testaufwandes werden Versuche zur Parameterbestimmung entsprechend selten durchgeführt. Weiterhin sind etwa global bestimmte Dämpfungsparameter von aus vielen Substrukturen zusammengesetzten Monumenten nicht ohne weiteres auf andere Produktvarianten übertragbar. So fehlen in der industriellen Praxis häufig Parameter zur korrekten Abbildung in der Simulation für dynamische Belastungen. Um dennoch simulative Aussagen treffen zu können, wird in der industriellen Anwendung auf Simulationen mit starken Vereinfachungen zurückgegriffen, siehe auch [Lam14]. So werden die lose eingelagerten Speisen, welche seitwärts rutschen und sich nach oben bewegen können, als eine fest angebundene Punktmasse berücksichtigt. Gleiches gilt für die in den Spaltmaßen rutschenden Container mit den darin enthaltenen Speisen. Teilweise werden dabei Masseneigenschaften in horizontaler Ebene vernachlässigt und nur in vertikaler Richtung mit einer steifen Anbindung berücksichtigt. Ein frequenz- und amplitudenabhängiges Auskoppeln der beweglichen Massen wird nicht betrachtet.

Um die Aussagekraft solcher Simulationen zu prüfen und zu verbessern, wurde am Institut PKT auch eine Galley auf ihr Schwingverhalten hin untersucht, wie in Bild 51 dargestellt. Anschließend wurden entsprechend der industriellen Standards aufgebaute Simulationen mit den Ergebnissen verglichen. Da eine Optimierung auf Grund der Diskrepanz notwendig erschien, wurden unter anderem Modellierungshinweise erarbeitet, die die Aussagekraft der Simulationen deutlich steigern und das Modellverhalten dem realen Verhalten mit immer noch recht einfachen Modellen gut annähern, siehe [See14a]. Die Modellierung mit einem möglichst einfachen, aber dennoch zutreffenden Modell liegt im Fokus weiterer Forschungsarbeiten am Institut PKT. In der vorliegenden Arbeit steht hingegen die möglichst korrekte Abbildung des Gesamtverhaltens aus vielen gekoppelten Substrukturen im Fokus. Dabei können die Substrukturdaten neben detaillierten FEM-Modellen auch aus modalen Ersatzmodellen oder Black-Box-Tests stammen. Dementsprechend wurden die Ergebnisse der Galley-Versuche als globale Benchmarks für die Evaluierung der entwickelten hybriden Substrukturmodelle in Kapitel 6 verwendet.

Die Durchführung der Messungen fand in einem Team von mehreren Forschern am Institut PKT statt. Die gesammelten umfangreichen Messergebnisse werden im Folgenden hinsichtlich der relevanten Aspekte im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgewertet.

### **Versuchsübersicht**

Wie beim Partition Panel sind die Verwertungsziele der Untersuchung in dieser Arbeit die Bereitstellung von Benchmarks für spätere Vergleichsuntersuchungen zum Schwingverhalten und die Bestimmung von globalen Dämpfungsparametern für detaillierte Simulationsmodelle unterschiedlicher Beladungsvariationen.

Der Versuchskörper, die Galley G2 Typ-Nummer 106176, ist von der Fa. Albert Mühlenberg Apparatebau, später Diehl Service Modules GmbH, für den Eingangsbereich eines Airbus A320 hergestellt worden. Dem Testbetrieb ging keine Nutzungsphase im Flugzeug voraus, entsprechend war kein Verschleiß zuvor vorhanden.

Der Prüfaufbau realisiert eine sehr steife Anbindung auf der Unterseite an den sechs unteren Hardpoints und einem in X-Richtung verschiebbaren Flutter Point sowie den zwei vorgesehenen Tie Rods zur Anbindung an der Oberseite, um so eine möglichst gute Modellierbarkeit für Vergleichsuntersuchungen zu gewährleisten. Für die obere Anbindung an den Tie Rods wurde ein steifes Aluminiumgestell (in Bild 51 rechts hinter der Galley) zur Anbringung an den Ring des Hexapod-Prüfstandes verwendet. An diesen Ring (in Bild 53 unten, gelb lackiert) wurden auch die unteren Anbindungen über eine steife Platte angebunden. Er stellt die Anregungsquelle des Prüfstandes dar. Die Galley ist damit an den gleichen Anbindungsschnittstellen wie im Flugzeug angebunden. Allerdings weist die Prüfstands Umgebung eine deutlich höhere Steifigkeit als die reale Anbindung im Flugzeug auf. Die Anbindungssteifigkeit im Flugzeug kann je nach genauer Positionierung stark variieren und wird aus diesem Grund aus den Grenzen des betrachteten Systems herausgehalten, siehe [Ras13]. Ein Simulationsmodell der Galley mit korrekter Abbildung des Schwingverhaltens kann bei Bedarf auch in Simulationsmodelle eines elastischen Rumpfes eingefügt werden.

Der Versuch umfasst Resonanzsuchläufe von vier verschiedenen Beladungsvariationen der Galley mit Gleitsinusanregungen bei verschiedenen Anregungsniveaus einer konstant gehaltenen maximalen Beschleunigung. So wird im Folgenden die Galley leer, mit den fest eingeschraubten Öfen und dem Getränkezubereiter, mit Standard Units (Bild 51 oben, rot) zuzüglich der gefüllten Staufächer sowie vollständig beladen betrachtet. Dabei sind alle Beladungselemente wie Standard Units (kleine Container), Öfen und Staufächer jeweils auf die maximale Zuladung hin mit 500-Blatt-Paketen von Druckerpapier und 0,5 l PET-Mehrweg-Wasserflaschen beladen. Die vier Trolleys sind abwechselnd auf 50 kg und 75 kg beladen. Um eine Abgabe von Feinstaub durch beschädigte Wärmedämmung in den Öfen zu vermeiden, wurden an Stelle der Originalöfen entsprechende Dummies aus Multiplex-Holz und gleicher Maximalmasse verwendet. Die Holz-Dummies vom Typ 116100-01-034 des Kabineninterieurherstellers Diehl Service Modules GmbH werden auch für die statischen Nachweistests verwendet. Damit ergibt sich die folgende Tabelle 9 der einzelnen Beladungsvariationen:

Tabelle 9: Übersicht der getesteten Beladungen der G2-Galley in der Versuchsreihe GA1

Beladungsvariationen	GA1.1 <i>empty</i>	GA1.2 <i>fixed only</i>	GA1.3 <i>without trolley</i>	GA1.4 <i>full</i>
<b>Öfen</b>		X	X	X
<b>Getränkezubereiter</b>		X	X	X
<b>Standard Units</b>			X	X
<b>Staufächer</b>			X	X
<b>Trolleys</b>				X
<b>Gesamtzuladung [kg]</b>	0	96	166	416
<b>Gesamtmasse inkl. 135 kg Strukturgewicht [kg]</b>	135	231	301	551

Die herausnehmbaren Einschübe zur Beladung der Galley sind schematisch in Bild 52 dargestellt. Die über die gesamte Galleystruktur verteilten Staufächer sind zur Vereinfachung nicht dargestellt, für nähere Details sei auf [Pla14b] und [Pla13] verwiesen.

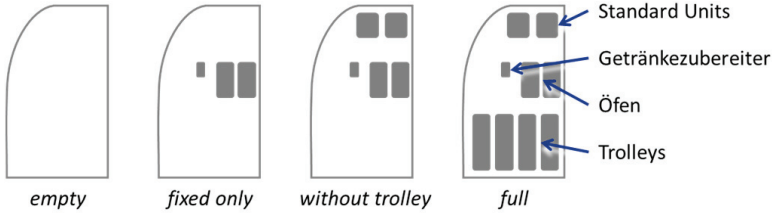


Bild 52: Schematische Darstellung von herausnehmbaren Einschüben in den Beladungsvariationen

An allen Anbindungsschnittstellen der Galley zur Umgebung sind die Schnittstellenkräfte messtechnisch erfasst worden. An den Hardpoints erfolgt die Instrumentierung der Kraftmessung in den drei translatorischen Richtungen, bei den Tie Rods in axialer Richtung. Die Trolleys stehen auf einem dem Flugzeug nachempfundenen Boden und haben nur seitwärts Kontakt zur Galley. An sieben relevanten Stellen auf der Galley werden die Beschleunigungen in jeweils drei translatorischen Achsen gemessen, wobei davon im Folgenden nur die relevante Verstärkungsfunktion der Beschleunigungen von der Fußpunktanregung zum Punkt mit der höchsten Auslenkung in der ersten globalen Mode bei Y-Anregung betrachtet wird, siehe Bild 53.



Bild 53: Übersicht des Versuchsaufbaus der Galley in der Beladungsvariation GA1.2 *fixed only* mit Verstärkungsfunktion zwischen Anregung der Basisplatte und der rechten oberen Ecke in Y-Richtung

Das abgebildete Netz dient der Sicherung gegen einen unkontrollierten Verlust der strukturellen Integrität der gesamten Struktur oder Teilen davon.

Die folgende Tabelle 10 fasst die Versuchsparameter der Anregung zusammen.

Tabelle 10: Anregungsparameterübersicht Galley in der Versuchsreihe GA1

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g, 1 g und 1,3 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	X, Y und Z (Flugzeug-KOS), sukzessive

Die gewählten Anregungsniveaus umfassen den im Windmilling-Fall relevanten Bereich und lassen in der Auswertung eine Untersuchung des Einflusses des Anregungsniveaus zu. Die vollständige Liste der durchgeführten Versuche mit ihren Parametervariationen findet sich im Anhang B4.

### Auswertung

Die Auswertung erfolgt zunächst hinsichtlich der Bereitstellung von Benchmarks für spätere Vergleichsuntersuchungen und untersucht danach die Parameterschätzung von Dämpfungswerten.

#### *Auswertung des Gesamtschwingverhaltens als Benchmark für zusammengesetzte Strukturen*

Die Abbildung des Gesamtschwingverhaltens in Transferfunktionen ermöglicht den Abgleich und die Optimierung von Simulationsmodellen. In der vorliegenden Arbeit dienen die dargestellten Transferfunktionen als Benchmark für die Ergebnisse aus den hybriden Berechnungsmodellen, siehe Kapitel 5. Die Validierung dieser Berechnungsmodelle erfolgt in Kapitel 6.1 anhand der folgend gezeigten Übertragungsfunktionen.

In Bild 54 sind die Verstärkungsfunktionen der Transmission zwischen der Anregung der Basisplatte und der rechten oberen Ecke der Galley dargestellt. An beiden Punkten wird jeweils die Beschleunigung in Y-Richtung (seitwärts) betrachtet, da dabei die einzige globale Mode im Anregungsfrequenzspektrum auftritt. Jede der Kurven setzt sich aus mindestens 75.000 Punkten in der Frequenzdomäne zusammen und wurde in diesem Fall mit einer linearen Glättung über eine Spanne von 500 Werten geglättet, um Rauschen und auswertungsbedingte Ausreißer zu mitteln.

Bereits deutlich erkennbar in Bild 54 oben links ist die hohe Verstärkung in der Resonanz der leeren Galley. So tritt bei 1 g Anregung an der Bodenplatte eine resultierende Beschleunigung von 15 g an der oberen rechten Ecke der Galley auf. Bei 0,5 g Anregung ist die Verstärkung relativ betrachtet fast doppelt so hoch. Diese starke Nichtlinearität hinsichtlich des Anregungsniveaus deutet auf eine verstärkte Energiedissipation in Schnittstellen bei höheren Anregungen und Schwingamplituden hin und wird weiter unten detaillierter untersucht.

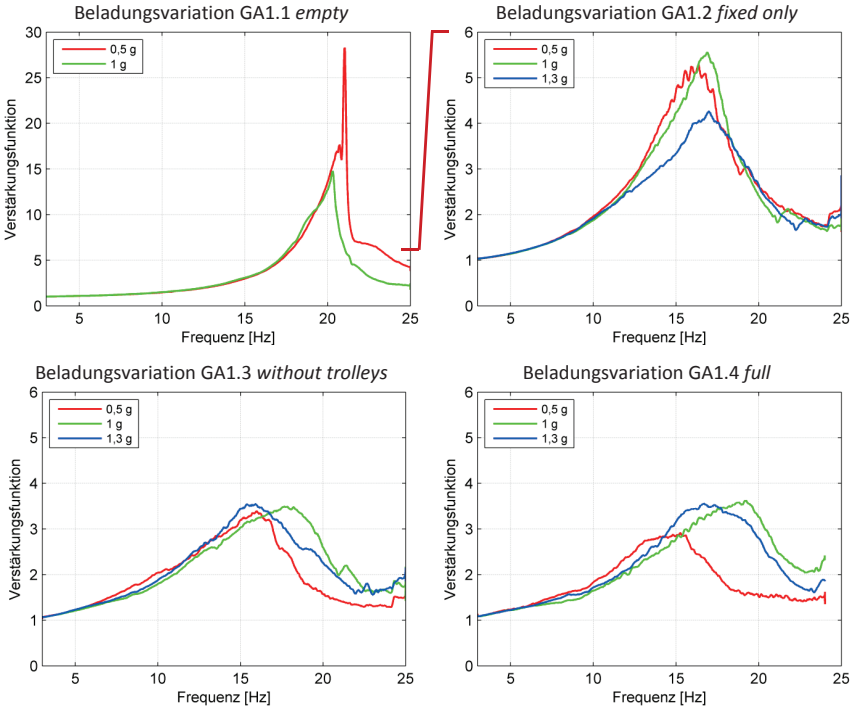


Bild 54: Transmissionsfunktionen der globalen Mode in Y->Y-Richtung der untersuchten Anregungsniveaus und Beladungsvariationen (Glättung 500/75.000 Werte)

Neben der Transmission ist auch die Frequenzantwortfunktion der Beschleunigungsanregung in die resultierenden Schnittstellenkräfte von großem Interesse für die Auslegung der Struktur unter Leichtbauaspekten. Damit können je nach Anregungsamplitude und Frequenz des gerade vorliegenden Lastfalls die Schnittstellenkräfte bestimmt werden. Für die in Bild 55 dargestellten Funktionen wurden alle Schnittstellenkräfte in Y-Richtung zusammengerechnet. Für die hier durchgeführte globale Betrachtung bietet dies eine gute Vergleichsbasis, da eine separate Betrachtung aller sieben relevanten Anbindungspunkte die Übersichtlichkeit und Vergleichbarkeit stark einschränkt. Die summierten Kraftsignale der Schnittstellen werden im Frequenzbereich durch die Beschleunigungssignale der Basisplatte als Anregung geteilt. Jede der Kurven setzt sich dabei aus mindestens 75.000 Werten in der Frequenzdomäne zusammen und wurde in diesem Fall mit einer linearen Glättung über eine Spanne von 100 Werten geglättet, um Rauschen und auswertungsbedingte Ausreißer zu mitteln.

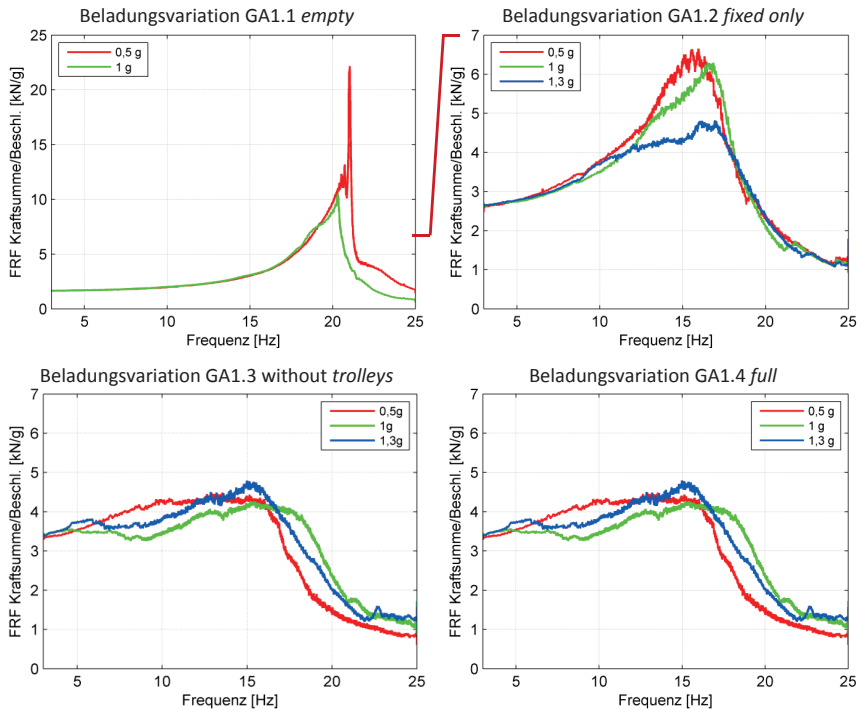


Bild 55: Frequenzantwortfunktionen (dynamische Masse in [kN/g]) der untersuchten Anregungsniveaus und Beladungsvariationen der globalen Mode in Y->Y-Richtung (Glättung 100/75.000 Werte)

Für die dargestellte Auswertung in Y-Richtung werden damit nur Kraftsignale der unteren Anbindungen (*Hardpoint*) betrachtet, da die stangenförmigen Tie Rods mit Kugelgelenken an beiden Enden keine Querkräfte übertragen können. Auf eine Auskopplung des Einflusses der Massenanteile der Kraftsensoren im gemessenen System wird verzichtet, da dieser nur wenige Prozent ausmacht (Maximum bei *empty* Resonanz 1 g: 2,5%) und eine Auskopplung einen Fehler in ähnlicher Höhe hinzufügen kann. Aus diesem Grund wird der quantitativ bekannte Fehler von Massenanteilen in Höhe von ca. 24 kg vorgezogen und separat berücksichtigt.

Die in Bild 55 gezeigte Frequenzantwortfunktion ist auch als dynamische Masse bekannt, da sie die resultierende Kraft über der Beschleunigung wiedergibt. So zeigt sich, dass die leere Galley trotz ihres geringen Gewichts von 135 kg in der Resonanz Schnittstellenkräfte generiert, die um ein Vielfaches höher sind, als die der voll beladenen Galley mit 551 kg Gesamtgewicht. Dies liegt an der deutlich steigenden Dämpfung bei zunehmender Beladung der Beladungsvariationen *empty*, *fixed only*, *without trolley* und *full*. Entsprechend geringer fallen die Verstärkungen in der Resonanz aus. Wegen der hohen Schnittstellenkräfte bei der leeren Galley konnte kein 1,3 g Beschleunigungsniveau gefahren werden, ohne die konstruktiven Grenzwerte für die Anbindung zu überschreiten. Des Weiteren hätte der iterative

Nachfahrregler des Hexapoden mehrere Optimierungsiterationen des Sweeps benötigt, um eine Sweep-Anregung mit sauberen Signalen zu ermöglichen, was bei den grenzwertigen Belastungen vermieden werden sollte. So lösten sich bei dem Versuch, höhere Beschleunigungen zu fahren, beispielsweise zwei relevante Hardpoint-Schraubverbindungen.

Der Abfall der Resonanzfrequenz mit zunehmender Beladung ist bei allen Beladungsvariationen außer *empty* kaum nennenswert, einzig die Zuladung der fest eingeschraubten, voll beladenen Öfen in der Beladungsvariation *fixed only* zeigt ein deutliches Sinken der Resonanzfrequenz gegenüber der leeren Galley von ca. 21 Hz auf ca. 16 Hz.

Weiterhin ist insbesondere bei der Beladungsvariation *full* in Bild 55 unten rechts die Auskoppelung der Trolleymassen deutlich erkennbar. Da bei den gewählten konstanten Beschleunigungsamplituden die Wegamplituden über der Frequenz stark abfallen, werden die Trolleys über den Kontakt zu ihren Führungen wegen der Spaltmaße von einigen Millimetern immer weniger angeregt. Ab ca. 8 Hz sind die Wegamplituden der Anregung so klein, dass die Spaltmaße nicht mehr überbrückt werden. Die Trolleys rutschen lediglich auf dem Fußboden der Basisplatte, was messtechnisch nicht mehr über die Kraftsensoren an den Hardpoints der Galley abgebildet wird.

Anmerkung zur weiteren Verwendung: Soll die Betrachtungsebene von der Galley zum Flugzeug als Gesamtsystem mit der Galley als Subsystem angehoben werden, können die dargestellten Funktionen als Beschreibung des dynamischen Verhaltens der Substruktur Galley im Flugzeug verwendet werden. Dies liegt allerdings nicht im Fokus der vorliegenden Arbeit.

#### *Auswertung hinsichtlich der Bestimmung von Parametern für ein Simulationsmodell*

Aus den gezeigten Verstärkungsfunktionen können weiterhin notwendige Parameter für detaillierte vollständige Berechnungsmodelle und zur Beschreibung der relevanten mechanischen Effekte, wie beispielsweise das Auskoppeln von Beladungsmassen über Frequenz und Anregungsamplitude, identifiziert werden.

Da die vollständige Modellierung der Galley unter Berücksichtigung und Abbildung der lokalen Effekte für alle vier Beladungsvariationen nicht im Fokus dieser Arbeit steht, wird auf die diesbezüglichen Forschungsarbeiten am Institut PKT, wie in [See14a] veröffentlicht, für weitere Details verwiesen. Dabei wird dort insbesondere auf das Auskoppeln der losen Massen und die Berücksichtigung der Anbindungssteifigkeit eingegangen, da das Modell eine hohe Sensitivität auf diese beiden Einflussgrößen zeigt.

Eine Parameterschätzung für lineare Dämpfungsmodelle über eine Frequenzantwortfunktion zwischen Kraft und Beschleunigung wird durch die stark mit Einschlägen von losen Massen verrauschten Kraftsignale so sehr beeinträchtigt, dass eine solche Dämpfungsbestimmung einzig zur Absicherung des groben Wertebereichs betrachtet wurde. Deswegen wird im Folgenden eine globale Beschreibung des Dämpfungsverhaltens auf Basis der Verstärkungsfunktion ermittelt, um diese für globale FEM-Modelle einer dynamischen Substrukturierung nutzen zu können.

Generell stößt eine Linearisierung und Vereinfachung auf ein einfaches Ein-Massen-Schwingersystem, wie im industriellen Kontext wegen der einfachen Umsetzbarkeit gewünscht, bei einer Reduktion des Schwingverhaltens der zusammengesetzten Struktur einer

Galley an ihre Grenzen. Dies äußert sich, wenn dieselbe Messung mit unterschiedlichen Parameterschätzmethoden ausgewertet wird und große Diskrepanzen zwischen den Ergebnissen bestehen. Dies wird detailliert in der Veröffentlichung [Pla13] für die Beladungsvariation *fixed only* diskutiert. So kann zwar mit Curve Fittern für polynomiale Modelle höherer Ordnung eine gut angepasste Funktion erzeugt werden, da hierbei mehrere Moden und Stützpunkte im Resonanzbereich zur Abbildung unsymmetrischer Verläufe erzeugt werden, allerdings widerspricht dieses Modell dem Verständnis einer einzigen globalen Mode. Eine Parameterschätzung auf Basis der weit verbreiteten Bandbreitenmethode wird bei der Galley-Untersuchung durch die unsymmetrischen Flankenverläufe stark beeinträchtigt und führt selten zu einem konsistenten Ergebnis.

Die hier verfolgte Lösung konzentriert sich auf die korrekte Abbildung des Spitzenwertes der Verstärkungsfunktion und der zugehörigen Resonanzfrequenz. Hier treten die größten Verstärkungen auf, welche in der globalen Mode auch die höchsten Schnittstellenkräfte nach sich ziehen. Damit sind die wesentlichen Informationen für eine Auslegung der Struktur im Resonanzfall auch mit einem vereinfachten Modell gegeben.

Tabelle 11 zeigt die auf Basis des Verstärkungsfaktors<sup>1</sup> bestimmten Werte der kritischen Dämpfungsrate für die untersuchten Beladungsvariationen bei Gleitsinussweeps mit konstanter Beschleunigungsamplitude von 0,5 g, 1 g und 1,3 g. Die vorgestellte Analyse baut dabei auf die Gemeinschaftsveröffentlichung [See14a] auf.

Tabelle 11: Übersicht zur Verstärkung und Frequenz der ersten globalen Mode

<u>0,5 g Y-Anregung</u>	<b>GA1.1</b> <i>empty</i>	<b>GA1.2</b> <i>fixed only</i>	<b>GA1.3</b> <i>without trolley</i>	<b>GA1.4</b> <i>full</i>
Resonanzfrequenz [Hz]	21	16	16	15
Verstärkung/Transmission	28	5,1	3,4	2,9
krit. Dämpfungsrate	1,8%	10%	15%	17%
<u>1 g Y-Anregung</u>	<b>GA1.1</b> <i>empty</i>	<b>GA1.2</b> <i>fixed only</i>	<b>GA1.3</b> <i>without trolley</i>	<b>GA1.4</b> <i>full</i>
Resonanzfrequenz [Hz]	20	17	18	19
Verstärkung/Transmission	15	5,6	3,5	3,5
krit. Dämpfungsrate	3,4%	9%	14%	14%
<u>1,3 g Y-Anregung</u>	<b>GA1.1</b> <i>empty</i>	<b>GA1.2</b> <i>fixed only</i>	<b>GA1.3</b> <i>without trolley</i>	<b>GA1.4</b> <i>full</i>
Resonanzfrequenz [Hz]	<sup>2</sup>	17	16	17
Verstärkung/Transmission		4,3	3,5	3,5
krit. Dämpfungsrate		12%	14%	14%

<sup>1</sup> siehe auch Kapitel 3.3.4 und Magnification-Factor-Method in [Sil99], dort S.379

<sup>2</sup> Die geringe Dämpfung verursachte bei der höchsten Anregung von 1,3 g zu hohe Beschleunigungen und Schnittstellenkräfte in der ersten globalen Mode, so dass eine Sicherheitsabschaltung aktiviert wurde. Es wurden experimentell auch Schwingverhalten bei 1,3 g und mehr ermittelt, allerdings lösten sich dabei zwei lower attachments, was eine geeignete Auswertung nicht möglich macht.

Wie in der Tabelle ersichtlich wird, zeigt sich eine unterschiedliche Transmission je nach Anregungsniveau in der ersten globalen Mode. Diese Nicht-Linearität des Verstärkungsverhaltens hinsichtlich des Anregungsniveaus lässt sich in einem Wasserfalldiagramm verdeutlichen, wie in Bild 56 für die Beladungsvariationen *fixed only* dargestellt.

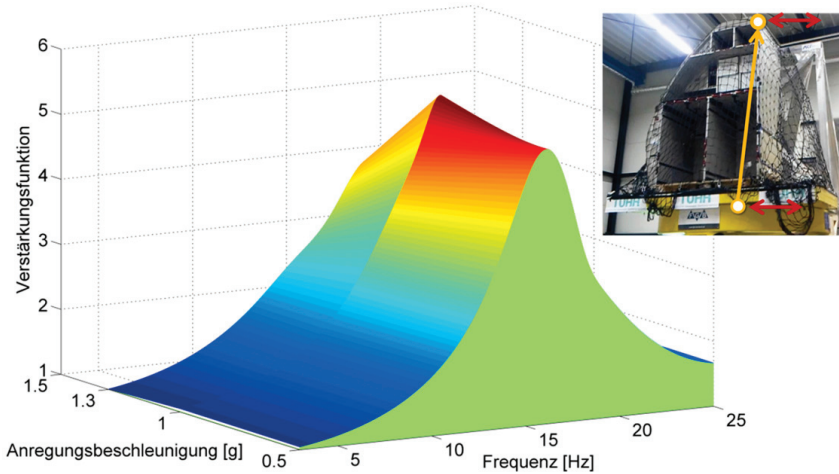


Bild 56: Wasserfalldiagramm der Transmission für die Beladungsvariationen GA1.2 *fixed only*

Hierbei ist vertikal die Verstärkung oder Transmission über der Frequenz (nach rechts) für die Anregungsniveaus 0,5 g, 1 g und 1,3 g (nach hinten) aufgetragen. Wegen des ausgeprägten Resonanzverhaltens bei einer im realen Einsatz denkbaren Betriebssituation wird die Beladungsvariation *fixed only* unter Auslegungsgesichtspunkten in Kapitel 6.1 weiter verfolgt.

Ist die Anregungshöhe bekannt, so können lineare, anregungsniveaunabhängige Verstärkungsfunktionen um Arbeitspunkte herum verwendet werden, siehe auch Kapitel 3.5.2. Entsprechend sind in Tabelle 11 die daraus resultierenden Dämpfungswerte für lineare Ein-Massen-Schwinger in allen drei betrachteten Arbeitspunkten angegeben.

#### 4.4 Substrukturidentifikation Literature Pocket

Literature Pockets sind üblicherweise vor jedem Sitzplatz am Vordersitz oder an Wänden von Galleys, Lavatories und Partitions angebracht. Die unter Kapitel 4.2 beschriebenen Versuche zeigen, dass sich die schwingungsanfälligen Partitions mit ihrer geringen Steifigkeit in Flugzeuglängsachse (X-Richtung) in ihrem Schwingverhalten maßgeblich ändern, wenn Literature Pockets mit Beladung angebracht werden.

##### Versuchsübersicht

Das bei der Versuchsdurchführung berücksichtigte Verwertungsziel ist die Bestimmung von substrukturbezogenen Frequenzantwortfunktionen (FRFs), um damit die resultierende

Schnittstellenkraft bezogen auf eine Anregungsbeschleunigung abbilden zu können. Diese Frequenzantwortfunktionen werden anschließend im Rahmen des methodischen Ansatzes (Kapitel 5) mit einer Kombination von frequenzgangbasierten Substrukturmodellen entsprechend der modularen Produktstruktur verwendet. Der Versuchsaufbau mit den untersuchten Beladungsvariationen für zwei Varianten von Literature Pockets ist in Bild 57 gezeigt.

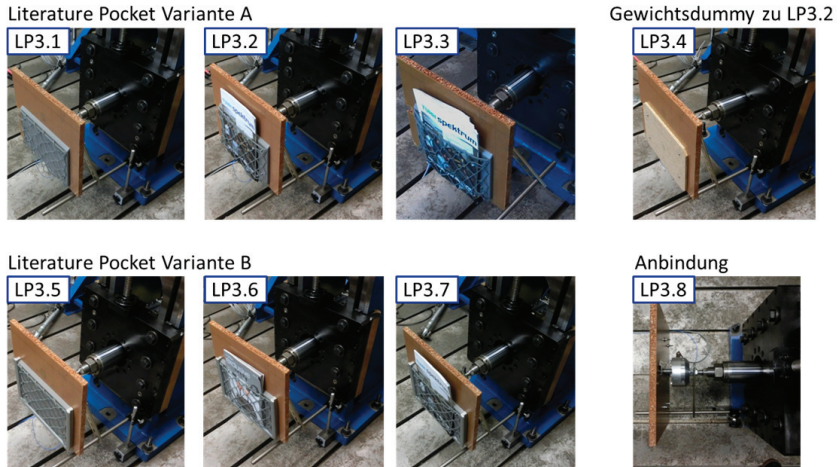


Bild 57: Übersicht der Varianten der Literature Pockets und deren Beladungsvariationen in Versuchsreihe LP3

Es werden dabei die folgenden Versuchsvariationen betrachtet:

LP3.1	leeres Literature Pocket A (0,228 kg)	LP(A)+0
LP3.2	Literature Pocket A und eine Zeitschrift ( $\Sigma$ 0,479 kg)	LP(A)+1
LP3.3	Literature Pocket A und sechs Zeitschriften ( $\Sigma$ 1,010 kg)	LP(A)+6
LP3.4	Gewichtsdummy für Literature Pocket A und eine Zeitschrift	dLP+1 zu 2.
LP3.5	leeres Literature Pocket B ( $\Sigma$ 0,272 kg,)	LP(B)+0
LP3.6	Literature Pocket B und original Airline-Magazin ( $\Sigma$ 0,529 kg)	LP(B)+1LH
LP3.7	Literature Pocket B und eine Zeitschrift entsprechend zu 3.2 ( $\Sigma$ 0,526 kg)	LP(B)+1
LP3.8	Anbindungspanel leer (zur Entkopplung)	

Eine vollständige Liste der 29 durchgeführten Prüfläufe findet sich in Anhang B4. Insgesamt wurden drei Versuchsreihen zur Substrukturidentifikation der Literature Pockets gefahren. So wurden im Laufe dieser Versuchsreihen zunächst der Prüfaufbau mit einer leichteren Anbindung verbessert, eine bessere Prüfstandsregelung auf einem neueren Hydropulser verwendet und schließlich der Prüfplan um höhere Beschleunigungsniveaus und die umfangreiche Vermessung der Anbindung erweitert. Dadurch konnte die Qualität der Messungen sukzessive verbessert werden. Die Erkenntnisse zur Versuchsgestaltung flossen in die Empfehlungen des methodischen Ansatzes in Kapitel 5.3.3 ein. Im Folgenden werden ausschließlich die Ergebnisse der letzten Versuchsreihe LP3 vorgestellt.

Wenn der Einfluss des Literature Pockets auf das Schwingverhalten eines Gesamtsystems auf einen Anbindungspunkt reduziert wird, kann der Modellierungsaufwand der Kopplung bei gleichzeitiger Einhaltung der Ergebnisgüte auf ein Minimum begrenzt werden. Hierzu werden für diesen Referenzanbindungspunkt die Beschleunigung und die Schnittstellenkraft bestimmt. Mit dem in Bild 58 dargestellten Versuchsaufbau kann für jede Beschleunigung und Frequenz die resultierende Schnittstellenkraft, welche auf eine benachbarte Struktur wirkt, bestimmt werden. Je nach Phasenunterschied kann eine Resonanz der Substruktur Literature Pocket verstärkend oder tilgend auf die Schwingung der Gesamtstruktur wirken. Dieser Einfluss wird in der bestimmten Frequenzantwortfunktion abgebildet.

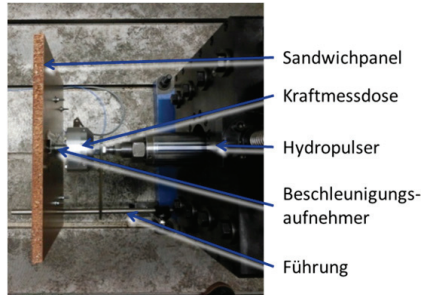


Bild 58: Versuchsaufbau der Versuchsreihe LP3

Der Versuchsaufbau verwendet zur Anbindung der Literature Pockets die in Bild 58 dargestellte Sandwichplatte. Diese besonders leichte und steife Anbindung ist weiterhin für die Kräfteinleitung und -verteilung zur Kraftmessdose hin mit einem Metallprofil versteift worden. Der Gewichtsbeitrag von Anbindungsplatte und Kraftmessdose zur gemessenen dynamischen Masse liegt je nach Aufbau und Beladungsvariationen in derselben Größenordnung wie die Masse des Prüflings. Diese grundsätzlich für die Messwertbestimmung ungünstige Randbedingung lässt sich allerdings nicht weiter verbessern. Während der Überarbeitung des Prüfaufbaus zwischen den Versuchsreihen LP1, LP2 und LP3 konnte bereits eine Gewichtsreduktion um 50% erreicht werden. Eine weitere, nennenswerte Reduktion der Anbindungsmasse hätte zu einem Steifigkeitsverlust der Anbindung und damit zur Verfälschung der Messergebnisse geführt. Um den Gewichtseinfluss der Anbindung zu entfernen, wird später eine rechnerische Entkopplung der Anbindung (aus Anbindungsplatte und Kraftmessdose) durchgeführt. Die gewählte Fußpunkterregung reflektiert die realen Randbedingungen eines an einem Kabinenmonument fixierten Literature Pockets, da auch dort der Energieeintrag über die Anbindung erfolgt.

Die zwei betrachteten Varianten A und B von Literature Pockets (Bild 59) wurden von der Arthur Krüger GmbH gefertigt und spiegeln einen älteren bzw. etwas neueren Lufthansa-Standard wider, wie er auch teilweise in aktuellen Flugzeugen im Einsatz ist. Die nach der drei Stunden andauernden Resonanzanregung ermüdeten Elastomerbänder des Literature Pockets A (siehe Kapitel 4.2) wurden für den Versuch durch neue ersetzt.

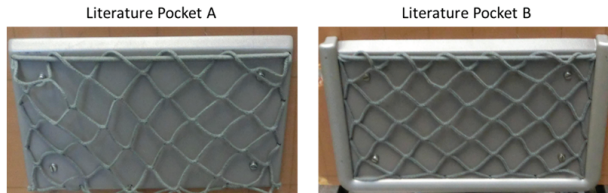


Bild 59: Die betrachteten Varianten von Literature Pockets der Arthur Krüger GmbH

Die Tabelle 12 zeigt die Versuchsparameter der Anregung für die Versuchsreihe LP3.

Tabelle 12: Anregungsparameterübersicht Literature Pocket Versuchsreihe LP3

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g, 1 g, und 2 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	1DoF X (Flugzeug-KOS), sukzessive

Die maximale Beschleunigungsamplitude von 2 g entspricht dem Maximum, welches die hydraulische Prüfumgebung über den gesamten Frequenzbereich von 3 bis 25 Hz konstant bereitstellen kann. Es kommt dem Arbeitspunkt des in 4.2 vorgestellten realen zusammengesetzten System aus Partition Panel und Literature Pocket bei den dort gewählten Anregungsniveaus ausreichend nahe, um auch ein nicht-lineares Auskoppeln von Zeitschriften für eine gekoppelte Berechnung gut darzustellen.

### Auswertung

Die Verwertung der frequenzbasierten Kopplung sieht die Bestimmung einer Frequenzantwortfunktion vor, die das Schwingverhalten der Substruktur Literature Pocket als Kraftantwort auf eine Beschleunigungsanregung auf einen Punkt bezogen wiedergibt.

Bild 60 zeigt die ermittelten Frequenzantwortfunktionen für alle Versuchsläufe des im späteren Verlauf der Arbeit relevanten Anregungsniveaus von 2 g.

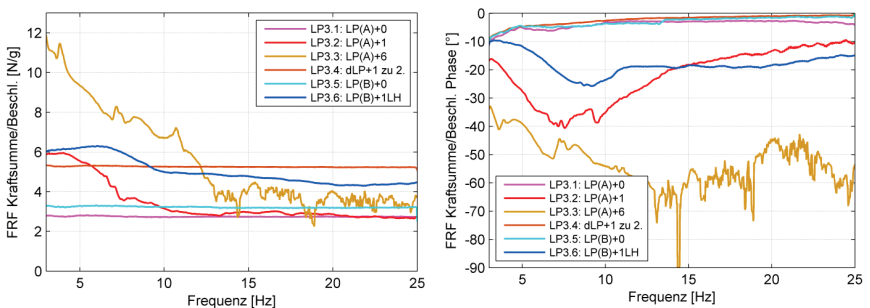


Bild 60: Frequenzantwortfunktion der Substruktur Literature Pocket in den untersuchten Varianten und Beladungsvariationen bei 2 g Anregung in der Versuchsreihe LP3 (Glättung: 500/75.000 Werte)

Dabei ist bei allen Beladungsvariationen mit eingesteckten Zeitschriften ein klares Entkoppeln der Zeitschriftenträgheit bei Frequenzzunahme ersichtlich. So sinkt die dynamische Masse des Literature Pockets A mit einem Magazin LP(A)+1 fast bis auf das Niveau des leeren Literature Pockets LP(A)+0 ab, da die Zeitschrift in den Elastomerbändern beinahe vollständig auskoppelt und somit das Schwingverhalten deutlich ändert.

Die leicht unterschiedliche Masse der Varianten A und B lässt sich im Vergleich der Leerbeladungen LP(A)+0 und LP(B)+0 erkennen. Ebenso zeigt sich durch die Beladung mit einem unterschiedlichen Magazin ein Unterschied des Schwingverhaltens zwischen den Beladungsvariationen LP(A)+1 und LP(B)+1LH der beiden Varianten. Die Konfiguration LP(B)+1 ist nicht als Messung bei 2 g Anregung verfügbar (siehe auch Anhang B4) und wird deswegen aus Gründen der Vergleichbarkeit in Bild 60 nicht dargestellt.

Die Auskopplung der Anbindungsplatte und der Massenanteile der Kraftmessdose im gemessenen System wurde über Messläufe mit leerer Anbindung und über eine rechnerische Entkopplung gemäß der Formulierung [Voo10b], wie unter Kapitel 3.5.3 beschrieben, durchgeführt. Dabei ist darauf zu achten, dass die Leermessung auch bei einem vergleichbarem Anregungsniveau wie die Hauptmessung durchgeführt wird, da so auch ein bezüglich der Anregung nicht-lineares Verhalten der Anbindung oder des Prüfstands aus der Messung entfernt werden kann.

#### 4.5 Substrukturidentifikation Galley-Öfen

Bei den Untersuchungen zum Schwingverhalten einer ganzen Galley (siehe 4.3) in unterschiedlichen Beladungsvariationen zeigte sich, dass die 44,5 kg schweren Ofen-Dummies einen großen Einfluss auf das Schwingverhalten der Galley haben. Des Weiteren wurde die Betrachtung der Schnittstellenkräfte an den Ofenanbindungen als wichtiger Aspekt der Auslegung identifiziert, da sich die Schraubverbindung der Öfen in den Galley-Tests mehrfach löste. Das in Kapitel 6 vorgestellte Evaluierungsbeispiel greift die folgende Untersuchung auf und berechnet unter anderem die strukturinternen Schnittstellenkräfte der Ofenanbindung.

Die in Bild 61 gezeigten Ofen-Dummies haben vergleichbare Außenabmessungen mit gleichen Anschlussmaßen und Gewicht, wie die im Flugzeug verwendeten Originalöfen. In vorherigen Versuchen hatte sich gezeigt, dass sich bei den mit 0,5 l PET-Wasserflaschen und Druckerpapierblöcken beladenen Original-Öfen die Isolierung der Öfen zermahlen hat. Um die Feinstaubemission zu vermeiden, wurden an Stelle der Originalöfen nun Holz-Dummies vom Typ 116100-01-034 des Kabineninterieurherstellers Diehl Service Modules GmbH verwendet, welche auch für die statischen Nachweistests herangezogen werden. Der Einfluss von Beladung und Wahl zwischen Dummy und Original ist zum Zeitpunkt der Verfassung dieser Arbeit noch am Institut PKT in Untersuchung. Eine erste Einordnung des Problems in generische Einflussfaktoren findet sich in [Ras12] und [Ras13].

#### Versuchsübersicht

Das bei der Versuchsdurchführung berücksichtigte Verwertungsziel ist die Bestimmung von substrukturbezogenen Frequenzantwortfunktionen (FRFs), um damit die resultierende Schnittstellenkraft bezogen auf eine Anregungsbeschleunigung abbilden zu können. Diese

Frequenzantwortfunktionen werden anschließend im Rahmen des Validierungsbeispiels in Kapitel 6.1 verwendet.

Die Versuchsreihe OD1 wurde auf dem 6DoF-Hexapod-Schwingprüfstand (Bild 61) durchgeführt. Die Anregung erfolgt als Gleitsinus separat in den drei translatorischen Raumachsen. Der untersuchte Ofen-Dummy wurde in identischem Zustand wie beim Versuch mit der Galley (Kapitel 4.3) verwendet.

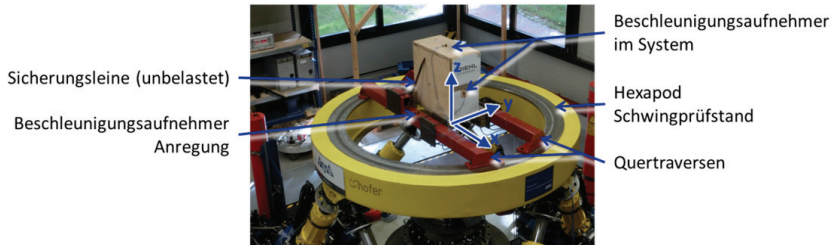


Bild 61: Übersicht des Tests mit einem DSM Ofen-Dummy

Zur Anbindung wurden zwei Quertraversen auf dem Hexapodring angebracht (in Bild 61 rot), welche vier 3DoF-Kraftmessdosen an den vier Anbindungsschnittstellen tragen, siehe Bild 62. So kann der Kraftfluss realitätsnah an den vier im Original verwendeten Befestigungsschnittstellen (zwei Schrauben an der Vorderseite und zwei Steckpins an der Rückseite) messtechnisch erfasst werden.

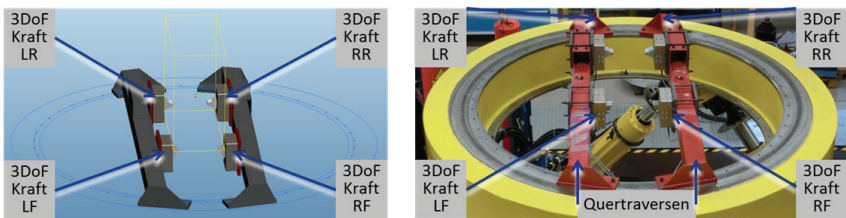


Bild 62: Übersicht der Anbindungen

Die Beladung (Bild 63) des Ofen-Dummys besteht aus fünf Paketen von jeweils 500 Seiten Bürodruckerpapier (zusammen 12,5 kg) und 18 x 0,5 l PET-Wasserflaschen (zusammen 9 kg). Damit beträgt die Masse bei vollständiger Beladung und 23 kg Leermasse des Ofen-Dummys insgesamt 44,5 kg, wie diese in den Herstellerangaben zur verwendeten G2-Galley als Maximalgewicht spezifiziert ist.

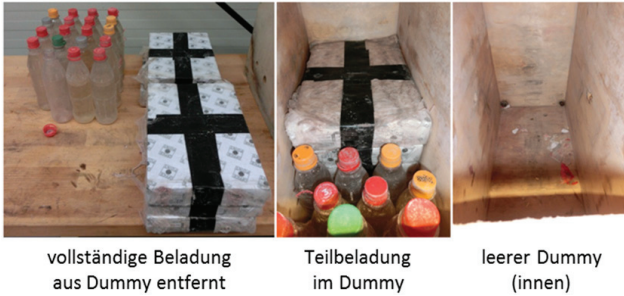


Bild 63: Bestandteile der Beladung des Ofen-Dummies

Die Tabelle 13 fasst die Versuchsparameter der Anregung zusammen.

Tabelle 13: Anregungsparameterübersicht Ofen-Dummy, Versuchsreihe OD1

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g, 1 g, 1,3 g, 3 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	X, Y und Z (Flugzeug-KOS), sukzessive

Weitere durchgeführte Parametervariationen mit unterschiedlichen Beladungszuständen zwischen einem vollständig beladenen Holz-Dummy und einem leeren sind im Anhang B4 aufgeführt, allerdings hier nicht ausgewertet, da im weiteren Verlauf der Arbeit - analog zu Kapitel 4.3 - die vollständig beladenen Öfen betrachtet werden.

Die Abbildung der Schnittstellenkräfte an den vier Anbindungsstellen mit 3DoF-Kraftsensoren wurde gemäß der generischen Einflussfaktoren im Rahmen des methodischen Ansatzes (siehe Kapitel 5) erarbeitet und ist im Validierungsbeispiel in Kapitel 6.1 näher beschrieben.

Die gewählte realitätsnahe Anbindung empfiehlt sich, um so mögliche Fehlereinflüsse der Reduktion auf einen Schnittstellenpunkt zu vermeiden, da eine begrenzte Anzahl örtlich sauber getrennter, jeweils lokal konzentrierter Schnittstellen vorliegt.

### Auswertung

Die Auswertung erfolgte analog zur Systemidentifikation des Baby Bassinets in Anhang A3. Auch hier werden die identifizierten Frequenzgänge für die Frequenzantwortfunktionen der dynamischen Masse für jeden der vier Schnittstellenknoten in allen drei translatorischen Raumrichtungen inklusive des Signalübersprechens von einer Achse in eine andere bestimmt. Um den in einigen Achsen hohen Anteil der Sensormasse von ca. 16 kg aus dem gemessenen System zu entfernen, wird eine Entkopplung im Frequenzbereich mit einer Leermessung durchgeführt. Die Resonanzen der Anbindungen liegen auf Grund der steifen Konstruktion weit oberhalb des betrachteten Frequenzbereichs.

Die identifizierten Frequenzgänge der dynamischen Masse für alle translatorischen Haupt- und Nebenachsen sind in Bild 64 bei 1 g Anregung dargestellt.

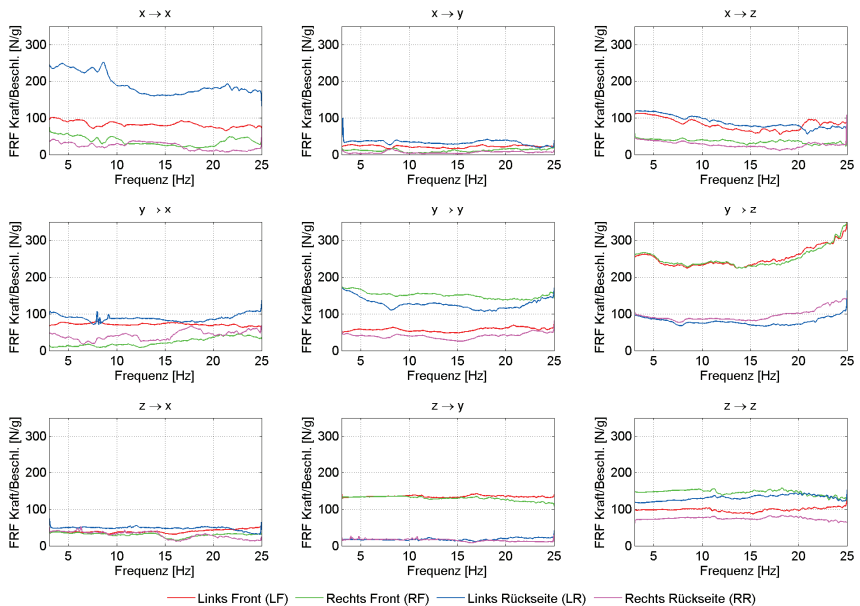


Bild 64: Frequenzantwortfunktionen der dynamischen Masse für 1 g Anregung, Versuchsreihe OD1 (Glättung: 500/75.000 Werte)

Nahezu alle Frequenzantwortfunktionen zeigen ein frequenzabhängiges Verhalten, weswegen eine Modellierung zu einer Punktmasse nicht zielführend ist. Der X->X Fall mit einer Betrachtung der Schnittstellenkraft in X-Richtung unter X-Anregung zeigt weiterhin eine ungleiche Kraftverteilung auf die Anbindungspunkte. Zwar können die gemessenen Schnittstellenkräfte gemittelt und gleichmäßig verteilt werden, allerdings stellt die in der Realität gemessene ungleiche Lastverteilung eine höhere Belastung für einzelne Schnittstellen dar. Entsprechend sollte auf Basis der vorliegenden Messungen für eine konservative Auslegung der höchste Wert an einer Anbindung als Maximalwert für alle Schnittstellen herangezogen werden, da ein verstärktes lokales Nachgeben und ein Verkleben ebenfalls auftreten kann. Dies gilt vornehmlich für die X-Richtung.

Eine nennenswerte Krafterückkopplung leistet neben den drei translatorischen Hauptachsen auch der Z-Eintrag unter Y-Anregung, welcher global betrachtet als ein Biegemoment auf die tragende Anbindungsstruktur wirkt.

Interessant ist das Auskoppeln von Beladungsmassen, die sich im Sinken der Krafterückkopplung bei zunehmender Frequenz in X- und in Y-Richtung ausdrückt. Anscheinend tritt bei den geringeren Wegauslenkungen von höheren Frequenzen bei konstanter Beschleunigung vermehrt ein Gleiten der Zuladungsmassen auf. Ist die Wegamplitude kleiner als etwaige Spalte, so nimmt der Wandkontakt stark ab und es tritt nur noch ein reibbehaftetes Gleiten auf.

Entsprechend sinkt die Krafterückkopplung. Durch die sehr heterogene Beladung mit unterschiedlich ausgerichteten Wasserflaschen und Papierpaketen ist diese Auskopplung nur schwer simulativ abzuschätzen. Die Massenauskopplung in der Messung beträgt in Summe ca. 10 kg von den 21,5 kg der Beladungsmasse im insgesamt 44,5 kg schweren Ofen-Dummy sowohl für die X-, als auch für die Y-Richtung.

Die Massenauskopplung ändert sich des Weiteren in Abhängigkeit vom Anregungsniveau. Dieses nicht-lineare Verhalten kann durch die Bestimmung von mehreren Frequenzantwortfunktionen bei unterschiedlichen Anregungsniveaus für diese Arbeitspunkte linearisiert werden. Um im späteren Evaluierungsbeispiel Arbeitspunkte zu verwenden, die in der Nähe des realen Verhaltens der Öfen in der Galley liegen, werden dort Frequenzantwortfunktionen für 1 g Anregung für die X- und Z-Anregungsbeiträge sowie aus 3 g Anregung für den Y-Anregungsbeitrag verwendet. Bild 65 zeigt den Vergleich der Frequenzantwortfunktionen unter 1 g Anregung und unter 3 g Anregung.

Dabei ist in beiden Fällen die dynamische Masse dargestellt, die Kraftantwort wird also bereits auf die Anregungsbeschleunigung bezogen. Unterschiede zwischen den beiden Diagrammen resultieren dementsprechend nur aus der Nicht-Linearität des Schwingverhaltens und nicht aus dem Anregungsniveau an sich.

Es zeigt sich bei der 1 g Anregung eine stärkere Massenauskopplung bis ca. 8 Hz als bei 3 g Anregung. Diese findet bei 3 g auf Grund der generell höheren Wegamplituden erst bei höheren Frequenzen (ca. 12 Hz) statt. Der Unterschied ist im dargestellten Fall relativ gering. Zur Erhöhung der Genauigkeit werden allerdings im späteren Abschlussbeispiel die korrekten, unterschiedlichen Arbeitspunkte verwendet.

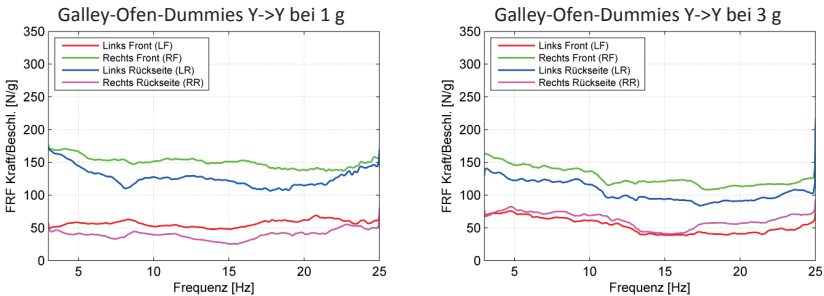


Bild 65: Vergleich der Y-Y FRFs bei 1 g und 3 g Anregung, Versuchsreihe OD1

Die bestimmten Kraftantworten auf eine Beschleunigungsanregung an den Ofenanbindungen stellen bereits als solche eine wichtige Unterstützung für die Auslegung der Ofenanbindung an der Galley und am Ofen selbst dar. Werden diese Informationen in einem hybriden Berechnungsmodell, wie in Kapitel 5 und 6 vorgestellt, verwendet, so können die lokal auftretenden Kräfte unter gegebenen Einsatzbedingungen deutlich besser als zuvor abgeschätzt werden, was eine sichere und gleichzeitig gewichtsoptimierte Auslegung ermöglicht.

### Zwischenfazit zu Kapitel 4

In Kapitel 4 wurde die für die Berechnung der betrachteten Leichtbaustrukturen benötigte Datenbasis in Tests erarbeitet. Wie in Bild 66 skizziert, stellt Kapitel 4 damit die notwendigen FRF-Modelle der zu koppelnden Substrukturen und die Modellparameter für die detaillierte Simulation bestimmter Substrukturen bereit. Zu letzterem zählt z.B. die zwingend notwendige Information der Dämpfung für die Simulation des Partition Panels. Ebenso stellt Kapitel 4 die zum Vergleich und zur Evaluierung benötigten Beschreibungen des realen Schwingverhaltens als Benchmark zur Verfügung.

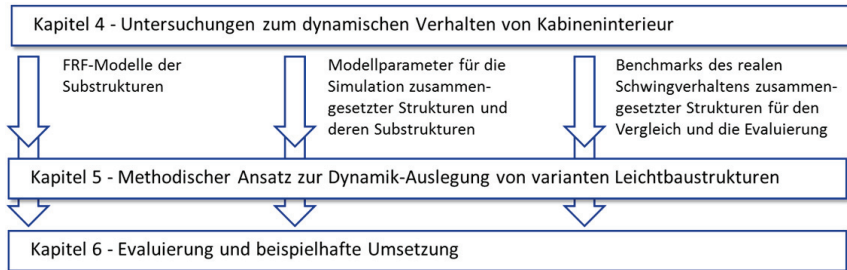


Bild 66: Notwendige Beiträge von Kapitel 4 als Datenbasis zur Entwicklung, Durchführung und Evaluierung des entwickelten Ansatzes

Erst auf dieser Datenbasis kann der folgend vorgestellte methodische Ansatz entwickelt werden.

Die Versuchsergebnisse zu weiteren Substrukturen, welche für die Darstellung des Ansatzes nicht zwingend notwendig sind, werden im Anhang A vorgestellt. Diese wurden zum besseren Systemverständnis und einer Absicherung durch eine breitere Datenbasis im Rahmen der Entwicklung des Ansatzes durchgeführt.



## 5 Methodischer Ansatz zur Dynamik-Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen

In Kapitel 2 und 3 wird die Notwendigkeit einer Unterstützung der Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen, wie Flugzeugkabineninterieur, unter stationären dynamischen Lasten aus Sicherheits- und Komfortgründen mit einer Recherche zum Stand der Wissenschaft und Technik aufgezeigt. Der knappe Zeitrahmen heutiger Produktentwicklung im vorgestellten industriellen Umfeld erlaubt bei immer mehr vom Kunden geforderten Produktvarianten und immer geringeren produzierten Stückzahlen pro Variante keine umfangreiche Berechnung jeder auf Leichtbau zu optimierenden Produktvariante. Eine modulare Produktstruktur ermöglicht zwar die Bereitstellung vieler Varianten durch Kombination weniger Module, doch wurde dieses Konzept noch nicht in die Auslegung unter stationären dynamischen Lasten überführt. Des Weiteren fehlen für eine solche Auslegung wesentliche Parameter und weitere Daten zur Beschreibung der schwingenden Strukturen in der Flugzeugkabine, welche in Kapitel 4 bestimmt wurden.

Auf Basis der in Kapitel 4 präsentierten Untersuchungen und des Standes der Forschung aus Kapitel 3 wird in diesem Kapitel der neu entwickelte methodische Ansatz vorgestellt, welcher eine Leichtbauauslegung von variantem Kabineninterieur unter dynamischen Lasten unterstützt. Dazu wird die Variantenvielfalt über die kombinatorische Vielfalt einer modularen Produktstruktur in der Berechnung des Schwingverhaltens abgebildet und so beherrschbar gemacht. Mit der Nutzung einer modularen Produktstruktur wird dabei auf die Arbeiten zur Entwicklung modularer Produktfamilien von [Ble11, Jon14, Kip12] aufgebaut, die zu dem vorgestellten Werkzeug des *Integrierten PKT-Ansatzes zu Entwicklung modularer Produktstrukturen* (kurz: *Integrierter PKT-Ansatz*) gehören. Das Schwingverhalten der einzelnen Module wird dabei auf das Schwingverhalten an den Modulschnittstellen und charakteristischen Punkten reduziert, um so eine rechnerische Modellsynthese durch Kombination der Module zu Produktvarianten mit einer Kopplung der Frequenzantwortfunktionen mit möglichst kurzer Rechenzeit für jede Variante zu erreichen. Dies ermöglicht eine konsequente Weiterentwicklung des Integrierten PKT-Ansatzes im Hinblick auf die Schwingungsauslegung von varianten Leichtbaustrukturen.

Mit dem entwickelten Vorgehen müssen gegenüber vollständigen Produktvarianten nur kleinere Subsysteme modelliert oder in Tests hinsichtlich ihres Schwingverhaltens analysiert werden. Die zur Modellierung und Validierung notwendigen Tests der Substrukturen fallen entsprechend weniger aufwendig aus. Da eine gute modulare Produktstruktur viele Produktvarianten durch Kombination weniger Module ermöglicht [Kra14], sinkt nicht nur der Prüfkörperumfang, sondern auch die Gesamtanzahl der Tests [Pla14c]. Beides bedeutet eine

erhebliche Reduktion des Aufwandes, welche noch zusätzlich mit dem Zeitvorteil der schnellen Berechnung des Schwingverhaltens zur Auslegung unterstützt wird. Dies gilt umso mehr, wenn zur reinen Anzahl der Varianten noch auslegungsinterne Parametervariationen zur Optimierung des Produkts hinzukommen, wie dies beispielsweise bei Leichtbauprodukten notwendig ist, siehe auch [Kra11b, Pla12] und Kapitel 2.2.

## 5.1 Übersicht und Ablauf des methodischen Ansatzes

Der neu entwickelte methodische Ansatz zur Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen unter stationären dynamischen Lasten nutzt eine modulare Produktstruktur, wie sie im Integrierten PKT-Ansatz erstellt wird.

Der Ansatz läuft in drei Phasen ab, wie in Bild 67 dargestellt:

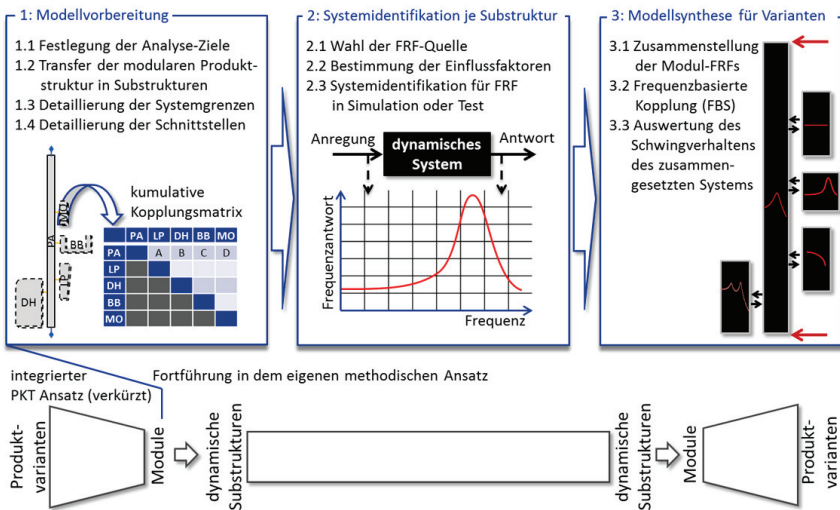


Bild 67: Übersicht über den Ablauf und die Vorgehensweise des methodischen Ansatzes zur modularen dynamischen Substrukturierung

Um die in Kapitel 3.5 vorgestellte dynamische Substrukturierung zur Kopplung nutzen zu können, findet in der ersten Phase des Ansatzes ein Transfer der Module in dynamische Substrukturen statt. Dynamische Substrukturen weisen typischerweise eine höhere Detailtiefe, beispielsweise zur Schnittstellendefinition, auf als die Moduldefinitionen des Integrierten PKT-Ansatzes auf Konzeptebene es erfordern. Weiterhin werden die Ziele der Analyse für eine Auslegung der Produktvarianten einer Produktfamilie bestimmt. Hieraus resultieren wichtige Anforderungen, wie etwa die notwendige Genauigkeit der zur Auslegung benötigten Zielgrößen an die Berechnung und Messtechnik, was den zeitlichen und versuchstechnischen Aufwand definiert.

Für die entsprechend der modularen Produktstruktur definierten dynamischen Substrukturen wird in der zweiten Phase eine Systemidentifikation durchgeführt. Dabei wird die Be-

schreibung des Schwingverhaltens auf das Schwingverhalten an den Schnittstellen und ausgewählten relevanten Punkte einer Substruktur reduziert.

In der dritten Phase erfolgt die Kopplung der reduzierten Substrukturmodelle durch die Kombination der Module zu Produktvarianten entsprechend der modularen Produktstruktur. Damit wird das Schwingverhalten des Gesamtsystems der gerade betrachteten Produktvariante berechnet. Die zur Auslegung notwendigen Zielgrößen, wie die Schnittstellenkräfte, werden für alle weiteren betrachteten Varianten bestimmt. Auf Basis der Berechnungsergebnisse können anschließend Worst-Case-Kombinationen aus Lastfall und Produktvariante mit ihren spezifischen Geometrie- und Materialeigenschaften ausgewählt werden, welche auslegungsspezifisch überarbeitet, optimiert oder nachgewiesen werden.

### Demonstrationsbeispiel Partitions: Hohe Variantenvielfalt bei geringer Dämpfung

Als Leitbeispiel für die Vorstellung des entwickelten methodischen Ansatzes wird eine vereinfachte Partition betrachtet, welche verschiedene Varianten und verschiedene auslegungsinterne Beladungsvariationen aufweisen kann. Im Kapitel 6.1 wird der methodische Ansatz an dem Praxisbeispiel einer Flugzeughordküche evaluiert.

Für die Beschreibung des entwickelten Ansatzes wird die vereinfachte, stark reduzierte Produktfamilie des Partition Panels aus Kapitel 4.2 betrachtet. Im Folgenden wird dabei das Partition Panel ohne Anbauteil und mit einem Literature Pocket betrachtet. Beim Literature Pocket wird weiterhin für eine auslegungsinterne Betrachtung die Form der Beladung mit Magazinen variiert. Die damit betrachtete Vielfalt an Varianten und Beladungsvariationen ist in Bild 68 dargestellt.

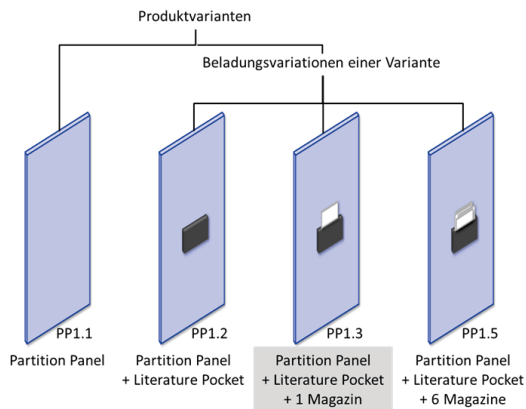


Bild 68: Varianten und Beladungsvariationen des Demonstrationsbeispiels

Für die Darstellung von Details wird exemplarisch die Variante Partition Panel + Literature Pocket in der Beladungsvariation mit einem eingesteckten Magazin verwendet. Anschließend wird auch auf die Betrachtung weiterer Varianten und Beladungsvariationen eingegangen, siehe Kapitel 5.4.

### Ziele und Anforderungen des Beispiels

Das als tragende Struktur zu Grunde liegende Sandwichpanel weist in der Parameteridentifikation aus Kapitel 4.2 eine kritische Dämpfungsrate von ca. 1% für die erste globale Mode auf. Eine solche Dämpfungsrate ist zwar grob eine Größenordnung höher als bei vergleichbaren Strukturen aus Metall [Sto12], allerdings bedeutet eine so geringe Dämpfung bereits eine resultierende Verstärkung der Schwingamplitude von der Anregung zum Punkt in der Flächenmitte von ca. Faktor 50. Die resultierenden Schnittstellenlasten sind im Resonanzfall gegenüber der Massenträgheit ebenso stark überhöht.

Die korrekte Prognose des Aufschwingverhaltens ist dementsprechend für die weitere Auslegung von großer Wichtigkeit, damit beispielsweise die Anbindung der Partition entsprechend dimensioniert werden kann. Da das Aufschwingverhalten sich in Abhängigkeit der Anbauteile und deren Beladung stark ändert, muss für eine optimale Ausnutzung der Konstruktion das Schwingverhalten je Variante betrachtet werden. Dabei sind Vereinfachungen, wonach die Variante mit der größten Masse immer die höchsten Schnittstellenkräfte verursacht, nicht zulässig wie die Untersuchungen in Kapitel 4.2 und 4.3 zeigen. Da eine detaillierte FEM-Modellierung jeder Variante einen erheblichen Mehraufwand bedeutet, soll eine modulare Produktstruktur bei der Auslegung zu Grunde gelegt werden. Des Weiteren soll das Schwingverhalten von bestimmten Komponenten, welche nicht im Fokus der Auslegung stehen, direkt aus Tests in eine hybride Berechnung eingebunden werden können. Dies gilt auch für das nur unter sehr hohem Aufwand im Modell abbildbare Schwingverhalten von Zeitschriften mit der relevanten Energiedissipation durch ein Schlagen und Gleiten der Seiten aufeinander.

Das Demonstrationsbeispiel fokussiert dabei auf die Überarbeitung einer bestehenden Produktfamilie, welches gegenüber der Neuplanung den Regelfall darstellt, siehe auch [Jon14]<sup>1</sup>. Eine Neuplanung lässt sich allerdings ebenfalls mit dem entwickelten Ansatz darstellen. Dabei werden für die noch nicht voll ausgestalteten Auslegungsversionen der Untersuchung zunächst Schätzmodelle verwendet. So können insbesondere die Zusammenhänge und der Einfluss des Schwingverhaltens bestimmter Substrukturen auf das Gesamtschwingverhalten abgeschätzt werden.

## 5.2 Phase 1: Modellvorbereitung

In der ersten Phase der Modellvorbereitung werden zunächst die Analyseziele für die folgenden Untersuchungen des Schwingverhaltens mit Hilfe des vorgestellten Ansatzes definiert, wie in Bild 69 dargestellt.

Ebenso erfolgt in dieser Phase die Überführung der modularen Produktstruktur in dynamische Substrukturen. Da für eine geeignete modulare Produktstruktur bestimmte Anforderungen an die Modularisierung aus Sicht der dynamischen Substrukturierung resultieren, werden hier sogenannte generische Faktoren zur Definition der Anforderungen entwickelt. Die dynamischen Substrukturen werden anschließend entsprechend der technischen Notwendigkeit hinsichtlich ihrer Systemgrenzen und der Schnittstellen weiter detailliert.

---

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere S. 66/67

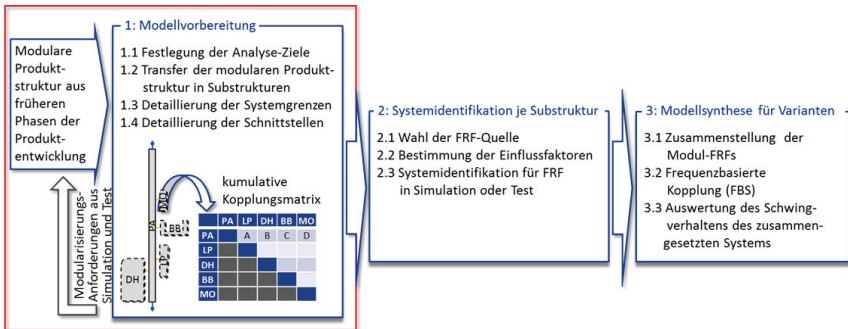


Bild 69: Phase 1 des Ansatzes - konsistente Modellvorbereitung über die gesamte Produktfamilie

### Festlegung der Analyse-Ziele

Der vorgestellte Ansatz liefert Prognosen zum Schwingverhalten von varianten, zusammengesetzten Strukturen, welche dann für eine Bewertung und ggf. Überarbeitung der Auslegung analysiert werden. Strukturanalysen für die Auslegung bedeuten immer einen Kompromiss zwischen einem möglichst umfangreichen Wissen des Entwicklers von seinem Produkt für eine exakte Auslegung und dem technisch Machbaren in einem meist vorgegebenen Rahmen. Ebenso müssen grundlegende theoretische Überlegungen mit den praktischen Restriktionen vereinbar sein.

Im Rahmen des entwickelten methodischen Ansatzes sind insbesondere die folgenden fünf Punkte zu Beginn eindeutig zu definieren, da Inkonsistenzen in der Definition unterschiedlicher Substrukturen zu inkonsistenten Ergebnissen führen oder gar die Lösbarkeit der Berechnungen verhindern können. Dazu werden sukzessive Beispielausprägungen für das Demonstrationsbeispiel entwickelt, welche weiter unten in Tabelle 14 zusammengefasst sind.

1. Analysezweck
2. Aussagenqualität
3. Zielgrößen
4. Frequenzbereich
5. Kopplungsgrößen

#### Zum Analysezweck

Der Analysezweck benennt, wofür das berechnete Schwingverhalten anschließend genutzt werden soll. Hieraus resultieren unterschiedliche Anforderungen an die zu wählende Genauigkeit oder die gesuchten Zielgrößen. Beispielhafte Anwendungen sind der Nachweis eines sicheren Verhaltens gegenüber normativen Vorgaben mit entsprechend hohen Anforderungen an die Zuverlässigkeit oder eine Identifikation des Worst-Case-Falles aus Lastfall und Produktvariante für eine folgende Detailanalyse der kritisch belasteten Substruktur. Ist die erreichbare Genauigkeit nicht ausreichend für einen Nachweis, so kann ebenfalls eine rechnerische Worst-Case-Analyse mit anschließendem Nachweis im Test für alle identifizierten Varianten in der Schwankungsbreite des Ergebnisses durchgeführt werden. Die rechnerische

Analyse hat in diesem Fall die zu testenden Variantenanzahl auf die potentiellen Worst-Case-Kandidaten innerhalb der Schwankungsbreite reduziert.

Das vorliegende Demonstrationsbeispiel hat ebenfalls die Worst-Case-Identifikation des Partitions Panels in seinen Varianten *ohne Anbauelement* und *mit Literature Pocket* in unterschiedlichen Beladungsvariationen für eine potentielle Detailauslegung der kritischen Kombination als Analyse Zweck.

#### *Zur Aussagenqualität*

Der gewünschten Aussagegenauigkeit für die folgende Verwertung der Berechnungsergebnisse stehen häufig starke Einschränkungen aus der technischen Machbarkeit oder dem damit verbundenen Aufwand entgegen. So ist nach der Benennung des Analyseziels eine Bewertung der technischen Machbarkeit hinsichtlich der Genauigkeit durchzuführen. Ist diese erwartbare Genauigkeit geringer als die für den Zweck notwendige, so bleiben zwei Optionen: Entweder ist die technisch machbare Genauigkeit zu erweitern (z.B. durch den Kauf genauere Messtechnik) oder die Erwartungshaltung an die Genauigkeit muss gesenkt werden. Eine mögliche Lösung ist die oben beschriebene Worst-Case-Identifikation aller Kombinationsmöglichkeiten im erwarteten Schwankungsbereich für einen realen Nachweistest.

Im vorliegenden Demonstrationsbeispiel werden zur Definition der erwartbaren Genauigkeit zunächst übliche Werte aus der Forschung und industriellen Praxis betrachtet, bevor die Genauigkeit an Hand eigener Untersuchungen analysiert wird. In der Fachliteratur zur Schwingungsmessung, wie beispielsweise [Ewi00], wird eine 90%ige Übereinstimmung zwischen Simulation und Test beim Modal Assurance Criterion (MAC) als gute Übereinstimmung und weniger als 10% als schlechte Übereinstimmung bezeichnet. Je nach Anwendungsfall wird auch bereits bei einem MAC-Wert von 80% von einer guten und bei weniger als 20% von einer schlechten Übereinstimmung gesprochen [Ewi00]<sup>1</sup>. Der MAC-Wert vergleicht zwei Schwingformen oder deren Koeffizienten über deren quadratischen Abstand im Mittel auch über mehrere Moden hinweg.

In Industrieprojekten des Instituts PKT wird seitens der Industrie hinsichtlich der Übereinstimmung von Simulationen mit realen Vergleichsdaten häufig ein Fenster von +/-10% Abweichung in der Höhe der Antwort und +/-10% der Frequenz als wünschenswert vorgegeben. Allerdings wird diese Vorgabe auch seitens der Industriemodelle nicht immer eingehalten, weswegen sie nur als Wunschziel formuliert wird. Das in [Avi97] für die Windmilling Analyse entwickelte Gesamtflugzeugmodell hält das Ziel von +/-10% meistens ein, was dort für die Windmilling-Analyse als angemessen angesehen wird<sup>2</sup>.

Ein FEM-Modell des Demonstrationsbeispiels in einer industrieüblichen Vereinfachung des angehängten Literature Pockets mit einem Magazin zu einer idealisierten Punktmasse zeigt eine Frequenzabweichung von weniger als 1%, aber eine Differenz der Durchlässigkeit um ca. 200% zum realen Test. Solche Ergebnisse sind entsprechend für eine Auslegung nicht zu verwenden. Gegenüber dieser Abweichung stellt eine wünschenswerte Abweichung von

---

<sup>1</sup> siehe dort S.426

<sup>2</sup> siehe [Avi97], insbesondere S. 7-2

weniger als ca. 10% für Frequenz und Höhe der Antwort eine signifikante Verbesserung dar und wird hier ebenfalls als Zielvorgabe definiert.

Eine Einschätzung der real erzielten Genauigkeit kann im Anschluss entweder durch einen Vergleichsversuch oder eine Analyse der bekannten Mess- und Modellfehler erfolgen, siehe hierzu auch Kapitel 6.3.

#### *Zur Definition der Zielgrößen*

Für eine Analyse ist vorab zu definieren, welche physikalischen Größen oder andere, das Verhalten beschreibende Werte als Form des gewünschten Ergebnisses, zu ermitteln sind.

Hierbei ist neben der Genauigkeit der zu ermittelnden Größen auch die örtliche Auflösung ein erheblicher Einflussfaktor auf den zeitlichen und messtechnischen Aufwand. So müssen die Größen bei der Einbindung realer Messdaten auch an den betreffenden Orten messtechnisch bestimmbar sein. Häufig beschränkt so die verfügbare Messtechnik mit der Anzahl der verwendbaren Sensoren die Anzahl der Messstellen, an denen Größen bestimmt werden können. In der Simulation bedeutet eine Erhöhung der betrachteten Knotenpunkte eine starke Erhöhung der Rechenzeit, da jeweils Frequenzantwortfunktionen untereinander berechnet werden müssen. Üblicherweise erfolgt für die Betrachtung auf Gesamtsystemebene eine Beschränkung auf die ohnehin zu berechnenden Größen an den Schnittstellen (Kopplungsgrößen) zwischen den Substrukturen und auf einzelne ausgewählte Messpunkten innerhalb der Substrukturen, beispielsweise an der Stelle mit dem stärksten erwarteten Aufschwingen.

Für das Demonstrationsbeispiel werden die Schnittstellenkräfte und Beschleunigungen als relevante Größen für eine weitere Auslegung an den Schnittstellen betrachtet. Da die Schnittstelle zum Literature Pocket auch im Knotenpunkt mit dem höchsten Aufschwingen des Panels liegt, wird hier kein weiterer interner Punkt auf dem Panel betrachtet. In der Simulation können allerdings weitere Knotenpunkte von Interesse auch nachträglich hinzugefügt und das Gesamtschwingverhalten einer Variante mit diesen zusätzlichen Informationen berechnet werden.

#### *Zum Frequenzbereich*

Der Frequenzbereich der zu berechnenden Frequenzantwortfunktionen, welche das dynamische Verhalten jeder Substruktur beschreiben, ist einheitlich für alle Substrukturen und damit für alle Module der Produktstruktur zu definieren. Bei inkonsistenten Frequenzdefinitionen ist eine Kopplung mehrerer Substrukturen nicht möglich. Dies betrifft neben dem Frequenzbereich auch die Frequenzauflösung. Die benötigte Frequenzauflösung hängt von der Flankensteigung der Spitzenwerte und damit der Dämpfung im System ab. Bei Bedarf ist die notwendige Auflösung durch Sensitivitätsanalysen mit einfachen Schätzmodellen zuvor zu ermitteln oder aus bekannten Testergebnissen abzuleiten.

Für das Demonstrationsbeispiel sind auf Grund der geringen Dämpfung des leeren Partition Panels von ca. 1% kritischer Dämpfungsrate eine Frequenzauflösung von 0,025 Hz notwendig, um hier den Peak sauber auflösen zu können.

Das Frequenzband wird in der Realität häufig durch die maximalen Frequenzen der zu verwendenden Prüfstände und deren Leistungsvermögen in Abhängigkeit der Frequenzen be-

grenzt. Für das Demonstrationsbeispiel erlaubt eine Wahl von 3 - 25 Hz die Betrachtung des sicherheitskritischen Windmilling-Zustands<sup>1</sup> und eine Abschätzung der Schwingantwort der Strukturen auf hier betrachtete komfortrelevante Anregungen. Dieser Bereich deckt damit die auftretenden Frequenzen bis maximal ca. 20 Hz ab und geht mit einer Betrachtung des benachbarten Frequenzbereichs für eine konservative Auslegung noch etwas darüber hinaus. Der Bereich umfasst jeweils die erste globale Mode der untersuchten Kabinenmonumente, welche einen hohen Energietransfer in und aus dem schwingenden System mit mechanisch interessanten, hohen Schnittstellenkräften verursacht.

#### Zu den Kopplungsgrößen

Analog zu den Zielgrößen werden die physikalischen Größen bestimmt, welche in der Berechnung gekoppelt werden. Diese werden klar durch die Messbarkeit und die Algorithmen des verwendeten Kopplungswerkzeugs bedingt.

Im Falle des Demonstrationsbeispiels erlaubt der später verwendete Solver *MSC Nastran* die Kopplung von Frequenzantwortfunktionen in der Form von Inertanzfunktionen (siehe Tabelle 2, Kapitel 3.3.3) mit Beschleunigungsinformationen bezogen auf Kraftinformationen. Die physikalischen Größen Kraft und Beschleunigung lassen sich in den Substrukturtests an den Schnittstellen mit der üblichen Messtechnik bestimmen.

Für das Demonstrationsbeispiel werden die in Tabelle 14 aufgeführten Ausprägungen des Analysehintergrundes weiter verfolgt.

Tabelle 14: Analysehintergrund des Demonstrationsbeispiels

Analysezweck	Aussagenqualität	Zielgrößen	Frequenzbereich	Kopplungsgrößen
Worst-Case-Selektion für Detailanalyse	Minimum: Worst-Case-Bestimmung; Wunsch: +/-10%	Kraft, Beschleunigung	3 - 25 Hz	Beschleunigung & Kraft

Nachdem so der Analysehintergrund produktfamilienweit für alle Module der Produktstruktur definiert wurde, kann die Modellvorbereitung mit der Übernahme der Module in dynamische Substrukturen fortgeführt werden.

### 5.2.1 Ausgangspunkt modulare Produktstruktur

An dieser Stelle erfolgt die Übernahme der Module einer modularen Produktstruktur in dynamische Substrukturen, welche im Folgenden nach der technischen Notwendigkeit weiter detailliert werden. Der Komponentenumfang der Module ändert sich dadurch nicht, es kommen nur weitere Details zur Definition der Module hinzu, welche in der Modularisierung auf Konzeptebene im bisherigen Integrierten PKT-Ansatz nicht verfügbar sind.

Um allerdings die Module als Substrukturen direkt übernehmen zu können, müssen bei der Entwicklung der modularen Produktstruktur einige wenige neue Randbedingung aus der

<sup>1</sup> siehe auch [Avi97] als Basis für die entsprechend entwickelten normativen Vorgaben, u.a. S. 7-4

dynamischen Substrukturierung als ein weiterer neuer Modultreiber berücksichtigt worden sein.

Ein entsprechend des Integrierten PKT-Ansatzes im Rahmen von Workshops mit einem Kabineninterieurhersteller entwickelter MIG ist in Bild 70 dargestellt.

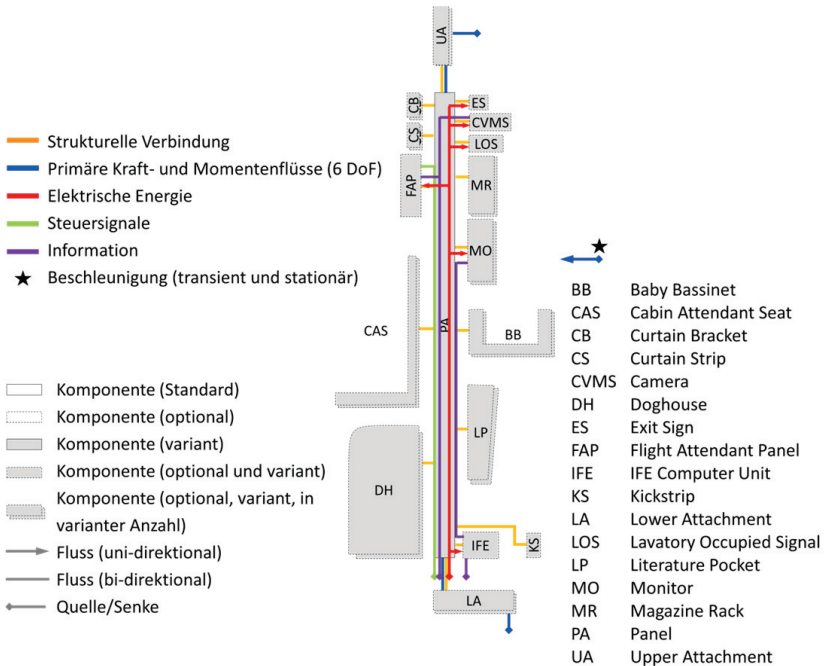


Bild 70: Module Interface Graph (MIG) für die untersuchte Produktfamilie der Partitions

Eine wesentliche Erkenntnis bei der Ist-Analyse und Erstellung der Visualisierung im MIG ist, dass die existierende Produktfamilie der Partitions bereits relativ weit modularisiert ist, da die einzelnen Anbauteile nur noch die notwendigsten Verbindungen zur Grundstruktur des Partition Panels aufweisen. Viele der Anbau-Einheiten sind damit bereits so autark wie möglich von anderen. Eine noch stärkere Zusammenfassung der einzelnen aufgenommenen Anbauteile zu größeren Modulen steht in vielen Fällen einer differenzierten Kundenanforderung entgegen und ist somit zu vermeiden. Auf Grund der bereits ausgeprägten Modularisierung der wesentlichen Komponenten, wurde auf eine Darstellung in Netzplänen für die unterschiedlichen Lebensphasen, wie in Kapitel 3.2 dargestellt, und ein daraus resultierendes Modules Process Chart (MPC) verzichtet.

Weiteres Modularisierungspotential wurde grundsätzlich in einer Analyse in einem zusammengeführten Modul zur visuellen Interaktion mit beleuchteten Toilettenzeichen, Kamera und Notausgangszeichen gesehen. Ebenso ließe sich im Rahmen der fortschreitenden Miniarisierung der bislang getrennte Computer für das In-Flight-Entertainment mit dem zugehörigen Monitor zusammenführen, wie dies bei modernen Tablets bereits der Fall ist.

Da eine dynamische Substrukturierung der Produktlebensphase *Produktentwicklung* zuzuordnen ist, wurden die hierfür bei BLEES vorhandenen Modultreiber um die Anforderungen einer dynamischen Substrukturierung erweitert. Dieser Beitrag zum bestehenden Integrierten PKT-Ansatz wird im Folgenden dargestellt.

Grundsätzlich unterscheiden sich die Anforderungen der dynamischen Substrukturierung je nach Anwendungsfall, betrachteter Produktfamilie und den versuchstechnischen Möglichkeiten der durchführenden Stelle. Aus diesem Grund sind sie allgemeingültig als generische Faktoren in Tabelle 15 aufgeführt. Je nach Anwendung werden die generischen Faktoren in konkretere Anforderungen überführt und damit zu Modultreiberausprägungen des neuen Modultreibers *modulare dynamische Substrukturierung*.

Tabelle 15: Anforderungen des neuen Modultreibers aus Simulation und Test an eine Modularisierung für eine dynamische Substrukturierung

Anforderungen der Simulation	Anforderungen zur Testdurchführung
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Der Modellierungs- und Berechnungsaufwand der definierten Module ist zu berücksichtigen.</li> <li>• Prüfen: Ist eine Handrechnung der definierten Module möglich? Sonst muss eine alternative Plausibilitätsprüfung gegeben sein.</li> <li>• Das dynamisch relevante Verhalten sollte eindeutig zugeordnet werden können.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Die Messbarkeit von Ziel- und Koppelungsgrößen an Schnittstellen und zur Umgebung muss gewährleistet sein.</li> <li>• Der Modulumfang muss eine maximale Prüfkörpergröße der Prüfumgebung und Messtechnik einhalten.</li> <li>• Der Modulumfang muss eine minimale und eine maximale Prüfkörpermasse der Prüfumgebung und Messtechnik einhalten.</li> <li>• Die versuchsspezifisch notwendigen Anbindungen müssen realisierbar sein.</li> <li>• Das dynamisch relevante Verhalten muss eindeutig zugeordnet werden können.</li> </ul>

Die Tabelle der Anforderungen an die Modularisierung aus Sicht der Auslegung mit Test und Simulation wurde unter Berücksichtigung von Einflussfaktoren bei der Systemgrenzendefinition nach [Ras13] entwickelt.

Grundsätzlich muss für die Simulation immer eine Abwägung der notwendigen Detailgenauigkeit erfolgen, insbesondere wenn die Modulumfänge sehr groß werden und die Modelle ein nur schwer zu modellierendes dynamisches Verhalten abbilden sollen. Eine Grobverifikation von Modellparametern durch Handrechnungen werden damit kaum mehr möglich, was andere, aufwendigere Verifikationsmethoden und häufig auch reale Tests notwendig macht.

Auf der Testseite sind wichtige Anforderungen, dass der Modulumfang und dessen Masse noch mit vorhandenen versuchstechnischen Mitteln und akzeptablem Aufwand getestet werden kann. Wenn Modulumfänge sehr groß oder sehr klein werden, steigt der Aufwand der Tests stark an, oder geeignete Prüfanlagen sind entsprechend selten. Auch müssen die

Modulgrenzen so gelegt sein, dass eine versuchstechnisch notwendige Anbindung des Moduls an diesen Schnittstellen realisiert werden kann. Beispielsweise bedingt sich bei einem Kabinenmonumenthersteller der Umfang der in der Auslegung betrachteten Substrukturen häufig aus der Möglichkeit, diese als Einheit in einem realen Versuch abbilden zu können. Hierbei hat die Lösbarkeit von Anbindungsstrukturen der Kabinenmonumente zu Versuchszwecken eine hohe Bedeutung, wenn die Schnittstellen geklebt und nicht geschraubt sind.

Ebenso muss eine Messbarkeit der Kopplungsgrößen im Versuch ermöglicht werden. Dies ist in vielen Fällen durch den nicht unerheblichen Platzbedarf von Kraftmesstechnik beschränkt (siehe beispielsweise Kraftsensor ME K3D160 mit Außenabmessungen von 160x160x66 mm im Anhang B3).

Insbesondere im Test müssen die durch Schnittstellen verlaufenden Systemgrenzen so definiert werden, dass ein relevantes dynamisches Verhalten eindeutig einer Substruktur zugeordnet werden kann. Eine reibbehaftete Gleitbewegung in der Schnittstelle zwischen zwei dynamischen Substrukturen verursacht bei hinreichend hoher Reibung ein dynamisch relevantes Verhalten, welches im Test in einer eigenen dynamischen Substruktur mit den beteiligten Reibpartnern abgebildet werden muss. Diese eigene Substruktur aus zwei Reibpartnern ändert aber die Systembegrenzgestaltung und ist im Sinne einer Konsistenz zwischen modularer Produktstruktur und Substrukturen zu vermeiden. Die Simulation erlaubt zwar den Notbehelf einer Zuweisung einfacher Schnittstelleneigenschaften von Steifigkeit, Dämpfung und Masse zu nicht-realen Ersatzelementen. Allerdings wird bei einer testbasierten Bestimmung wieder eine weitere Substruktur erzeugt, welche nicht in der modularen Produktstruktur vorgesehen ist. Entsprechend sollten Schnittstellen mit einem relevanten dynamischen Verhalten, wie einer reibbehafteten Relativbewegung, versuchstechnisch möglichst einem Modul eindeutig zugeordnet werden können. So kann das eingesteckte Zeitschriftenmagazin im Literature Pocket nur schwerlich als eigenständige Substruktur vermessen werden, da ein wesentlicher Beitrag der Gesamtsystemdämpfung aus den reibbehafteten Schnittstellen zwischen Zeitschrift und Halter resultiert. Entsprechend wird das Literature Pocket als ein Modul mit unterschiedlichen Beladungsvariationen betrachtet.

Die konkreten technischen Randbedingungen bezogen auf das Demonstrationsbeispiel werden in Kapitel 5.3.3 näher detailliert.

### Überführung einer modularen Produktstruktur in dynamische Substrukturen

Eine modulare Produktstruktur, welche die Anforderungen des Modultreibers *modulare dynamische Substrukturierung* erfüllt, kann direkt in dynamische Substrukturen überführt werden, wie in Bild 71 dargestellt.

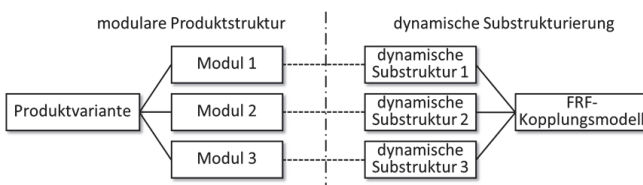


Bild 71: Überführung einer modularen Produktstruktur in einer dynamische Substrukturierung

Zu Demonstrationszwecken wird die Anzahl der Module der Produktfamilie im Kern auf das Partition Panel und ein Literature Pocket in unterschiedlichen Beladungsvariationen von Magazinen beschränkt.

Da die Anforderungen aus Simulation und Test nur einen weiteren Modultreiber der Produktentwicklung neben etlichen weiteren Modultreibern aus dieser und anderen Lebensphasen darstellen, muss bei der Modularisierung ein geeigneter Kompromiss der unterschiedlichen Anforderungen gefunden werden. Gerade bei Produkten mit hohen Nachweisansprüchen, wie etwa in der Luftfahrt, steigt ggf. die Wichtigkeit der in Tabelle 15 formulierten Anforderungen aus Simulation und Test gegenüber anderen Modultreibern.

### 5.2.2 Detaillierung der dynamischen Substrukturierung

Für die Berechnung des Schwingverhaltens aus gekoppelten Substrukturen bietet die zu Grunde liegende modulare Produktstruktur zunächst zu wenig Detailtiefe, da sie bereits in einem frühen Konzeptstadium entstand. Entsprechend erfolgt hier eine Detaillierung mit den notwendigen Zusatzinformationen zur Berechnung der dynamischen Substrukturierung.

#### Detaillierung der Systemgrenzen

Die Detaillierung der Systemgrenzen betrifft vorrangig die Bereiche der Systemgrenze, in denen zwei Substrukturen über eine Schnittstelle verbunden sind. Insbesondere wenn das zur Kopplung notwendige Schwingverhaltensmodell bestimmter Substrukturen in Tests ermittelt werden soll, stellt sich häufig die Frage, zu welcher Substruktur Verbindungselemente, wie Schrauben und Muttern, gehören. Bei kleinen, leichten Substrukturen können die Anbindungsschrauben schnell einen relevanten Massenanteil gegenüber der eigentlichen Struktur aufweisen. Mit Hilfe von Entkopplungsalgorithmen, wie in Kapitel 3.5.3 dargestellt, kann bei Tests der Einfluss von Anbindungsstrukturen aus dem gemessenen Schwingverhalten herausgerechnet werden. Ebenso ist es möglich, bei einer Substruktur den Einfluss von Verbindungselementen, wie Schrauben, abzuziehen und bei einer anderen Substruktur einzubeziehen. Wichtig ist, dass die Zuordnung produktfamilienweit einheitlich erfolgt, indem beispielsweise alle Anbindungselemente immer der Anbaustruktur, wie dem Literature Pocket, zugeschlagen werden.

Zur systematischen Analyse der möglichen Systemgrenzenverläufe im Schnittstellenbereich bieten sich folgende Maßnahmen an:

- Kraftflussanalyse zur Einordnung in wesentliche, lasttragende und unwichtige, nicht-lasttragende Strukturteile

Vor dem Anwendungshintergrund neu hinzugekommen:

- Identifizierung der Wirkflächen mit dem Contact&Channel Approach (siehe unten)
- Zuordnung der Schnittstellenelemente zu Substrukturen gemäß der technischen Machbarkeit der Untersuchung in Simulation und Test (siehe Anforderungen aus Tabelle 15)

Reicht dabei eine klassische Kraftflussanalyse, wie sie in [Pah97] für die Prinzipien der Kraftleitung vorgestellt wird<sup>1</sup>, nicht aus, um die Teilezuordnung im Schnittstellenbereich sauber zu erkennen, bietet sich der Contact&Channel Approach (C&C<sup>2</sup>-A) an. Eine allgemeine Beschreibung findet sich in [Alb08]. Der Ansatz wurde auf Basis des in [Mat02] vorgestellten Elementmodells entwickelt. Er basiert auf dem Konzept von Wirkflächen nach RODENACKER [Rod84] und wurde in Kapitel 3.2 vorgestellt.

Da der Beitrag der vorliegenden Arbeit zur Auslegung varianter Leichtbaustrukturen nur für den ruhenden Körperkontakt entwickelt und validiert wurde, werden im Folgenden die in Kapitel 3.2 vorgestellten Definitionen verwendet, welche gegenüber der Originalfassung in [Mat02] die Betrachtung von Flüssigkeiten, Gasen und Feldern ausblenden:

- Ein Wirkflächenpaar wird aus genau zwei Wirkflächen gebildet, die in Kontakt stehen und zwischen denen Energie mechanisch übertragen wird.<sup>2</sup>
- So werden Wirkflächen folgend als feste Oberflächen von Körpern definiert, welche zu einer weiteren Wirkfläche in Kontakt stehen und am mechanischen Energieaustausch des technischen Systems beteiligt sind.<sup>3</sup>
- Leitstützstrukturen sind Volumina von Körpern, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine mechanische Leitung von Energie zwischen den Wirkflächen eines Körpers ermöglichen.<sup>4</sup>

Eine Kopplung zwischen Körper und Gasen, wie sie bei der Aeroelastik betrachtet wird, ist allerdings auch mit dem vorgestellten Ansatz grundsätzlich denkbar. Weiterhin wird in der vorliegenden Arbeit im Sinne der Strukturodynamik nur der Austausch von mechanischer Energie betrachtet. Die zeitliche Auflösung, welche bei MATTHIESEN in „dauernd“ oder „zeitweise“ unterschieden wird, ist hier zur Darstellung im Frequenzbereich in die beiden Zustände „Kontakt“ oder „kein Kontakt“ aufgeteilt, wobei eine periodische Kontaktaufnahme einer Schwingung auch zu „Kontakt vorhanden“ gezählt wird.

Da hier nur eine Analyse des Schnittstellenbereiches ohne produktstrategische Überarbeitung des Konzepts benötigt wird, kann auf die detaillierte funktionale Betrachtung beim Contact&Channel Approach verzichtet werden, welche einen weiteren Bestandteil dieses Ansatzes ausmacht.

Mit der systematischen Einteilung in Wirkflächen mit ihren Wirkflächenpaaren und dazwischenliegenden Leitstützstrukturen bietet sich eine detaillierte Analysemöglichkeit des Schnittstellenbereiches. Dies ist in Bild 72 für den Schnittstellenbereich zwischen den Substrukturen des Partition Panels und dem Literature Pocket dargestellt. Die in [Alb14] zur Darstellung der Umwelt beschriebenen Connector-Elemente (hier für die Attachments der Partition) sind im Detailausschnitt von Bild 72 aus Gründen der Vereinfachung nicht dargestellt.

---

<sup>1</sup> siehe dort S. 354ff

<sup>2</sup> ursprüngliche Definition, siehe [Mat02], S.50

<sup>3</sup> ursprüngliche Definition, siehe [Mat02], S.49

<sup>4</sup> ursprüngliche Definition, siehe [Mat02], S.51

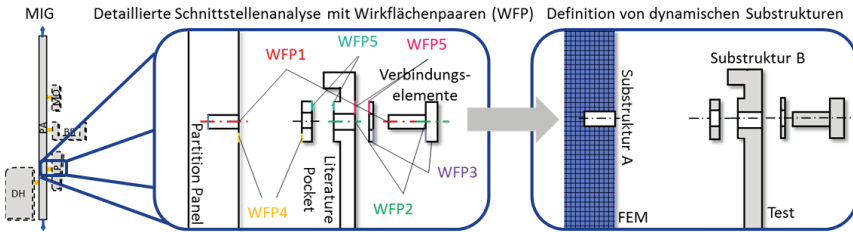


Bild 72: Detaillierung der Systemgrenzen über Wirkflächenpaare nach dem Contact&Channel Approach [Alb08]

Die Zuordnung der Einzelteile im Schnittstellenbereich erfolgt so, dass die grundlegenden Anforderungen an eine Systemgrenzengestaltung aus Tabelle 15 für eine technische Machbarkeit in Simulation und Test auch auf diesem detaillierteren Level erfüllt werden.

Dabei können Systemgrenzen nur durch berührende Wirkflächenpaare gelegt werden und sollten möglichst wenige Wirkflächenpaare schneiden. Eine Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Verbindungselemente in einer eigenen dynamischen Substruktur wird nicht empfohlen, da dadurch nachträglich auch die modulare Produktstruktur um ein weiteres Modul mit dynamischen Eigenschaften und zugeordneten Teilen erweitert werden müsste. Stattdessen sollen alle Verbindungselemente mit den oben gezeigten Maßnahmen eindeutig zu bestehenden dynamischen Substrukturen zugeordnet werden. Entsprechend sind Systemgrenzen zwischen Substrukturen nach Möglichkeit nur durch ruhende Wirkflächenpaare [Rod84]<sup>1</sup>, also solche ohne eine für das Schwingverhalten relevante Relativbewegung zueinander, zu legen. Bewegte Wirkflächenpaare, wie Gleit- und Wälzflächen, sollen innerhalb einer Substruktur liegen, welche auch in einem entsprechenden Modul erfasst werden. Andernfalls entstehen in der versuchstechnischen Abbildung zusätzliche Substrukturen, welche das relevante dynamische Verhalten für bewegte Wirkflächenpaare abbilden, ohne konsistente Entsprechung in der modularen Produktstruktur.

### Detaillierung der Schnittstellendefinition

Zur Berechnung eines Modells aus gekoppelten Substrukturen ist eine konsistente Schnittstellendefinition über alle Varianten einer Produktfamilie hinweg notwendig. Inkonsistenzen bestehen, wenn beispielsweise zwei zu verbindende Substrukturen unterschiedlich viele Knoten zur Kopplung an den Schnittstellen aufweisen. Um solche Modellinkonsistenzen zu vermeiden, wird im Folgenden eine systematische Vorgehensweise vorgestellt, die eine Standardisierung der Modellierung an den betreffenden Schnittstellen methodisch unterstützt. Das Verfahren läuft in den folgenden Teilschritten mit zunehmender Detailtiefe ab:

#### 1.4.1 Analyse der Schnittstellen

##### 1.4.1.1 Übertragung der Schnittstellen aus MIG in die kumulative Kopplungsmatrix

##### 1.4.1.2 Detaillierung auf Schnittstellenknoten

<sup>1</sup> siehe dort S. 149ff

## 1.4.1.3 Detaillierung auf Freiheitsgrade (DoFs)

## 1.4.2 Zusammenfassung und Dokumentation aller Einflussfaktoren für jede Schnittstelle

Teilschritt 1.4.1.1 findet dabei kumulativ über alle Produktvarianten hinweg statt, während alle folgenden Teilschritte variantenspezifisch erfolgen.

Zunächst wird variantenübergreifend jede Schnittstelle, also jede mögliche Kopplung zweier Substrukturen, eindeutig bezeichnet und in eine kumulative Kopplungsmatrix aufgenommen, wie in Bild 73 dargestellt. Kann eine Substruktur an mehreren Stellen mit einer anderen Substruktur verbunden werden und entsprechend in unterschiedlicher Anordnung auftreten, so ist hier je Ort eine weitere mögliche Schnittstelle zu definieren, da andere Knotenpunkte des Modells betroffen sind. Soll beispielsweise der Monitor (MO) in Bild 73 links an unterschiedlichen Positionen am Panel (PA) angebracht werden, so bietet sich in dem Beispiel eine strukturierte Aufnahme der späteren Schnittstellenmöglichkeiten mit den Bezeichnungen D1, und D2 an.

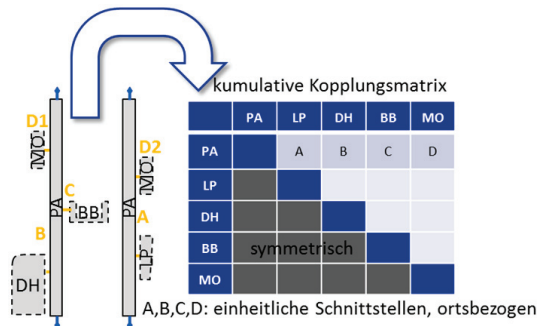


Bild 73: Teilschritt 1.4.1.1: Schnittstellen aus MIG in kumulative Kopplungsmatrix übertragen

Da eine Produktfamilie nicht immer von vornherein bereits in allen Varianten festgelegt ist [Jon14], sind auch Überarbeitungen der Produktfamilie mit der Hinzunahme weitere Kopplungsmöglichkeiten zu berücksichtigen. Aus diesem Grund sollte bei der erstmaligen Definition einer grundsätzlichen Schnittstelle eine Modellierung gewählt werden, die auch spätere mögliche Erweiterungen bestmöglich mit abbildet.

Die Nutzung einer Matrix dient dabei weniger dem Zweck der Visualisierung, sondern der eindeutigen und systematischen Aufnahme aller möglichen Schnittstellen. Aus der kumulativen Kopplungsmatrix können bei der abschließenden Berechnung von Varianten die dazu notwendigen Kopplungsmatrizen für eine frequenzbasierte dynamische Substrukturierung abgeleitet werden. Auch eine zentrale Sammlung der Substrukturmodelle einer Produktfamilie greift auf diese Kopplungsmatrix zurück.

Im Rahmen der dynamischen Substrukturierung wird, wie bei der klassischen FEM auch, eine Beschreibung der mechanischen Kopplung mit Schnittstellenknoten und gekoppelten Freiheitsgraden je Knoten verwendet. Aus diesem Grund müssen alle Schnittstellen aus der visuellen Darstellung des MIG über die hierarchischen Ebenen von Substruktur, Modellknotenpunkte und Freiheitsgrade hinsichtlich ihrer Kopplung definiert werden, wie in Bild 74 dargestellt.

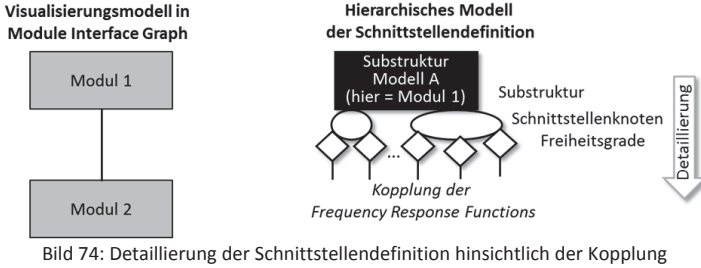


Bild 74: Detaillierung der Schnittstellendefinition hinsichtlich der Kopplung

Im Rahmen des entwickelten Ansatzes erfolgt diese Detaillierung über die drei Ebenen hinweg in zunehmender Detailtiefe. Dabei bildet die kumulative Kopplungsmatrix die Ausgangsbasis. Während diese variantenübergreifend alle Schnittstellen auflistet, entstehen im Teilschritt 1.4.1.2 gemäß Bild 75 variantenspezifische Kopplungstabellen mit den Informationen, welche Knoten (N) miteinander verbunden sind. Beispielsweise sind in Bild 75 die Knoten N2.1 am Literature Pocket und N1.1 am Partition Panel verbunden. Da die Schnittstelle des Baby Bassinet an vier Knotenpunkten verbunden ist, werden diese mit N4.1 bis N4.4 bezeichnet.

		PA					LP	DH	BB				MO	
		N1.1	N1.2	N1.3	N1.4	N1.5	N1.6	N2.1	N3.1	N4.1	N4.2	N4.3	N4.4	N5.1
PA	N1.1							A						
	N1.2								B					
	N1.3									C				
	N1.4										C			
	N1.5											C		
	N1.6												C	
LP	N2.1													D
DH	N3.1													
BB	N4.1													
	N4.2													
	N4.3													
	N4.4													
MO	N5.1													

variantenspezifisch

Bild 75: Teilschritt 1.4.1.2: Übertragung auf Schnittstellenknoten

Die variantenspezifische Kopplungsmatrix entspricht dabei einer Design Structure Matrix (DSM) für jede Variante, allerdings werden die Schnittstellen zwischen den Substrukturen für die dynamische Substrukturierung weiter in Schnittstellenknoten und gekoppelte Freiheitsgrade aufgeschlüsselt. Auch wird lediglich der mechanische Energieaustausch betrachtet.

In Teilschritt 1.4.1.3 wird die Kopplung in jedem Schnittstellenknoten noch hinsichtlich der gekoppelten Freiheitsgrade detailliert, siehe Bild 76.

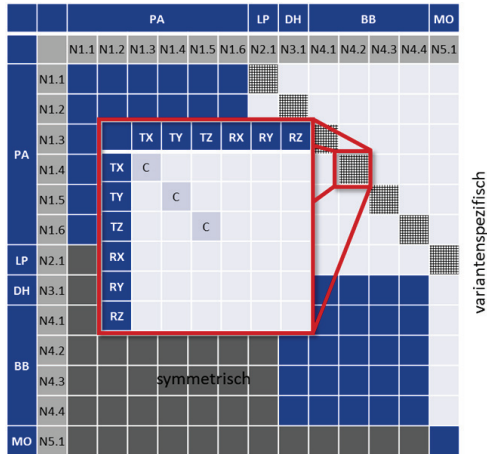


Bild 76: Teilschritt 1.4.1.3: Übertragung auf DoF (max. 6, i.d.R. weniger)

Die Wahl, welche Freiheitsgrade zu koppeln sind, hat einen erheblichen Einfluss auf die Rechenzeit sowie den Modellierungs- und Versuchsaufwand. Nicht benötigte Freiheitsgrade sollten auch nicht gekoppelt werden. Die Ausgestaltung einer Schnittstelle über die Wahl einzelner Knoten im Modell ist ein Standardschritt bei einer FEM-Modellierung. Da allerdings die Modellierung der Schnittstelle mit der Auswahl von Knotenpunkten konsistent für alle möglichen Kopplungspartner an einer Schnittstelle erfolgen muss, wird im Folgenden eine Leitlinie zur Modellierung vorgestellt.

Grundsätzlich können die Möglichkeiten einer Schnittstellenmodellierung wie in Bild 77 dargestellt werden.

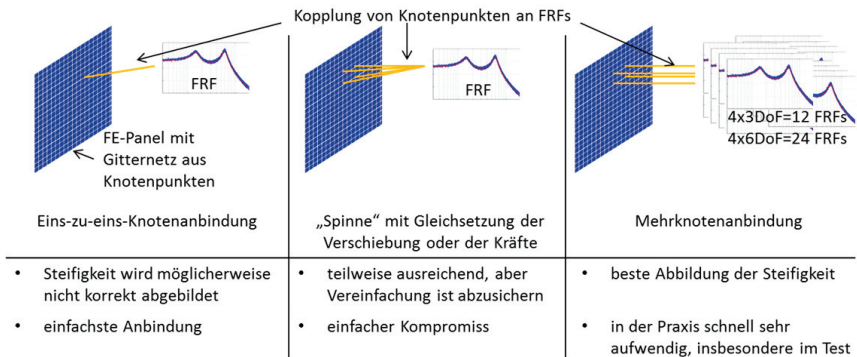


Bild 77: Grundsätzliche Möglichkeiten der Schnittstellenausgestaltung mit Knoten

Links in Bild 77 ist eine direkte Verbindung von zwei einzelnen Knoten dargestellt, wobei dort konkret ein Knoten eines FEM-Modells mit einer im Test bestimmten Frequenzantwortfunktion gekoppelt wird. Der Nachteil einer solchen Modellierung liegt darin, dass bei hohen

Krafteinträgen über die Schnittstelle unrealistisch hohe lokale Verformungen im Bereich des einzelnen Knotens auftreten, was dann zu einer Verfälschung des Schwingverhaltens führen kann. Andererseits ist diese Modellierung besonders einfach umzusetzen und sollte bei Schnittstellen mit hinreichend geringem lokalem Krafteintrag aus Gründen der Aufwandsreduzierung vorgezogen werden. Rechts in Bild 77 dargestellt ist die Anbindung über mehrere Knoten, welche wiederum unterschiedliche Freiheitsgrade zur Kopplung beitragen können. Hiermit lassen sich bei beliebiger Detailtiefe auch großflächigere Schnittstellen exakt abbilden, allerdings nimmt der Aufwand der FRF-Bestimmung im Test mit der Knotenanzahl sehr schnell zu. Bei vier Schnittstellenknoten mit jeweils drei translatorischen Freiheitsgraden zur Kopplung müssen bereits zwölf Frequenzantwortfunktionen im Test bestimmt werden, wozu vier Kraftsensoren mit jeweils drei Messachsen notwendig sind. In Kapitel 6 wird beispielsweise die Anbindung der Öfen in der Galley über diese Art der Schnittstellenausgestaltung realisiert.

In vielen Fällen eignet sich aber auch der mittig in Bild 77 dargestellte Kompromiss, eine testbasierte Frequenzantwortfunktion mit nur einem Punkt mit den Frequenzantwortfunktionen des FEM-Modells zu verbinden, welcher dann die Lasteinleitung auf mehrere Knoten im Modell verteilt. Diese bei Nastran und Radioss als Rigid Body Elements (RBEs) bezeichnete Elemente erlauben entweder die Gleichsetzung der Verschiebung (mit einer entsprechenden lokalen Versteifung) oder die Gleichsetzung der Kräfte an allen Knoten (ohne lokale Versteifung). Zur weiteren Ausgestaltung der FEM-Modellierung wird an dieser Stelle auch auf die einschlägige Fachliteratur [Bat07] und praktische Leitfäden [Nas10] verwiesen. Die statische Leichtbau-Optimierung nach GUMPINGER empfiehlt ebenfalls eine möglichst einfache Modellierungen mit einer globalen Vereinfachung des Schnittstellenbereichs [Gum15]. Im Folgenden erfolgt die Anbindung des Literature Pockets an das Partition Panel über diese Art der Schnittstellenmodellierung.

Um die Wahl zwischen den drei grundsätzlichen Möglichkeiten aus Bild 77 zu unterstützen, werden die folgend dargestellten Empfehlungen gegeben, welche auf die strukturdynamische Kopplung von Frequenzantwortfunktionen bezogen sind. Sollte die Wahl einer geeigneten Modellierung nicht im Rahmen von Erfahrungswerten mit ähnlichen Modellen beantwortet werden können, sind simulative Sensitivitätsanalysen durchzuführen. Diese können gegebenenfalls auch auf das einzelne Problem der Anbindung vereinfacht werden, um den Aufwand möglichst gering zu halten. In einer entsprechenden FEM-basierten Parameterstudie zur Schnittstellenmodellierung lässt sich beispielsweise feststellen, wie stark das Gesamtergebnis durch eine starke lokale Verformung bei einer Ein-Knotenanbindung verfälscht wird, oder ob dies im Rahmen der gewünschten Genauigkeit tolerierbar ist.

### Entscheidungshilfen zur Detaillierung der Schnittstellenmodellierung

#### Steifigkeitsabhängigkeit (schwieriger abzuschätzen)

- Bei sehr lokaler Einleitung geringer Lasten ohne Versteifung der Struktur  
=> Ein-zu-eins-Knotenbindung
- Bei gewünschter Versteifung im Bereich der Schnittstelle  
=> Gleichsetzung der Verschiebungen (RBE2) über „Spinne“

- Bei konstanter Last, aber freier lokaler Deformation  
=> Gleichsetzung der Kräfte (RBE3) über „Spinne“
- Bei hoher Sensitivität auf Änderung der lokalen Steifigkeit  
=> Mehrknotenanbindung

#### **Flächenabhängigkeit** (indirekte Steifigkeit, leichter abzuschätzen)

- Bei kleinen Anteilen an der Gesamtfläche  
=> Ein-zu-eins-Knotenbindung
- Bei relevanten Anteilen an der Gesamtfläche  
=> Mehrknotenbindung
- Bei Berücksichtigung einer Biegebelastung ohne Berücksichtigung der rotatorischen DoF  
=> Mehrknotenbindung mit verteilt angeordneter translatorischer Kopplung

#### **Massenabhängigkeit**

- Bei verhältnismäßig schweren Anbauteilen an nachgiebiger tragender Struktur  
=> Sukzessive Erhöhung der Knotenanzahl der Kopplung (zunächst RBEs in Sensitivitätsanalysen untersuchen, sonst Mehrknotenbindung)

#### **Modenordnung**

- Bei Betrachtung höherer Moden (detailliertere lokale Auflösung)  
=> Sukzessive Erhöhung der Knotenanzahl der Kopplung (zunächst RBEs in Sensitivitätsanalysen untersuchen, sonst Mehrknotenbindung)

Zur Abschätzung der Steifigkeits-, Flächen- und Massenabhängigkeit wird dazu das jeweilige Steifigkeits-, Flächen- oder Massenverhältnis der zu koppelnden Substrukturen bewertet.

#### *Konkrete Ausgestaltung für das Demonstrationsbeispiel*

Für die Schnittstelle zwischen Partition Panel (FRF aus FEM-Modell) und Literature Pocket (FRF aus Test) werden bei der Wahl insbesondere die Flächenabhängigkeit und die Massenabhängigkeit betrachtet.

Flächenverhältnis zwischen Partition Panel und Literature Pocket, hier

$$2,4 \text{ m}^2 / 0,06 \text{ m}^2 \Rightarrow 1/0,025$$

Massenverhältnis zwischen Partition Panel und Literature Pocket mit sechs Magazinen, hier

$$7,2 \text{ kg} / 1 \text{ kg} \Rightarrow 1/0,14$$

Gerade das Massenverhältnis, welches um eine Größenordnung höher liegt als das Flächenverhältnis, legt dabei nahe, die lokale Verformung zu überprüfen. In den Sensitivitätsanalysen wies die Verwendung einer direkten Anbindung von Einzelknoten eine starke Abweichung von mehr als 10% bei der Resonanzfrequenz gegenüber detaillierteren Modellierungen auf und ist entsprechend nicht geeignet. Um den Testaufwand dennoch gering zu halten, wird eine Reduzierung der betroffenen Knoten im FEM-Modell auf einen Schnittstellenknoten über RBEs entsprechend der realen Kontaktflächen des Literature Pockets auf dem Panel gewählt, womit bei Gleichsetzung der Verschiebungen eine hinreichend gute Abbildung der lokalen Steifigkeit erzielt wird. Dadurch entfällt die aufwendigere Bestimmung der Schnittstellenkräfte an den zahlreichen Kontaktstellen ohne das Gesamtergebnis des

Schwingverhaltens des Panels zu verfälschen. Die Verteilung der Last auf mehrere Knoten im FEM-Modell ist in der gewählten Modellierung der Anbindung des Literature Pockets in Bild 78 zu erkennen.

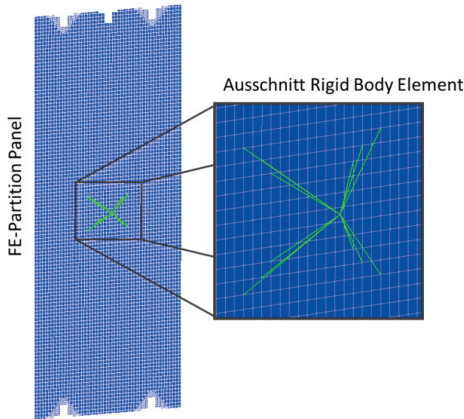


Bild 78: Gewählte Verteilung der Krafteinleitung über Rigid Body Elements für die Anbindung der FRF des Literature Pockets

#### *Hinweise zur Berücksichtigung von Biegemomenten*

Sollen innerhalb der Schnittstelle auch nennenswerte rotatorische Biegemomente übertragen werden, muss dies bei der Wahl der verwendeten Messtechnik besonders berücksichtigt werden. Die notwendigen 6DoF-Kraftmesssensoren benötigen üblicherweise einen deutlich größeren Bauraum oder schränken die maximal übertragbaren Lasten stark ein. Auch ist eine Optimierung der Genauigkeit durch einen exakt passenden Messbereich nun durch die zusätzlichen als Messgrößen zu berücksichtigenden rotatorischen Freiheitsgrade von mehr Parametern beeinflusst, was die Universalität der Sensoren stark einschränkt. Abhilfe kann in bestimmten Fällen eine örtlich verteilte Messung von translatorischen Schnittstellenkräften bieten, welche ebenfalls eine Biegebelastung zwischen zwei Strukturen abbilden kann. Zur Unterstützung bei der Abbildung der rotatorischen Freiheitsgrade sei insbesondere auf [Kle08b] verwiesen. Hier werden über Parameterstudien entsprechende Empfehlungen zur korrekten Modellierung über ein rein translatorisches Ersatzmodell dieser sogenannten Equivalent Multi-Point Connection (EMPC) gegeben.

#### **Teilschritt 1.4.2: Zusammenfassung und Dokumentation aller Einflussfaktoren für jede Schnittstelle**

Im Teilschritt 1.4.2 wird für jede Schnittstelle innerhalb der Produktfamilie die gewählte Definition festgehalten. Dabei dienen neben den bereits ausgeführten Aspekten die in Tabelle 16 definierten Einflussfaktoren als wichtige, zu bestimmende Anhaltspunkte. Einige davon sind produktfamilienweit einheitlich zu formulieren, wie etwa die Benennung von Kopp-

lungsgrößen, andere werden für jede Schnittstelle einer Variante einzeln definiert. Dies betrifft beispielsweise die genaue Zuordnung, welche Knoten miteinander verbunden sind.

Tabelle 16: Schnittstellendefinition zwischen Partition Panel und Literature Pocket

	<b>Einflussfaktoren</b>	<b>Schnittstellendefinition</b>
<b>produktfamilienweit einheitlich</b>	Produktfamilienzuordnung	Partitions
	Substrukturzuordnung	siehe Bild 72 (Seite 114)
	Kopplungsgrößen	Beschleunigung, Kraft
	FRF-Typ	Inertanz (Beschl./Kraft)
	Einheiten	[mm/s <sup>2</sup> ], [N]
	Frequenzbereich	3 - 25 Hz
<b>variantenspezifisch einheitlich</b>	Ort (global)	siehe Bild 73 (Seite 115), Schnittstelle A
	Freiheitsgrade (global)	TX
	Versuchsgestaltung und Messbarkeit	LP: Test gut machbar, Simulation der Zeitschrift hingegen sehr aufwendig
	Knotenanzuordnung	siehe Bild 73 (Seite 115)
	Kraftübertragung	Rigid-Body-Element-Verteilung, siehe Bild 78 (Seite 120)

In Tabelle 16 ist in der rechten Spalte exemplarisch eine Definition für das bisherige Demonstrationsbeispiel aufgeführt, wobei darin das Ergebnis der vorherigen Arbeitsschritte zusammengefasst ist. Die Wahl der Kopplungsgrößen Kraft und Beschleunigung resultiert aus der gut realisierbaren Messbarkeit und entspricht dem Stand der Technik bei der Systemidentifikation. Daraus resultiert der gewählte FRF-Typ der Inertanz, welcher standardmäßig für die später verwendete Kopplungsberechnung auf Basis der Frequency Based Assembly in MSC Nastran verwendet wird. Die Einheiten entsprechen aus Gründen der Konsistenz denen des FEM-Modells für das Partition Panel. Der Frequenzbereich von 3 bis 25 Hz wurde eingangs zu Kapitel 5.2 bestimmt.

Für die variantenspezifisch zu definierenden Schnittstellendetails wird im Folgenden eine Kopplung des translatorischen Freiheitsgrades in Flugzeuggängsachse betrachtet, da in dieser Richtung das relevante Schwingverhalten mit Resonanz im Frequenzbereich auftritt. Die Verortung der Schnittstelle erfolgt in der realen Anwendung eindeutig an Hand von CAD-Modellen oder exakten globalen Koordinaten, hier sei exemplarisch auf die Skizze in Bild 73 verwiesen. Der Einflussfaktor der Versuchsgestaltung betrachtet an dieser Stelle bereits die Randbedingungen der Messbarkeit und einer Versuchsgestaltung, hierauf wird in Phase 2 in Kapitel 5.3 näher eingegangen. Für das Literature Pocket ist eine Bestimmung der Frequenzantwortfunktionen durch einen einachsigen Test messtechnisch gut realisierbar, während eine Simulation des Schlagens der Zeitschriften mit erheblichem Aufwand verbunden ist. Die Abbildung der Anbindung durch eine geeignete Modellierung der Schnittstellen mit einem Modellknoten und Rigid Body Elements wurde im vorherigen Abschnitt beschrieben.

### 5.3 Phase 2: Systemidentifikation jedes Moduls

Die zweite Phase des methodischen Ansatzes beinhaltet die Erzeugung eines Modells aus Frequenzantwortfunktionen mit Durchführung und Aufbereitung der Daten in Simulation und Test für jede Substruktur.

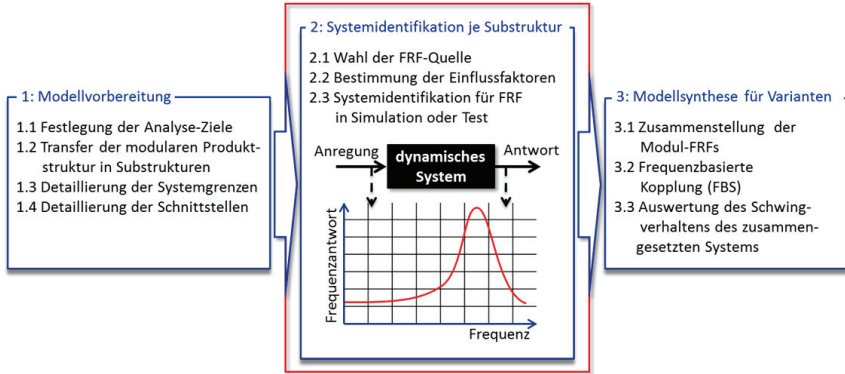


Bild 79: Phase 2 - Bestimmung der Frequenzantwortfunktionen für jede Substruktur mit einer Systemidentifikation in Simulation oder Test

Der Ablauf und die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Systemidentifikation für Leichtbaustrukturen von Kabineninterieur sind detailliert in Kapitel 4 beschrieben. Dabei gehen in Kapitel 4 die Ziele über die reine Bestimmung einer Frequenzantwortfunktion hinaus, indem dort auch ein generelles Verständnis des Schwingverhaltens mit seinen relevanten Einflussfaktoren und deren Modellierung in FEM-Modellen betrachtet wird.

Der folgende Abschnitt beschreibt primär das methodische Rahmenwerk für eine Systemidentifikation einer dynamischen Substrukturierung und gibt Empfehlungen zur Durchführung vor dem Hintergrund einer dynamischen Substrukturierung. Die vorgestellte Systemidentifikation greift dabei auf den Stand der Wissenschaft und Technik (Kapitel 3) zurück, während das methodische Rahmenwerk für den speziellen Anwendungsfall und die Empfehlungen neu entwickelt wurde.

#### Bestimmung der relevanten Einflussfaktoren

Die Untersuchungen in Kapitel 4 haben gezeigt, dass häufig weder Gesamtsysteme noch Substrukturen ein dynamisches Verhalten aufweisen, welches sich mit vereinfachten linearen Ersatzsystemen weniger Freiheitsgrade in der modalen Domäne hinreichend genau beschreiben lässt. Durch die Verwendung einer frequenzbasierten Kopplung, welche FRFs an Stelle von vereinfachten modalen Ersatzsystemen nutzt, wird bereits die wichtigste Fehlerquelle ausgeschlossen, siehe auch Kapitel 4 und Anhang B1. Allerdings müssen auch nicht-parametrische Modelle, wie FRFs, so gewählt werden, dass sie die relevanten Einflussfaktoren berücksichtigen.

Hierzu müssen entsprechende Sensitivitätsanalysen, beispielsweise zu

- Material,
- Einspannung,
- Krafteinleitung und
- Anregungsniveau

durchgeführt werden, wie auch in Kapitel 4 vorgestellt.

Auch eine generelle Anwendung der Regeln der statistischen Versuchsplanung (*Design of Experiments*) wird an dieser Stelle empfohlen, siehe auch [Kle11]. Dabei sind grundsätzlich zunächst die relevanten Einflussfaktoren in Sensitivitätsanalysen zu ermitteln und die Versuche entsprechend der relevanten Einflussfaktoren auszurichten. Durch eine gezielte Parametervariation unter Berücksichtigung abhängiger und unabhängiger Parameter können vielfach Versuchsläufe eingespart werden.

In Kapitel 4 stellt sich das Anregungsniveau als ein besonders wichtiger Einflussparameter heraus. Gerade bei Systemen mit beweglicher Beladung zeigt sich ein nicht-lineares dynamisches Verhalten der Strukturen bei unterschiedlich hoher Anregung, was in einer einzelnen linearen Frequenzantwortfunktion nicht abgebildet ist.

Allerdings können in diesem Fall mehrere lineare FRFs bei unterschiedlichen Anregungsniveaus bestimmt werden und entsprechend der sich ergebenden Anregung im zusammengesetzten Fall verwendet werden. Dabei muss der Arbeitspunkt der FRF, also das Anregungsniveau bei der die FRF bestimmt wurde, nicht exakt mit der tatsächlichen Anregung im Gesamtsystem übereinstimmen, da eine lineare FRF auch neben dem Arbeitspunkt linear interpoliert. Bei Bedarf kann die FRF mit korrektem Anregungsniveau auch rekursiv bei der Berechnung des Gesamtsystems bestimmt werden. Auch eine lineare Interpolation der FRF über die Anregungshöhen aus den unterschiedlichen Messungen ist möglich.

Für alle in dieser Arbeit verwendeten FRFs von Substrukturen mit nicht-linearem Verhalten hinsichtlich der Anregung hat sich in Vergleichsuntersuchungen gezeigt, dass eine Abbildung des Schwingverhaltens auf zwei oder drei unterschiedlichen Anregungsniveaus ausreicht, um eine hinreichend genaue Abbildung des realen Verhaltens bei den betrachteten Lastfällen unter Komfort- und Sicherheitsaspekten zu erzielen.

### **Wahl der FRF-Generierung**

Zur Erzeugung der Frequenzantwortfunktionen zur Beschreibung des Schwingverhaltens aller Substrukturen können grundsätzlich Modelle im Zeitbereich, im modalen Bereich und im Frequenzbereich verwendet werden. Damit können die FRFs aus realen Messungen mit Transfer in den Frequenzbereich, Detailsimulationen im Zeitbereich oder Abschätzung aus Erfahrungen in modalen Modellen stammen, wie in Bild 80 vor unterschiedlichen Detaillierungsstufen der Auslegung dargestellt.

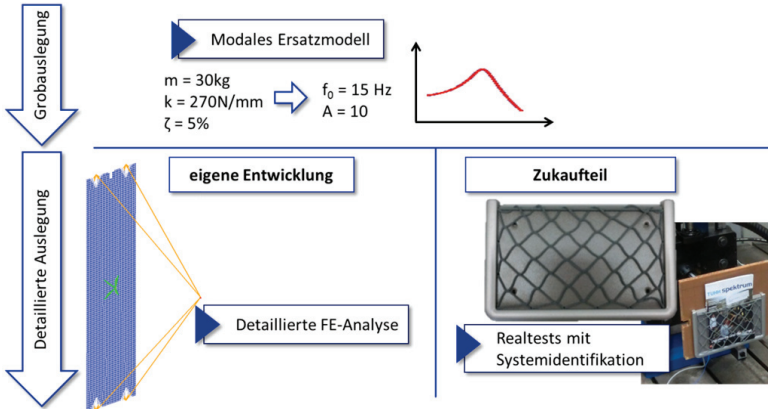


Bild 80: Erzeugung von FRF-Modellen in Abhängigkeit der vorhandenen Datenbasis

Die unten beschriebenen Indikationen für die unterschiedlichen Situationen sind in Tabelle 17 als Entscheidungshilfe zur Wahl einer sinnvollen FRF-Generierung angegeben.

Tabelle 17: Kriterien zur Wahl der FRF-Generierung

Indikation für ...		
ein modales Schätzmodell	ein detailliertes FEM-Modell	einen Black-Box-Test
<ul style="list-style-type: none"> <li>Keine detaillierten Informationen der Ausgestaltung für Modellierung vorhanden.</li> <li>Substruktur existiert nur als Konzept oder Entwurf, kein realer Demonstrator vorhanden.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Substruktur wird selbst entwickelt und gefertigt.</li> <li>Varianz der Substruktur wird im eigenen Haus erzeugt.</li> <li>Viele Varianten und Beladungsvariationen vorhanden.</li> <li>Kann über einfache und gut linearisierbare Zusammenhänge abgebildet werden.</li> <li>Bestimmung der FRFs für viele Schnittstellen an einer Substruktur (dies ist einfacher als in Black-Box-Tests).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Zukaufteil - kein detaillierter Einblick möglich oder notwendig.</li> <li>Kein Interesse an der Berechnung und Optimierung der Substruktur selbst.</li> <li>Wenige Varianten und Beladungsvariationen vorhanden.</li> <li>Komplexes, nicht-lineares Verhalten muss abgebildet werden.</li> </ul>

Liegen in frühen Entwicklungsphasen nur grobe Informationen zur Substruktur vor, muss auf ein modales Ersatzmodell ausgewichen werden. Dabei werden die Parameter, wie Masse,

Schnittstellensteifigkeit und Dämpfung, im Sinne eines Reduced Order Modeling [Gas12] geschätzt und hieraus die resultierende Frequenzantwortfunktion berechnet.

Liegen in späteren Entwicklungsphasen detaillierte Informationen zum inneren Aufbau der Substruktur und der technisch-physikalischen Zusammenhänge vor, kann eine detaillierte FEM-Berechnung zur Generierung der Frequenzantwortfunktionen verwendet werden.

Ist der innere Aufbau in der sonstigen Entwicklung nicht von Interesse, sind die verfügbaren Informationen nicht ausreichend oder liegt ein nicht-lineares und schlecht modellierbares Schwingverhalten vor, so kann die Frequenzantwortfunktion direkt aus den Testdaten eines Black-Box-Tests gewonnen werden.

In einer vereinfachten Form kann die Tabelle 17 zu folgendem Schema in Bild 81 zusammengeführt werden. Dabei werden die beiden Hauptkriterien des Vorhandenseins einer konkreten Ausgestaltung und der Notwendigkeit eines detaillierten Modells zur Überarbeitung aufgeteilt. Die Wahl der FRF-Modellquelle wird für jede Substruktur, und damit für jedes Modul, separat getroffen.

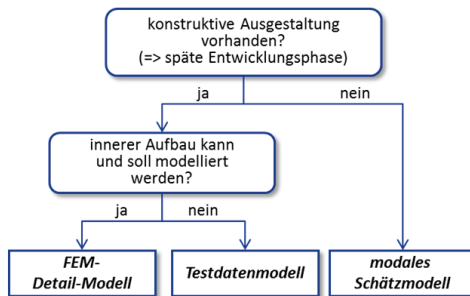


Bild 81: Entscheidungsschema zur Wahl der FRF-Modellquelle jedes Moduls

Im Folgenden wird die Erzeugung der FRF-Modelle aus den gewählten Quellen beschrieben.

### 5.3.1 Modul-FRF aus einem modalen Schätzmodell

Liegt für eine Substruktur noch keine Ausgestaltung vor, die sich testen oder mit einem FEM-Modell berechnen lässt, so kann die Frequenzantwortfunktion auch auf Basis der grundlegenden Schwingungsgleichungen mit geschätzten Parametern analytisch berechnet werden. Die Modellparameter Masse, Dämpfung und Ersatzsteifigkeit lassen sich beispielsweise über Analogien mit ähnlichen bestehenden Substrukturen bestimmen.

Die Verwendung eines Schätzmodells bietet sich auch im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse für ein neu zu entwickelndes Modul an. So können in diesem Fall die maximalen Parameter Spannen ermittelt werden, für die das Gesamtsystemverhalten im zulässigen Rahmen bleibt. Beispielsweise kann damit die maximal zulässige Masse als Anforderung für ein neu zu entwickelndes Modul bestimmt werden, bei der die Schnittstellenkräfte und das Schwingverhalten noch im vorgegebenen Akzeptanzbereich bleiben.

Besonders zuverlässig ist die Verwendung eines parametrischen Schätzmodells bei sehr steif angebundenen konzentrierten Massen. In der Messung eines Holz-Dummies in Kapitel 4.4

zeigt sich ein Verhalten, welches im betrachteten Frequenzbereich in diesem Fall ohne Genauigkeitsverlust mit einer ideal steifen Punktmasse abgebildet werden kann. In Kapitel A2 wurde ein solches Verhalten auf einen Wandmonitor mit einem als ideal steif angenommenen Integralrahmen übertragen. Für eine ideal steif angebundene Punktmasse ergibt sich die Frequenzantwortfunktion  $H$  der Inertanz direkt aus der Masse  $m$ :

$$H(\omega) = \frac{a(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{m} = \text{const} . \quad (5.1)$$

Bei einer nicht ideal steif angebundene Punktmasse und unter Berücksichtigung eines viskosen Dämpfungsmodells mit der kritischen Dämpfungsrate  $\zeta$  kann die Frequenzantwortfunktion der Inertanz folgendermaßen bestimmt werden:

$$H(\omega) = \frac{a(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{m} \frac{-\omega^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2}} , \quad (5.2)$$

während bei Verwendung von Wegmesssensorik an Stelle der Beschleunigungsmessung die Funktion der Nachgiebigkeit folgendermaßen ausgedrückt werden kann:

$$H(\omega) = \frac{x(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2}} . \quad (5.3)$$

In beiden Fällen gilt:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} . \quad (5.4)$$

Für die Herleitung sei dabei auf die einschlägige Fachliteratur, wie [Kna09]<sup>1</sup>, und die allgemeinen Grundlagen der hier betrachteten Strukturmechanik verwiesen, siehe auch Kapitel 3.3 und [Har02].

Nach dem Aufstellen der benötigten Frequenzantwortfunktionen erfolgen eine Fehlerabschätzung und die Ablage des Substrukturmodells in einer vorbereiteten Datenbank, siehe dazu auch Kapitel 5.5. Die Fehlerabschätzung dient im Fall der Verwendung von modalen Schätzmodellen primär der Sensibilisierung für eine erwartbare Genauigkeit der Prognosen, siehe auch Kapitel 6.3.

Anmerkung: Im derzeitigen Windmilling-Nachweis werden auch Beladungseinschübe von Galleys über ideal steif angebundene Punktmassen abgebildet, was allerdings zu größeren Abweichungen führt, wie in Kapitel 6.1 gezeigt wird. In diesem Fall verursacht die bewegliche Zuladung ein nur schwer abzuschätzendes dynamisches Verhalten. In solchen Fällen muss das reale dynamische Verhalten in Tests der jeweiligen Struktur ermittelt und bei Bedarf in geeignete Modelle überführt werden.

### 5.3.2 Modul-FRF aus einer vollständigen FEM-Simulation

Eine detaillierte Modellierung einer Substruktur in einem FEM-Modell bietet sich immer dann an, wenn die Entwicklung oder Überarbeitung einer jeweiligen Substruktur im Fokus steht. Gegenüber der Ableitung der FRFs aus Testdaten können hierbei die Modellparameter

<sup>1</sup> insbesondere Kapitel 7, S. 136ff

mit geringem Aufwand verändert werden, was die Suche nach einem Auslegungsoptimum, wie z.B. dem niedrigsten Gewicht, unterstützt. Allerdings sind für ein valides Modell immer auch Testreihen notwendig: So kann eine abschließende Verifizierung des Gesamtmodells in einigen Vergleichsuntersuchungen sinnvoll sein, zumindest aber müssen die relevanten Modellparameter, wie etwa die Materialkennwerte, in Versuchen bestimmt worden sein.

Im entwickelten methodischen Ansatz werden die notwendigen FRFs zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens bei dieser Art der Modellquelle aus dem FEM-Modell abgeleitet.

Die Erstellung eines detaillierten FEM-Modells steht nicht im Fokus dieser Arbeit, und es wird an dieser Stelle auf die weiterführende Fachliteratur wie [Bat07, Nas10] und anwendungsspezifische Empfehlungen wie [See14a] verwiesen. Da die Ableitung von Frequenzantwortfunktionen für eine spätere frequenzbasierte Kopplung bereits in vielen kommerziellen FEM-Solvern implementiert ist, sind gegenüber dem Stand der Technik und der industriellen Praxis für eine Anwendung der dynamischen Substrukturierung kaum Zusatzkenntnisse notwendig. Für den hier verwendeten Nastran Solver der Fa. MSC Software finden sich die wenigen notwendigen Zusatzbefehle in den Reference Guides oder diesbezüglichen Veröffentlichungen des Herstellers [Lee11, Pam07].

Hinsichtlich allgemeiner Modellierungsempfehlungen hat GAMA, eine Vereinigung von Luftfahrtherstellern, einen Leitfaden zur Modellierung von Kabineninterieur bei statischen Lasten herausgegeben, welche als grundsätzliche Orientierungshilfe für den vorliegenden Anwendungsfall verwendet werden kann. Speziell auf die FEM-Modellierung von Sandwich-Kabineninterieur unter stationären dynamischen Lasten wird in [See14a] im Rahmen einer Fallstudie eingegangen. Für die korrekte Modellierung von Sandwichstrukturen und deren Verbindungselementen für Kabineninterieur im gesamten Verformungsbereich bis zum Versagen werden in [See14b] zahlreiche Versuchsergebnisse und Empfehlungen aufgeführt.

### **Konkrete Ausgestaltung für das Demonstrationsbeispiel**

Das Sandwichpanel besteht aus einem Aramidpapier-Honigwabenkern mit vertikaler W-Ausrichtung und Deckschichten aus Glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK), wie in Kapitel 4.2 beschrieben. Das Sandwich wird in einem orthotropen Schalenmodell abgebildet, da sich in Parameterstudien eine gute Abbildung des Schwingverhaltens bei dieser Modellierung unter Verwendung der Herstellerdaten ergibt. Das Modell ist für eine dynamische Berechnung in MSC Nastran erstellt.

Die Krafteinleitung erfolgt im realen Fall über ein steifes Aluminiumgestell mit einer in allen sechs Freiheitsgraden steifen Anbindung des Panels über Inserts, Aluminiumbalken und Verschraubung an die Kraftmessdose, welche mit dem tragenden Aluminiumrahmen verbunden ist, siehe auch Kapitel 4.2, Bild 46 auf Seite 76. Dieses kann für die Abbildung des globalen Schwingverhaltens nach entsprechenden Parameterstudien ohne Einbußen der Genauigkeit im Modell zu einer RBE-Modellierung mit Gleichsetzung der Verschiebung und lokaler Versteifung reduziert werden, siehe in Bild 82. Die ermittelte Ersatzsteifigkeit der oberen Hälfte des Aluminiumrahmens ist für die betrachtete Lastrichtung mit ca. 20 kN/mm bei einer Krafteinleitung von ca. 300 N und mehreren Zentimetern resultierender Auslenkung des Pa-

nels vernachlässigbar gering. Weiterhin erfolgt die Messung der Beschleunigungen bei allen Frequenzantwortfunktionen für einen Punkt in der Nähe der Krafteinleitung, wodurch die Verformung des Rahmens von der Betrachtung ausgeschlossen wird.

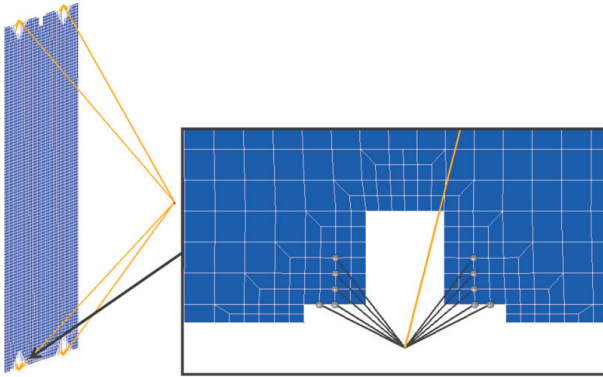


Bild 82: Modellierung der Krafteinleitung im FEM-Modell des Partition Panels

An den vier Punkten zwischen der globalen Einleitung der Anregung in die lokale Verteilung jedes Attachments sind weiterhin Federelemente (PBUSH) mit den Herstellerangaben entsprechenden Steifigkeit der Kraftsensoren eingesetzt.

Die Anbindung des Literature Pockets erfolgt ebenfalls über Rigid Body Elements mit Gleichsetzung der Verschiebung und ist mit der Begründung der Modellierung in Kapitel 5.2.2 beschrieben (siehe auch Bild 78).

Die im Modell verwendete Dämpfungsrate entspricht dem in den Versuchen aus Kapitel 4.1 und 4.2 bestimmten Lehr'schen Dämpfungsmaß von 0,9%.

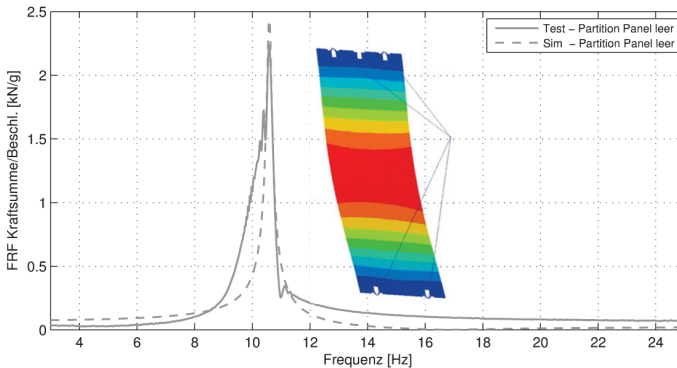


Bild 83: Vergleich der Verstärkungsfunktionen von realem Test und FEM-Modell des leeren Panels

Bild 83 zeigt den Vergleich zwischen der realen Messung des leeren Partition Panels ohne weitere angebrachte Beladung auf dem Hexapod und dem gewählten Modell. Dargestellt ist die Frequenzantwortfunktion von der Beschleunigungsanregung von 0,25 g am Referenz-

punkt auf dem unteren Aluminiumrahmen zur Schnittstellenkraftantwort als Summe aus allen Kraftsensoren. Die Biegemode ist mit farblicher Codierung der Verformung dargestellt.

Die Abweichungen zwischen Modell und realer Messung resultieren aus dem in Teilen nicht-linearen Verhalten des Panels, welches mit einem linearen FEM-Modell nicht abgebildet wird. So weist die Messung zwischen 9 und 10 Hz einen Flankenverlauf auf, der vom linearen Modellverständnis deutlich abweicht. Nach einigen Parameterstudien mit dem Modell und einer Detailuntersuchung der Messdaten wird ein kraftanhängiger Abfall der Anbindungssteifigkeit im Resonanzfall vermutet, welcher in zukünftigen Forschungsprojekten am Institut PKT weiter untersucht werden soll, da ein solches Verhalten auch bei anderen Kabinenmonumenten unter hohen Beschleunigungsanregungen und bei niedriger Dämpfung beobachtet werden konnte. Ein Abfall der Anbindungssteifigkeit bei den Spitzenlasten im Resonanzfall erklärt weiterhin die nicht-lineare Abflachung der Messkurve im Spitzenbereich bei 10,6 Hz bei andernfalls gut passenden Flanken im Bereich von  $\pm 0,3$  Hz der Resonanz. Für die im Folgenden durchgeführte Kopplungsberechnung ist auf Grund der zusätzlich angebrachten Massen der Literature Pockets vor allem eine gute Abbildung der linken Flanke im Bereich um 10,2 Hz notwendig, welche durch das Modell sehr gut realisiert wird.

Die Modellierung des Partition Panels mit einem solch prägnanten Aufschwingverhalten setzt eine präzise Kenntnis der relevanten Einflussfaktoren und der notwendigen Genauigkeit der Abbildung voraus. In Parameterstudien zeigt sich eine besonders hohe Sensitivität des Verhaltens auf eine Veränderung der rotatorischen Steifigkeit, welche im vorgestellten Modell aus Herstellerangaben ermittelt wurde. Auch die Höhe des Anregungsniveaus (0,1 g oder 0,25 g) hat wegen der kraftabhängigen Veränderung der Anbindungssteifigkeit einen großen Einfluss auf die Modellierung, der in zukünftigen Forschungsprojekten am Institut PKT untersucht werden soll.

Nach der Erstellung der benötigten Frequenzantwortfunktionen ist eine Fehlerabschätzung und die Ablage des Substrukturmodells in einer vorbereiteten Datenbank (siehe dazu auch Kapitel 5.5) durchzuführen. Die Fehlerabschätzung dient der Prüfung hinsichtlich der in Teilschritt 1.1 definierten Analyse-Ziele und der Sensibilisierung des Rechners für die erwartbare Genauigkeit der Prognosen, siehe hierzu auch Kapitel 6.3.

### 5.3.3 Modul-FRF aus einem Black-Box-Test

Die Verwendung von gekoppelten Frequenzantwortfunktionen zur Berechnung des Gesamtsystemverhaltens geht bei der Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen weit über den Stand der Technik hinaus, siehe Kapitel 2 und 3.4. Die insbesondere im Automobilbau teilweise üblichen modalen Kopplungsmodelle erlauben keine direkte Einbindung von Frequenzantwortfunktionen aus Tests ohne eine linearisierende Vereinfachung der Parameterschätzung. Entsprechend fehlen bislang geeignete Empfehlungen für die Generierung von dynamischen Substrukturmodellen aus Testdaten für eine frequenzbasierte Kopplung vor dem Hintergrund der Beherrschung einer hohen Variantenvielfalt. Diese werden im Folgenden entwickelt und vorgestellt.

Der Ablauf der Bestimmung von Modul-FRFs aus einem Black-Box-Test läuft in folgenden Teilschritten ab:

- Versuchsplanung
  - prüfmaschinentechnische Realisierung
  - messtechnische Realisierung
  - Prüfung der Aufwandsreduktion durch Kombination mehrerer Tests
  - Reduktion auf relevante DOFs
- Durchführung des Tests
- Entkopplung der Sensorik und Anbindung (wenn notwendig)
- Erzeugung der FRFs aus den Testdaten
- Fehlerabschätzung
- Ablage in vorbereiteter Datenbank

### Versuchsplanung

Neben den allgemeinen Regeln der statistischen Versuchsplanung ([Kle11]) ist an dieser Stelle die Realisierung des Versuches mit den verfügbaren Prüfmaschinen und der verfügbaren Messtechnik zu planen. Dabei steht bei der dynamischen Substrukturierung entsprechend einer modularen Produktstruktur vor allem die in Phase 1 des methodischen Ansatzes beschriebene Konsistenz an erster Stelle. Während bei einem vorhandenen FEM-Modell FRFs in weiteren Freiheitsgraden auch nachträglich noch zügig bestimmt werden können, ist dies bei Tests mit einem hohen Aufwand verbunden. So sind beispielsweise Anbauteile, wie das Literature Pocket, welche an derselben Schnittstelle an das Partition Panel angebracht werden können, möglichst in einer einheitlichen Testkampagne unter realistischen Randbedingungen zu bestimmen, um z.B. den Fehlereinfluss von Änderungen der Anbindung in unterschiedlichen Einzeltests auszuschließen, zu reduzieren oder zumindest besser abschätzen zu können. Dies trifft insbesondere dann zu, wenn zur Reduktion des notwendigen Testaufwands nur bestimmte relevante Freiheitsgrade im Test gemessen werden. Hier ist die Relevanz immer über den gesamten möglichen Einsatzbereich der Substruktur innerhalb der Produktfamilie zu bewerten.

Weitere Hinweise zur Testdurchführung für die Bestimmung von Frequenzantwortfunktionen werden insbesondere in [Ric99] und allgemein in [Pin01] gegeben. Für den hier vorliegenden Anwendungsfall werden gemäß den Empfehlungen und Regeln in [Pin01] insbesondere Gleitsinusfrequenzgänge in dem in Phase 1 (Kapitel 5.2) definierten Frequenzbereich zur FRF-Bestimmung empfohlen. Dadurch werden gute Messergebnisse (hohes Signal-zu-Rauschen-Verhältnis) bei realitätsnahen Anregungen und noch akzeptabler Prüfdauer erzielt [Ric99].

In [Avi99] wird ein besonderes Augenmerk auf die versuchstechnische Realisierung der Anbindung des Prüfkörpers an die Prüfmaschine gerichtet, um sicherzustellen, dass die Resonanzen der Anbindung klar außerhalb des betrachteten Frequenzbereiches liegen. Denn auch, wenn der Einfluss der Anbindung über Entkopplungsverfahren grundsätzlich nachträglich aus der Messung entfernt werden kann, sinkt möglicherweise die Genauigkeit durch die Entkopplung von Subsystemen im Resonanzbereich stark ab, siehe auch [Voo10a]. Aus die-

sem Grund wird die Entkopplung in der vorliegenden Arbeit nur für starre Massen ohne Resonanz im durchlaufenen Spektrum durchgeführt, alle Prüfkörperanbindungen wurden entsprechend ausgelegt.

*Konkrete Ausgestaltung für das Demonstrationsbeispiel:* Für das in einem Black-Box-Test zu vermessende Literature Pocket wurde die in Bild 58 auf Seite 92 in Kapitel 4.4 dargestellte Prüfkörperanbindung gewählt.

Das steife, aber leichte Sandwichpanel ermöglicht eine Reduzierung aller lokal auftretenden Reaktionskräfte an den Kontaktstellen der Zeitschriftenbeladung und der Schraubbefestigung des Literature Pockets bei einem gleichzeitig möglichst geringen Masseneintrag im zu messenden System. Die Messung der Reaktionskraft erfolgt im gemittelten Kraftangriffspunkt durch eine Kraftmessdose, welche über eine lokale Verstärkung mit dem Sandwich der Prüfkörperanbindung verbunden ist. Der Aufbau enthält eine Führung gegen Verdrehen, deren Reibkräfte außerhalb des Messsystems auftreten und nicht mitgemessen werden.

#### **Durchführung am Beispiel des Literature Pockets**

Im Rahmen des Demonstrationsbeispiels erfolgt die Messung des Literature Pockets in unterschiedlichen Beladungsvariationen mit Gleitsinusfrequenzgängen in den in Kapitel 4.4 beschriebenen Versuchsparametern. Die detaillierte Versuchsbeschreibung findet sich ebenfalls in Kapitel 4.4.

#### **Auskopplung der Anbindung**

Häufig lässt sich bei der konstruktiven Gestaltung der Versuchsumgebung nicht vermeiden, dass die Masse der Anbindung des Prüfkörpers an die Messtechnik und die Prüfmaschine einen relevanten Masseneintrag in das zu messende System verursacht. Im Beispiel des Literature Pockets muss über die Anbindung der Kraftfluss aller Krafteinleitungspunkte zum Literature Pocket und dem Kontaktpunkt der aufschlagenden Zeitschrift an der Kraftmessdose zusammengeführt werden. Gerade bei flächigen Kontakten ist sonst kaum eine Messung der Kraft an den vielen diskreten Kontaktpunkten mit einem vertretbaren Aufwand möglich. Die Anbindung befindet sich allerdings im von der Kraftmessdose gemessenen System. Entsprechend wird die Massenträgheit der Anbindung bei der dynamischen Messung mit aufgenommen. Hinzu kommt immer auch der Massenanteil der Kraftmess-Sensorik, welcher hinter dem messenden DMS und im zu messenden System liegt. Im Falle der Anbindung für die Literature Pocket Tests machen der Sensormassenanteil und die Anbindung auch nach mehrfacher konstruktiver Verbesserung eine Masse von 0,815 kg aus, welche signifikant über der Leermasse des Literature Pockets von 0,25 kg liegt. Dieser Fehlereintrag kann durch eine Entkopplung wieder aus den Messwerten entfernt werden. Die allgemeinen Verfahren dazu sind in Kapitel 3.5.3 aufgeführt.

Bei der Gestaltung der Anbindung ist primär darauf zu achten, dass keine Resonanzen der Anbindung im betrachteten Frequenzbereich liegen. Diese können zwar über eine Entkopplung auf Basis einer Leermessung entfernt werden, allerdings kann im Bereich der Anbindungsresonanzfrequenz ein erheblicher Fehlereintrag durch die Entkopplung selbst entstehen, wie in [Voo10a] und [Kle08c] aufgezeigt wird. Sollte dennoch ein Aufschwingen im Frequenzbereich konstruktiv nicht vermeidbar sein, so sollte dieses mit einer möglichst hohen

Dämpfung verbunden sein, um den Fehlereintrag bei der Berechnung der Entkopplung so gering wie möglich zu halten. In der vorliegenden Arbeit sind alle Anbindungen so steif ausgeführt, dass keine Resonanz in der Nähe des betrachteten Frequenzbereichs auftritt.

Bei einer hohen Sensitivität des Ergebnisses auf unterschiedliche Anregungsniveaus sind Prüfkörpermessung und Anbindungsleermessung mit demselben Anregungsniveau durchzuführen.

In Bild 84 ist die ursprünglich gemessene Frequenzantwortfunktion des Literature Pockets mit einem Magazin ( $\Sigma 0,479$  kg statische Masse) in Rot dargestellt. Die Leermessung der Anbindung ist grau dargestellt.

Weiterhin wurde eine Entkopplung im Frequenzbereich auf Basis der Leermessung entsprechend Kapitel 3.5.3 und Formel 3.25 durchgeführt (blau). Mit einer resultierenden dynamischen Masse von ca. 0,6 kg bei 3 Hz ist dies ein sehr plausibles Ergebnis für die schlagende Zeitschrift mit einer leichten Überhöhung gegenüber der statischen Masse von ca. 0,48 kg.

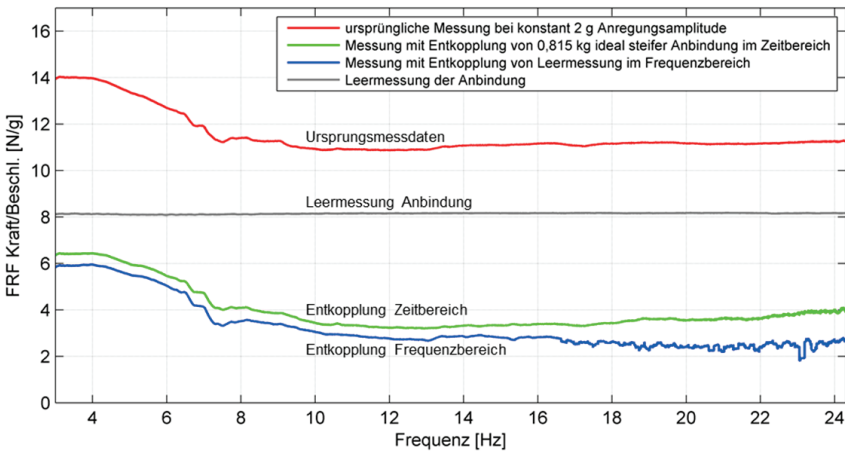


Bild 84: Literature Pocket mit einem Magazin und Möglichkeiten der Auskopplung des Anbindungseinflusses

Im Vergleich dazu ist in Bild 84 ebenfalls eine einfache Entkopplung über die statische Masse  $m_{Anbindung} = 0,815$  kg im Zeitbereich gemäß Formel 3.27 in Kapitel 3.5.3 dargestellt (grün). Das Ergebnis ist sehr ähnlich mit der Entkopplung im Frequenzbereich durch die FRF der Leermessung. Die relative Abweichung beträgt über große Teile der Bandbreite weniger als 10%. Generell erzielt die Entkopplung durch die Leermessung allerdings die zuverlässigeren Ergebnisse, da so auch Einflüsse des Prüfstands und der Umgebung aus der Messung entfernt werden können. Auch der leichte Anstieg der zeitbereichsentkoppelten Messkurve bei mehr als 18 Hz findet sich nicht in der Originalmessung. Eine Absicherung des Ergebnisses durch die Zeitbereichsentkopplung mit statischer Masse wird allerdings zur Kontrolle empfohlen.

Nachdem die benötigten Frequenzantwortfunktionen erstellt wurden, ist eine Fehlerabschätzung und die Ablage des Substrukturmodells in einer vorbereiteten Datenbank (siehe dazu auch Kapitel 5.5) durchzuführen. Die Fehlerabschätzung dient der Prüfung hinsichtlich der in Teilschritt 1.1 definierten Analyse-Ziele und der Sensibilisierung für eine erwartbare Genauigkeit der Prognosen, siehe hierzu auch Kapitel 6.3.

### 5.4 Phase 3: Modellsynthese für jede Variante und Beladungsvariation

In der letzten Phase des methodischen Ansatzes erfolgt die Modellsynthese der Substrukturen entsprechend der modularen Produktstruktur, um das Schwingverhalten der betrachteten Varianten zu berechnen, siehe Bild 85.

Dazu müssen zunächst die für jede berechnete Variante benötigten Substrukturmodelle aus einer Datenbank entnommen und entsprechend der anfänglich definierten Schnittstellen zusammengefügt werden, siehe dazu insbesondere Teilschritt 1.4 in Kapitel 3.5 und Bild 75. Die Kopplungsdefinition liegt anschließend in einer Kopplungsmatrix mit der Definition, welche Frequenzantwortfunktionen an welchen Knoten und welchen Freiheitsgraden gekoppelt sind, vor.

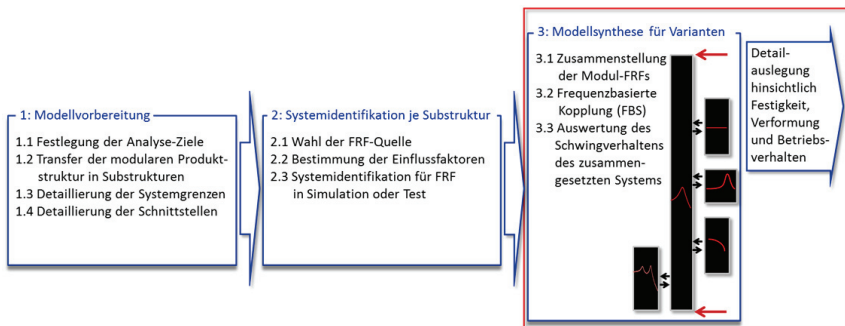


Bild 85: Phase 3 - Berechnung des Gesamtsystemverhaltens für jede betrachtete Variante

In der vorliegenden Arbeit wird zur Berechnung des Gesamtsystemverhaltens mit Hilfe der frequenzbasierten Kopplung die im FEM-Solver MSC Nastran bereits vorhandene Implementierung mit einer integrierten Qualitätssicherung mit zahlreichen automatisierten Prüfungen verwendet. Das zur Unterstützung der Modellvorbereitung entwickelte Software-Werkzeug *Modular Dynamic Structuring* (MDS, siehe Kapitel 5.5) legt die aus Tests abgeleiteten Substrukturmodelle bereits entsprechend formatiert ab. Dadurch wird ein bestmöglicher Übergang zu dem insbesondere in der Luftfahrtindustrie für FEM-Simulationen weit verbreiteten MSC Nastran Solver ermöglicht.

Bild 86 zeigt eine Vergleichsübersicht des hybriden Modells gegenüber der im realen Versuch für das Partition Panel mit Literature Pocket und eingestecktem Magazin gemessenen resultierenden Kraftsumme an der Anbindungen des Panels in Abhängigkeit der Anregungsbeschleunigung.

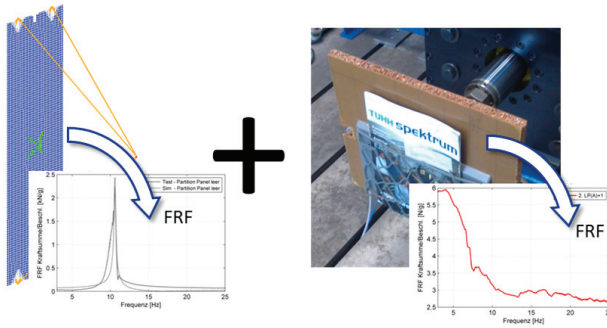


Bild 86: FRFs der beiden zu koppeln Substrukturen Panel (aus FEM-Simulation) und Literature Pocket mit einem Magazin (aus realem Test)

Für das hybride Berechnungsmodell des Partition Panels (FRF aus FEM-Modell) mit einem Literature Pocket und Beladung mit einem Magazin (FRF aus Test) ergibt sich die in Bild 87 dargestellte Frequenzantwortfunktion.

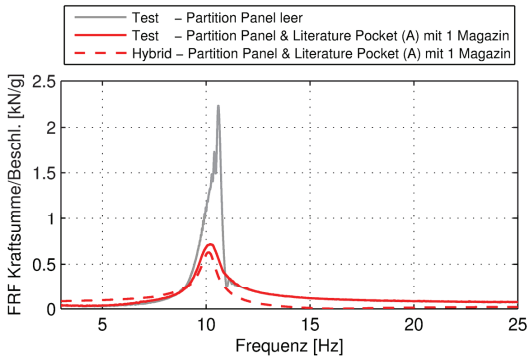


Bild 87: Vergleich des Berechnungsergebnisses aus dem hybriden Modell der dynamischen Substrukturierung mit der realen Messung des zusammengesetzten Systems

Dabei ist die im hybriden Modell berechnete Beladungsvariation mit dem Literature Pocket und einem eingesteckten Magazin als gestrichelte rote Linie dargestellt. Zum Vergleich ist die Kraftsummenantwort des real gemessenen Gesamtsystems als durchgezogene rote Linie dargestellt. Zur besseren Einordnung ist weiterhin die real gemessene Kurve des leeren Panels als graue Linie dargestellt. Im Vergleich zum Schwingverhalten des Partition Panels ohne Literature Pocket ist eine leichte Frequenzverschiebung auf Grund der zusätzlichen Masse und ein deutlich reduziertes Aufschwingen der Beladungsvariation mit Literature Pocket und Zeitschrift zu beobachten. Es liegt eine gute Übereinstimmung der Berechnung mit den realen Testdaten vor, welche für den Einsatz in der Auslegung notwendig ist. Eine detaillierte Quantifizierung der Abbildungsgenauigkeit findet sich in Kapitel 6.3.

## Zwischenfazit zum Nutzen

Für die hier exemplarisch dargestellte Auslegungssituation unterstützt das Berechnungsergebnis die dynamische Auslegung mit seiner Prognose der Schnittstellenkräfte zwischen Gesamtsystem und Umgebung sowie mit der Abschätzung des Aufschwingens über die Verstärkungsfunktion. Weiterhin können auch Details der Auslegung zwischen einzelnen Substrukturen oder das Einfügen eines neuen Moduls mit der dynamischen Substrukturierung unterstützt werden. Dabei werden sowohl die zu erwartenden Lasteinleitungen in die neu zu entwickelnde Substruktur wie auch die Rückwirkung der neuen Struktur auf die anderen Substrukturen berechnet.

### 5.4.1 Betrachtung der Vorhersagequalität des Demonstrationsbeispiels

Zur Bewertung der Berechnungsqualität für das beschriebene Demonstrationsbeispiel folgt eine differenziertere Betrachtung für unterschiedliche Beladungsvariationen, für unterschiedliche Produktvarianten des Literature Pockets und ein Vergleich zu einer Modellierung nach dem Stand der Technik.

#### Vergleich mehrerer Beladungsvariationen

Um die Qualität des Berechnungsmodells auch für weitere Beladungsvariationen bewerten zu können, ist die Berechnung der weiteren gekoppelten Systeme in Bild 88 im Vergleich zu den Messungen der entsprechenden Beladungssituationen im zusammengesetzten Zustand auf dem Hexapod dargestellt.

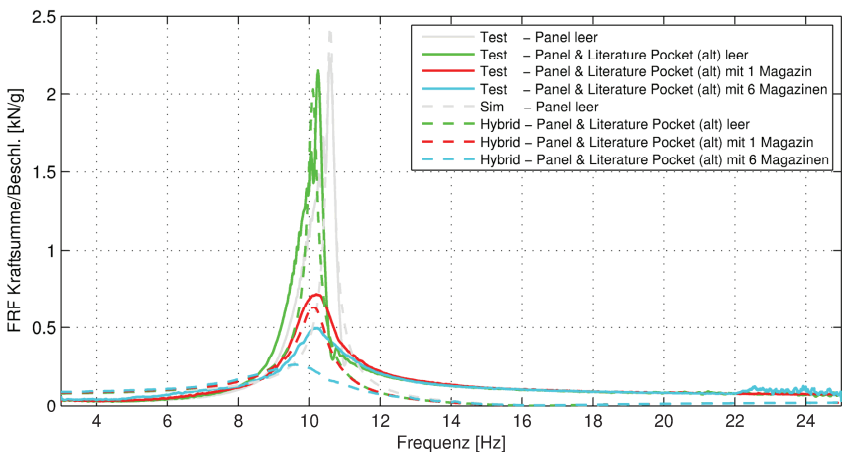


Bild 88: Resultierende Reaktionskraftsumme auf alle vier Anbindungspunkte des Partition Panels in Abhängigkeit der Beschleunigungsanregung für unterschiedliche Beladungsvariationen

An dieser Stelle ist bei einem relevanten Einfluss des Anregungsniveaus auf die Substruktur-FRFs zu prüfen, ob die resultierenden Beschleunigungen an den Schnittstellen des Gesamtsystems hinreichend nah am Arbeitspunkt der Substruktur-FRFs liegen. Da die in Kapitel 4.4 vorgestellten Versuche bei geeigneten Beschleunigungsniveaus durchgeführt wurden, kann

das Vorgehen für das Demonstrationsbeispiel hiermit bestätigt werden. Andernfalls ist die Berechnung des Gesamtsystemverhaltens mit FRFs, welche näher am realen Betriebszustand bestimmt wurden, erneut durchzuführen.

Die Abweichungen der Spitzenwerte zwischen den berechneten und den gemessenen Werte betragen in allen Fällen weniger als 10% mit Ausnahme der Beladung mit sechs Magazinen. Dort ist die Abweichung von 63 N in der Resonanz zwischen Messung und Berechnung zwar höher, allerdings relativ zur vorliegenden Absenkung der Schnittstellenkraft von 2,4 kN auf 0,5 kN betrachtet nur noch sehr gering bezogen auf den starken Abfall, welcher grundsätzlich korrekt abgebildet wird. In weiteren Untersuchungen zur besseren Abbildung des realen, nicht-linearen Schwingverhalten des leeren Partition Panels im FEM Modell zeigt sich, dass eine bessere Abbildung des Verhaltens des leeren Panels die Qualität des Gesamtergebnisses deutlich verbessert. Der relevante Fehlereinfluss liegt hier nicht in der dynamischen Substrukturierung, sondern in der Abbildung des leeren Partition Panels in einem linearen FEM-Modell, da die asymmetrische Ausbuchtung der linken Resonanzflanke eine größere Verstärkung verursacht, als es das verwendete lineare Modell abbildet. Die Modellierung des nicht-linearen Schwingverhaltens des Partition Panels bei höheren Anregungsniveaus ist Teil weiterer Forschungsprojekte am Institut PKT.

Im Folgenden kann, wie in den Analysezielen in Teilschritt 1.1 definiert, die Detailauslegung auf Basis der vorliegenden Berechnungsergebnisse beginnen. Für die im Demonstrationsbeispiel verfolgte Worst-Case-Selektion lassen sich die betrachteten Beladungssituationen des leeren Literature Pockets (LP0), des mit einem Magazin beladenen (LP1) und des mit sechs Magazinen beladenen (LP6) hinsichtlich der maximalen resultierenden Kraft auf die Anbindungen des Partition Panels in X-Richtung vergleichen. Für den vorliegenden Fall nimmt die resultierende Kraftsumme mit zunehmender Beladung des Literature Pockets ab. Dies lässt sich mit dem zunehmenden Phasenversatz der schlagenden Zeitschrift und einer resultierenden tilgenden Wirkung erklären. Die zur Auslegung weiter zu berücksichtigende Beladungssituation ist somit die des leeren Literature Pockets oder - wenn alleinig vorkommend - sogar die des leeren Partition Panels ohne Anbauteile.

### **Beispielhafte Untersuchung einer neuen Produktvariante**

Da bislang nur eine Produktvariante in unterschiedlichen Beladungsvariationen betrachtet wurde, wird analog das Schwingverhalten für eine weitere Variante des Partition Panels durch Anbringen einer anderen Modulvariante des Literature Pockets berechnet.

Zu Demonstrationszwecken wird für das gezeigte Partition Panel untersucht, ob sich das Aufschwingverhalten in der betrachteten globalen Resonanz verschlechtert, wenn an Stelle des bislang untersuchten Literature Pockets eine neue Variante des Literature Pockets verwendet wird, wodurch auch eine neue Produktvariante des Partition Panels entsteht. Dabei wird weiterhin eine geringfügig veränderte Beladung mit einem anderen Magazin untersucht, beispielsweise weil für die nun durchzuführende Schwinguntersuchung im Rahmen einer Auslegung unter Komfortaspekten von einer etwas schwereren Standardbeladung mit dem neu überarbeiteten Bordmagazin erfolgen soll. Die beiden untersuchten Varianten des alten Literature Pockets A (0,227 kg), beladen mit TUHH Magazin (0,251 kg) sowie des neuen

Literature Pockets B (0,272 kg), beladen mit einem Fluglinienmagazin (0,254 kg), sind in Bild 89 von links nach rechts dargestellt.

Im Rahmen eines einfachen und übersichtlichen Demonstrationsbeispiels werden unterschiedliche Varianten des Literature-Pocket-Moduls und die Variation der Beladung zusammen betrachtet. Mit den vorliegenden Messdaten zum Literature Pocket könnte eine Variation der beiden Parameter auch getrennt abgebildet werden.

Partition Panel mit Literature Pocket A



Partition Panel mit Literature Pocket B (neu)



Bild 89: Untersuchte Varianten der Literature Pockets, zusätzlich mit unterschiedlicher Beladung

Die neue, zu untersuchende Substruktur wird an Stelle der alten in das beschriebene Modell eingesetzt und die Berechnung der Gesamtsystemantwort erneut durchgeführt. Beide Systemantworten sind in Bild 90 im Vergleich dargestellt. Dabei ist wie in obigen Betrachtungen die Schnittstellenkraftsumme als Benchmark für das Gesamtsystemverhalten dargestellt.

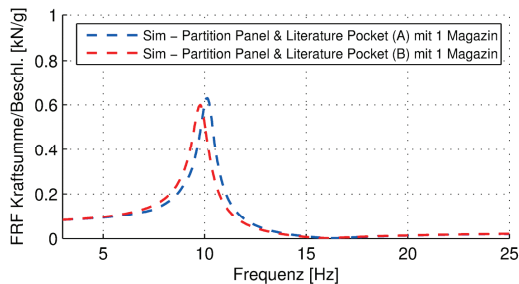


Bild 90: Vergleich des Aufschwings bei unterschiedlichen Produktvarianten des Literature Pockets

Das etwas höhere Gewicht (+0,045 kg) des neuen Literature Pockets verschiebt die Frequenz erwartungsgemäß leicht nach unten, und die dämpfende Wirkung des neuen Magazins liegt nur geringfügig höher. In dem Fall des neuen Literature Pockets fällt die Änderung des Schwingverhaltens der neuen Produktvariante als Gesamtsystem allerdings nicht als relevant für die weitere Auslegung auf.

### Vergleich gegenüber einer Modellierung nach dem Stand der Technik

Weiterhin ist in Bild 91 das Ergebnis bei einer reinen FEM-Modellierung nach dem Stand der Technik mit einer Punktmasse (CONM2-Element in MSC Nastran) von 0,479 kg am selben Knoten dargestellt.

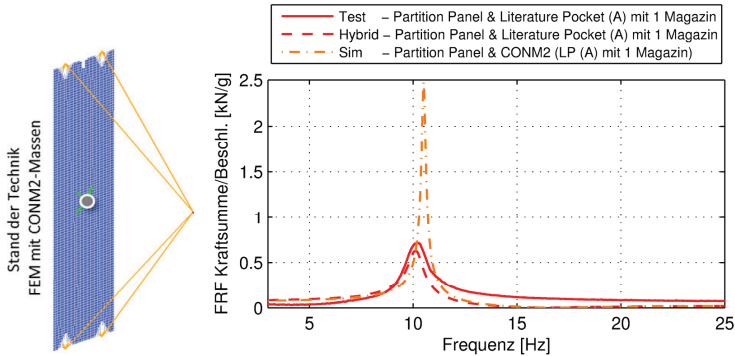


Bild 91: Vergleich zu einer Modellierung mit punktförmigen CONM2-Massenelementen nach dem Stand der Technik

Gegenüber der durchgezogenen roten Messkurve des realen Benchmarks ist eine erheblich Abweichung bei der resultierenden Schnittstellenkraft von ca. Faktor 2,5 zu erkennen, da der schwingungstilgende Einfluss der Zeitschrift im Literature Pocket gänzlich nicht berücksichtigt wird. Diese Art der Modellierung ist entsprechend nicht für die Auslegung geeignet.

#### 5.4.2 Kombinatorische Vielfalt des Demonstrationsbeispiels

Am Beispiel des Partition Panels kann die kombinatorische Vielfalt in Zusammenhang mit weiteren Anbauteilen exemplarisch für eine vollständige Produktfamilie dargestellt werden. So lassen sich bereits für dieses einfache Beispiel durch Anbringen von Literature Pockets, Monitoren und Baby Bassinets in unterschiedlichen Modulvarianten an varianter Position, Anzahl und Anbindung 108 realistische und produzierbare Produktvarianten erzeugen. Werden dazu noch die untersuchten unterschiedlichen Beladungsvariationen betrachtet, ergeben sich im Beispiel 3240 auslegungsinterne Variationen, siehe Bild 92.

Dabei werden in Bild 92 nur Substrukturen verwendet, welche im Rahmen dieser Arbeit in Kapitel 4 bzw. Anhang A1, A2 und A3 ausgewertet wurden. Die entsprechenden Quellen der FRF-Modelle sind über eine Legende farblich den untersuchten Beladungsvariationen einer Modulvariante zugeordnet. Die Modulvarianten A und B der Literature Pockets sind in Kapitel 4.4 vorgestellt.

Mit der entwickelten methodischen Unterstützung können die in Bild 92 dargestellten 3240 Produktvarianten und auslegungsinternen Parametervariationen durch Kombination der Substrukturmodelle berechnet werden, welche überwiegend aus einfachen Schlittenversuchen bestimmt wurden. Das im folgenden Kapitel vorgestellte Software-Werkzeug unterstützt dabei weiter mit einer Teilautomatisierung der Kombination von vorliegenden Modellen aus einer Datenbank.

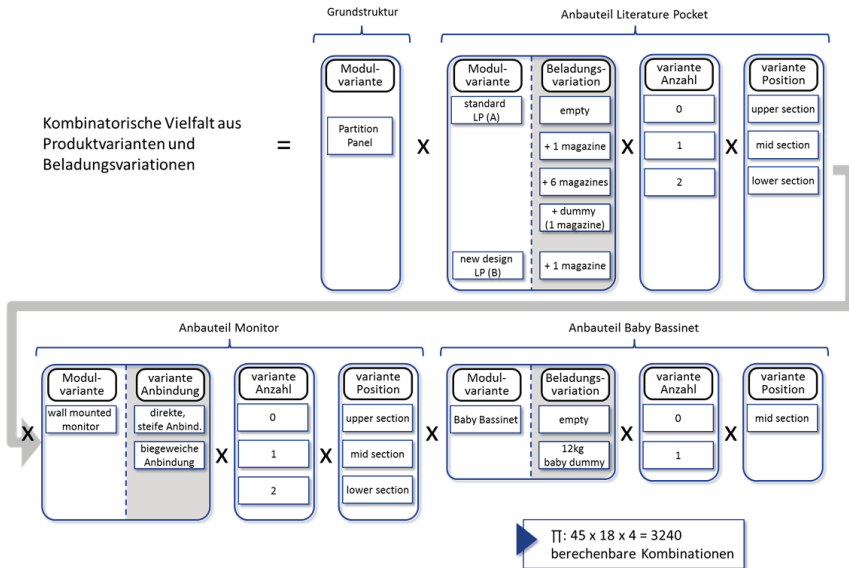


Bild 92: Übersicht zur kombinatorischen Vielfalt des Demonstrationsbeispiels auf Basis der in dieser Arbeit ausgewerteten Versuche

Parameterstudien zur konstruktiven Optimierung des Schwingverhaltens des Partition Panels haben gezeigt, dass die Positionierung und Anzahl der schwingungstilgenden Literature Pockets einen großen Einfluss auf das Schwingverhalten haben. Diese sollten, wenn konstruktiv möglich, zur optimalen Entfaltung ihrer Wirkung im Bereich mit den größten Amplituden der zu dämpfenden Schwingform platziert werden. Reicht diese optimierte systemimmanente Dämpfungswirkung nicht aus, so können weitere Dämpfungsansätze nach Kapitel 3.4.2 hinzugezogen werden. Eine Dissipation der über die Anbindungen in das System eingebrachten Energie durch Schnittstellendämpfer zeigt in simulationsgestützten Parameterstudien ebenfalls eine gute Reduzierung des starken Aufschwingens des Literature Pockets, allerdings muss in diesem Fall auf eine entsprechende Wärmeabfuhr der Dissipationsenergie geachtet werden.

## 5.5 Das entwickelte Software-Werkzeug zur Unterstützung

Um die praktische Umsetzung des vorgestellten methodischen Ansatzes besser zu unterstützen, wurde eine Software-Umgebung mit graphischer Bedienoberfläche entwickelt. Da zahlreiche Teilschritte, wie die Zuordnung und Verwaltung von Frequenzantwortfunktionen zu Schnittstellen und Freiheitsgraden in den Kopplungsmatrizen, gut teilautomatisiert werden können, reduziert das entwickelte Software-Werkzeug den Aufwand bei der Anwendung des Ansatzes.

Das Werkzeug ist vollständig in der von der Firma Mathworks vertriebenen wissenschaftlichen Berechnungsplattform Matlab umgesetzt. Es verwendet zu Teilen die dort bereits implementierten Algorithmen, hat aber eine eigene graphische Benutzeroberfläche und Daten-

verwaltung. Für ausgewählte Versuchsreihen wurden die Programmfunktionen durch einen Vergleich der Berechnungen mit den Softwarewerkzeugen LMS Test.Lab der Firma Siemens und Diadem der Firma National Instruments gegengeprüft. Die Auswertungssoftware Test.Lab bietet dabei grundsätzlich ebenfalls die meisten der zur reinen Systemidentifikation benötigten Einzelfunktionen, allerdings enthält das selbst entwickelte Werkzeug auch speziell auf den spezifischen Ablauf des methodischen Ansatzes abgestimmte Sonderfunktionen wie die Auskopplung von Verbindungselementen. Auch die Anknüpfung an die am Institut PKT verwendete Messtechnik des Anbieters HBM ist in Test.Lab ebenso wenig vorgesehen wie die frequenzbasierte Kopplung in MSC Nastran. Beides ist im eigenen Werkzeug umgesetzt. Weiterhin liegt für die Matlab-Funktionen der Quellcode offen vor. Dies ermöglicht eine bessere Nachvollziehbarkeit sowie eine einfache Erweiterung der entwickelten Software in zukünftigen Forschungsprojekten.

Die Unterstützung der einzelnen Programmteile im Rahmen des entwickelten methodischen Ansatzes ist in Bild 93 als Übersicht dargestellt. Die Programmteile werden detaillierter in Anhang B6 abgebildet.

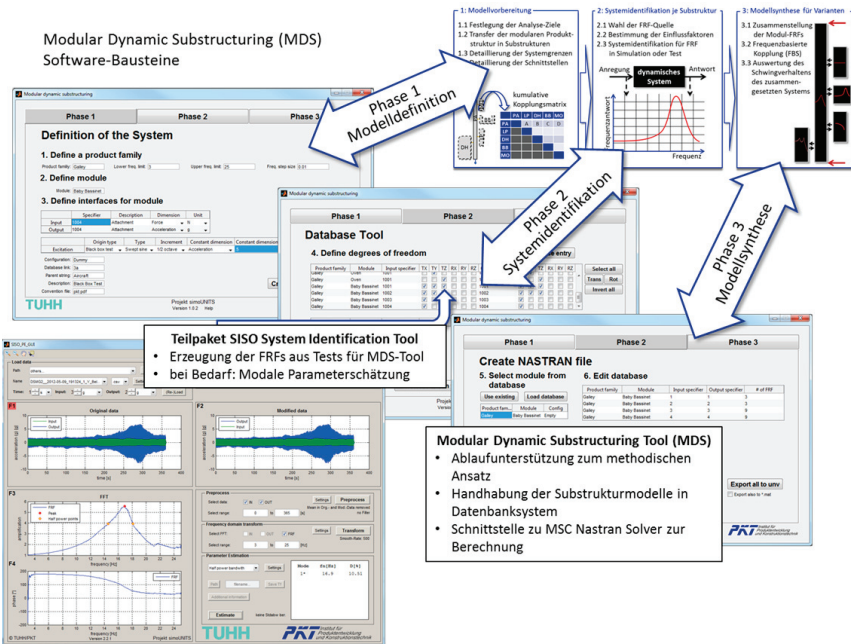


Bild 93: Entwickelte Softwareunterstützung zum methodischen Ansatz und zur spezifischen FRF-Generierung

Das übergeordnete *Modular Dynamic Substructuring Tool* (MDS) übernimmt die Handhabung der Substrukturmodelle. Auch die Handhabung der FRF-Zuordnung zu Schnittstellennoten und Freiheitsgraden sowie die Koordination der Modellsynthese durch Kopplung von mehreren Substrukturmodellen aus der erstellten Datenbank mit den zu berechnenden Pro-

duktvarianten werden dabei mit einer grafischen Bedienoberfläche unterstützt. Das MDS Tool übergibt schließlich die benötigten Substrukturmodelle an den zur frequenzbasierten Kopplung verwendeten Solver MSC Nastran. Dieser Datenaustausch findet im gängigen allgemeinen Industriestandard *Universal File Format 58*<sup>1</sup> statt, welches als Schnittstelle zum Nastran Solver und anderer Berechnungssoftware dient. So entsteht auch über den in der Luftfahrtindustrie weit verbreiteten FEM-Solver Nastran hinaus eine universelle Anbindung an kommerzielle Industriestandards und Werkzeuge. Ein wichtiger Programmbaustein ist das in Bild 93 unten links dargestellt *SISO System Identification Tool*, welches die Kernaufgabe der FRF-Erstellung aus Testdaten übernimmt. Dabei sind alle für den entwickelten Ansatz spezifischen technischen Vorgehensweisen zur Datenaufbereitung bereits implementiert. So sind beispielsweise die vorgestellten Entkopplungsverfahren zur Auskopplung des Anbindungseinflusses aus den Testdaten mit den notwendigen Voreinstellungen und einer einfachen Bedienung implementiert. Die in Kapitel 4 vorgestellten Auswertungen wurden mit dem *SISO System Identification Tool* durchgeführt. Der SISO-Programmbaustein zur Versuchsauswertung kam bereits in mehreren Industrie- und Forschungsprojekten mit Kooperationsunternehmen der Luftfahrtindustrie erfolgreich zum Einsatz. Die übergreifende MDS-Softwareunterstützung zur dynamischen Substrukturierung wurde im Forschungsprojekt simoUNITS<sup>2</sup> entwickelt.

---

<sup>1</sup> entwickelt von der Structural Dynamics Research Corporation

<sup>2</sup> gefördert im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms LuFo IV-4 des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie



## 6 Evaluierung und beispielhafte Umsetzung

Das folgende Kapitel beschreibt eine Evaluierung des vorgestellten Ansatzes an Hand eines realen Auslegungsbeispiels für eine Flugzeugbordküche. Es folgt eine beispielhafte Umsetzung einer Detailauslegung und endet mit der Analyse der Aussagegenauigkeit der vorgestellten Beispiele.

### 6.1 Validierung in realitätsnahen Vergleichsuntersuchungen

Das Demonstrationsbeispiel aus Kapitel 5 hat die Machbarkeit einer frequenzbasierten Kopplung von FRFs eines Partitions Panels aus einer FEM-Rechnung mit den test-basierten FRFs von Literature Pockets gezeigt, dessen Schwingverhalten mit vertretbarem Modellierungsaufwand sonst kaum abbildbar ist.

Wie in Kapitel 4.3 gezeigt, tritt bei der leeren Galley das stärkste Aufschwingen in der Resonanz auf, da die Dämpfung in der globalen Mode am geringsten ist. In der Beladungsvariation *fixed only* (siehe Bild 94 und Kapitel 4.3) ist die Dämpfung der ersten globalen Mode mit ca. 10% Lehr'scher Dämpfung zwar schon deutlich erhöht, allerdings beträgt die Verstärkung der Beschleunigung immer noch Faktor 5 von der Anregung zum Punkt der höchsten Antwort in der Galley-Ecke links oben. Des Weiteren ist dieser Fall mit ausschließlich fest eingeschaubten Einsätzen eine realistische Beladungsvariation für den regulären Flugbetrieb im Gegensatz zu der komplett leeren Galley, bei der beispielsweise elektrische Schnittstellen zu den Öfen freiliegen, siehe auch die Analyse in [Pla14c].

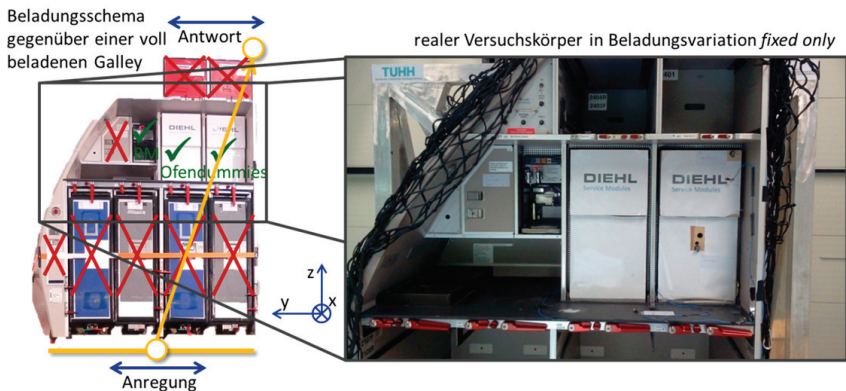


Bild 94: Galley G2 in der Beladungsvariation *fixed only*

Für eine Übersicht der verschiedenen untersuchten Beladungsvariationen siehe Kapitel 4.3 und dort insbesondere Bild 52. Da im untersuchten Beladungszustand gegenüber der leeren Galley zwei beladene Ofen-Dummies und ein Getränkezubereiter (Beverage Maker) eingeschraubt wurden, sind nun ebenfalls Schnittstellenkräfte an den vier Anbindungen dieser Substrukturen interessant. Das starke globale Aufschwingen verursacht hohe Beschleunigungen der beiden jeweils 44,5 kg schweren Ofen-Dummies, wodurch hohe Lasten an den Anbindungsschnittstellen der Öfen resultieren. In den Schwingversuchen der Galley in Kapitel 4.3 zeigte sich mehrfach ein partielles oder gar vollständiges Lösen der vorderen geschraubten Ofenanbindungen, was zu einem unkontrollierten Aufschwingen des losen Ofen-Dummies führte.

Die Beladung der Ofen-Dummies mit PET-Wasserflaschen und Büropapier-Paketen ist in Kapitel 4.5 beschrieben.

Im vorliegenden Kapitel wird das Schwingverhalten der Beladungsvariation *fixed only* in einer hybriden Berechnung gemäß des entwickelten Ansatzes bestimmt. Als Vergleichsgröße bietet sich die resultierende Kraft auf die Galley-Anbindung an, da diese für die Auslegung der Galley-Anbindung von großem Interesse ist und im Vergleichsversuch der gesamten Galley durch Messung der Schnittstellenkräfte bestimmt werden kann. Anschließend werden aus dem hybriden Modell die Schnittstellenkräfte der Ofenanbindungen ausgelesen, um auf dieser Basis in Kapitel 6.2 die Nutzung dieser Berechnungsergebnisse für die Überarbeitung der Auslegung der vorderen Befestigungsschrauben aufzuzeigen. Die Schnittstellenkräfte der Ofenanbindung könnten im korrekten Einbauzustand auf Grund des extrem beengten Bau- raum nicht direkt messtechnisch erfasst werden. Eine indirekte Erfassung der Kräfte über Schrauben mit Kraftmessung oder Dehnungsmessstreifen in der Umgebung ist sehr aufwendig und mit starken Fehlereinflüssen beaufschlagt, da alle Freiheitsgrade lasttragend sind.

Das Beispiel wird aus Sicht eines fiktiven Herstellers einer Galley betrachtet.

## **Phase 1: Modellvorbereitung**

### **Festlegung der Analyse-Ziele**

Für die Auslegung des vorgestellten Beispiels mit dem Ziel der Auslegung der Ofenanbindung sind insbesondere die Schnittstellenkräfte von Interesse.

Die Ofenanbindungen werden zwar im Nachweis der Emergency-Landing-Bedingungen (vgl. Kapitel 3.4.1) durch eine quasi-statisch aufgebrachte Vergleichslast auf ihre Belastungsgrenze hin überprüft, bei einer stationären dynamischen Belastung kann allerdings in einer globalen Schwingungsmode ein Aufschwingen innerhalb der Struktur auftreten, was eine deutlich höhere Anregung der Öfen hervorruft als die Anregung der gesamten Galley. Im Test der *fixed only Variation* waren Verstärkungen der Anregung von mehr als Faktor 3 in der Nähe der Öfen gegenüber der seitlichen Anregung der gesamten Galley messbar. Die Beladungsvariationen mit mehr Zuladung hingegen werden durch die Energiedissipation der teilweise beweglichen Zuladung so stark gedämpft, dass das Aufschwingen der gesamten Struktur in der Resonanz deutlich geringer ausfiel. Die Abbildung des Schwingverhaltens in der *fixed only* Beladungsvariation mit einer Angabe der Ofenschnittstellenkräfte ist dementsprechend

als ein kritischer Lastfall für eine ausreichende Dimensionierung der Ofenschnittstellen notwendig.

Für die Abschätzung des globalen Schwingverhaltens und lokalen Verstärkungen sind weiterhin die Beschleunigungen an relevanten Punkten der Galley wichtig. Damit werden Kraft und Beschleunigung als die konsistent zu verwendenden Ergebnis- und Kopplungsgrößen festgelegt.

Die Quantifizierung der Genauigkeitsanforderungen erfolgt wie beim Demonstrationsbeispiel in Kapitel 5.2 zu ca. +/-10% auf Frequenzangabe und Höhe der resultierenden Schnittstellenkräfte zwischen Berechnung und Testergebnis

### Paarung der modularen Produktstruktur mit Substrukturen

Eine produktstrategisch überarbeitete Modularisierung von Galleys wird umfassend in [Jon09] und [Jon14] vorgestellt. Da die vorliegenden Testdaten der existierenden Galley als Benchmark herangezogen werden, muss im Folgenden allerdings davon abweichend die Aufteilung der Galley als existierendes Produkt für die Substrukturierung zu Grunde gelegt werden. Die leere Galley wird im Folgenden als eine integrale Substruktur angesehen, da die Zerlegung der Galley entlang der Trennfugen (Splitlines) zur turgängigen Montage für das folgende Beispiel nicht von Belang ist. Betrachtet man die untersuchten Versuchsvariationen des Galley-Tests (siehe Kapitel 4.3), so lassen sich folgende Substrukturen identifizieren, welche unter Modularisierungsaspekten eine deutlich stärkere innere Kopplung aufweisen als eine externe (siehe dazu auch Kapitel 3.2.3):

- tragende Galleystruktur
- Öfen (im Test durch voll beladene Ofen-Dummies dargestellt)
- Getränkezubereiter

Die betrachteten Substrukturen sind in Bild 95 schematisch dargestellt.

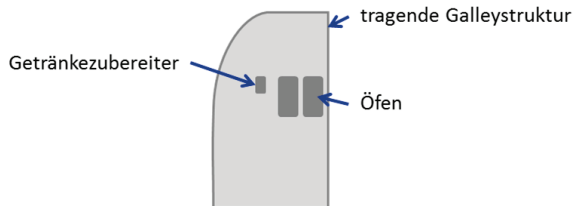


Bild 95: Zu koppelnde Substrukturen der G2-Galley in der Beladungsvariation *fixed only*

Für die weitere Beladung der Galley können noch die im Test voll beladenen Substrukturen Standard Units und Trolleys als eigenständige Substrukturen mit einer aus Sicht der Modularisierung starken Schnittstellenentkopplung hinzugefügt werden.

### Detaillierung der Systemgrenzen

Da die für den schnellen Ein- und Ausbau entwickelten Öfen und der Getränkezubereiter bereits recht einfache Schnittstellen und klare Systemgrenzen aufweisen, ist die detaillierte Zuordnung bis auf Einzelteilebene hier sehr eindeutig. Die einzigen Teile mit nicht sofort ersichtlicher Zuordnung sind die zwei Schrauben, welche jeden Ofen an seiner Vorderseite mit

der Galley verbinden. Die Zuordnung der Schrauben zu einer der Substrukturen Galley oder Ofen macht für das Ergebnis auf Grund der geringen Masse keinen Unterschied; sie werden im folgenden Beispiel den Öfen zugeordnet.

### Detailierung der Schnittstellen

Die Modellierungsart der Schnittstelle zwischen Galley-Struktur und Getränkezubereiter hat auf Grund der vergleichbar kleinen Kontaktfläche und geringen Masse des Getränkezubereiters von 7 kg in seiner integralen Bauweise ohne nennenswerte lose Massen keinen relevanten Einfluss auf das Schwingverhalten und kann daher als Ein-Punkt-Anbindung vereinfacht dargestellt werden. Eine FEM-Sensitivitätsanalyse zeigte keinen nennenswerten Einfluss bei detaillierter Modellierung.

Die Schnittstelle zwischen der Galley-Struktur und den beiden Ofen-Dummies muss hohe Kräfte an jeweils vier lokalen Kräfteeinleitungspunkten mit zwei Schrauben an der Vorderseite und zwei Steckverbindern an der Rückseite übertragen, siehe Bild 96.

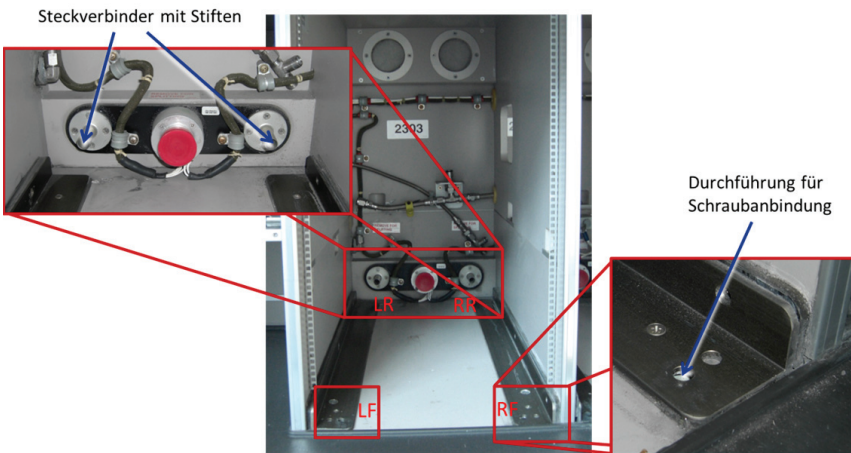


Bild 96: Übersicht der Ofenanbindung

Weiterhin wird durch den erhöhten Schwerpunkt der Öfen ein Biegemoment durch phasenverschobene vertikale Kontaktkräfte an den Schnittstellen in die Galley-Struktur übertragen, weswegen eine lokale Auflösung der Schnittstelle in vier Kontaktstellen je Ofen sinnvoll ist. Je Schnittstelle werden weiterhin alle drei translatorischen Richtungen aufgelöst. Durch die Aufteilung auf vier Kontaktpunkte ist bei der an der Schnittstelle lokal relativ nachgiebigen Galleystruktur keine nennenswerte Biegemomentübertragung bezogen auf die einzelnen Kontaktpunkte zu erwarten und wird im Folgenden nicht weiter betrachtet. Ein Gesamtbiegemomenteintrag wird über die vier örtlich verteilten Schnittstellenpunkte mit ggf. entgegen gerichteten Schnittstellenkräften ermöglicht, siehe auch EMPC-Verfahren gemäß [Kle08b].

## Phase 2: Systemidentifikation jedes Moduls

Aus Sicht eines Herstellers von Kabineninterieur stellen die Öfen und der Getränkezubereiter Zukaufteile von Zulieferern dar. Eine detaillierte mechanische Analyse mit der Möglichkeit der Optimierung im eigenen Haus ist bei diesen Teilen nicht erforderlich, weswegen hier auf ein detailliertes FEM-Modell mit Versuchsvalidierung verzichtet wird.

Für die betrachteten Substrukturen werden die folgenden FRF-Quellen bestimmt:

### Getränkezubereiter

Die Modellierung erfolgt durch ein Schätzmodell mit idealisierter Punktmasse von 7,25 kg, da dieser ohne nennenswerte lose Massen (<2 kg Flüssigkeit) und einer integralen Bauweise allenfalls einen geringen Beitrag zum Schwingverhalten der Galley leistet.

### Ofen-Dummies

Wegen des Gewichts der voll beladenen Ofen-Dummies von jeweils 44,5 kg und zusammen 89 kg Masse gegenüber der leeren Galleystruktur mit 135 kg Masse tritt hier ein relevanter Einfluss auf. Die losen Beladungsmassen aus Flaschen und Papierblöcken können im Ofen-Dummy geringfügig rutschen, weswegen zumindest teilweise eine Auskopplung zu erwarten ist. Die Höhe der Auskopplung hängt dabei auch von der Beladungsdichte, den vorhandenen Leerräumen und der Anregungsamplitude ab. Da das reale Verhalten der Beladungsmassen nicht zuvor abgeschätzt werden kann, ist eine Bestimmung der Frequenzantwortfunktionen in einem Test unabdingbar. Die Versuche und die resultierenden FRFs sind in Kapitel 4.5 dargestellt. Da ein nicht-lineares Verhalten der Ofen-Dummies mit Beladung hinsichtlich des Anregungsniveaus vorliegt, wurden FRFs für unterschiedliche Arbeitspunkte in den translatorischen Achsen verwendet. So wurde gemäß der im gekoppelten System auftretenden Anregungsbeschleunigungen ein Arbeitspunkt von 3 g in Y-Richtung und von 1 g in X- und Z-Richtung verwendet. Die Arbeitspunkte der linearen FRFs liegen damit in der Nähe der tatsächlich auftretenden lokalen Beschleunigungen. Die für die Betrachtung der globalen Mode der Galley unter Y-Anregung relevanten FRFs sind zusammengefasst in Bild 97 dargestellt.

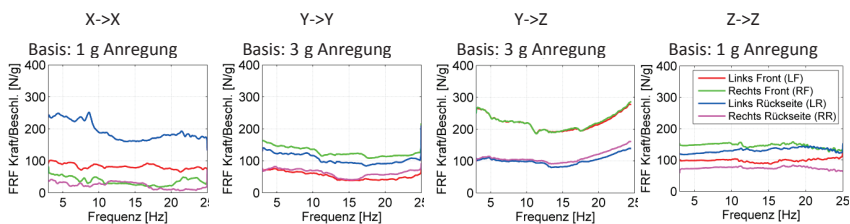


Bild 97: Relevante Frequenzantwortfunktionen zur Beschreibung des Ofen-Dummies

### Galleystruktur

Die Galley wird von entsprechenden Monumentherstellern im eigenen Haus entwickelt. Da für eine Leichtbauentwicklung mit dem Ziel der Gewichtsoptimierung gerade beim Einsatz von faserverstärkten Kunststoffen in Sandwichbauweise eine detaillierte mechanische Analyse unverzichtbar ist (vgl. [Sch05]), wird die Galleystruktur im Folgenden in einem FEM-Modell abgebildet. Hieraus werden die notwendigen FRFs generiert, siehe Bild 98. Das Gal-

ley-Modell wurde gemeinsam am Institut PKT auf Basis eines ursprünglichen Modells des Herstellers erstellt und an Hand der Parameteridentifikation aus Kapitel 4.3 überarbeitet. Eine nähere Beschreibung findet sich in [See14a].

Federelemente für die Abbildung der realen Anbindungssteifigkeit

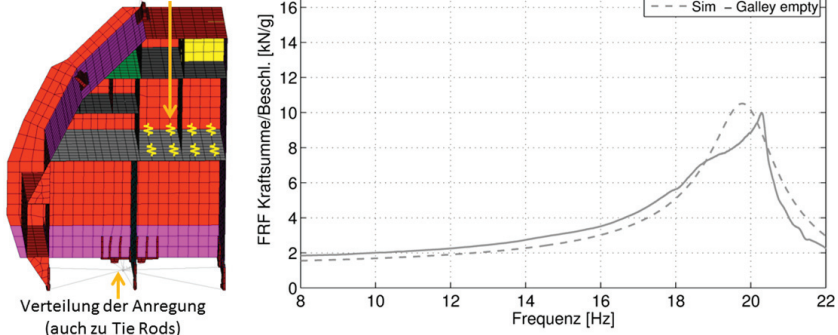


Bild 98: Leeres Galley-Modell mit Federelementen zur Abbildung der lokalen Anbindungssteifigkeit

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird auf das Modell der leeren Galley zurückgegriffen, welches mit lokalen Schnittstellensteifigkeiten der Ofenanbindung aus realen Messungen der Steifigkeit im Anbindungsbereich versehen ist, siehe Bild 98. So kann bei dem global modellierten FEM-Modell die korrekte lokale Nachgiebigkeit an den relevanten Offenbindungen abgebildet werden. Das Galley-Modell zeigt eine für ein lineares Modell gute Abbildung des globalen Schwingverhaltens der ersten Mode gegenüber den realen Testdaten.

### Phase 3: Modellsynthese

Die Vergleichsuntersuchung stellt der real getesteten G2-Variante in der Beladungsvariation *fixed only* das hybride Berechnungsmodell bestehend aus der Galley-Struktur (FRFs aus FEM-Modell), zwei Ofen-Dummies (FRFs aus Test) und einem Getränkezubereiter (FRFs aus Schätzmodell) gegenüber, siehe Bild 99.

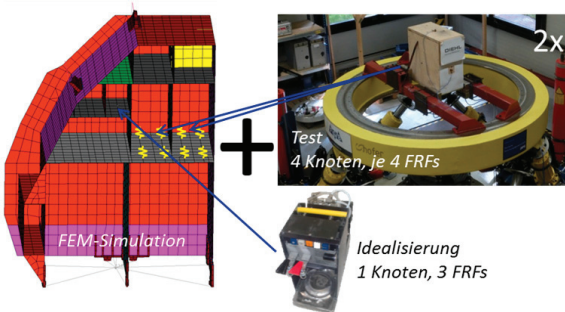


Bild 99: Hybrides Berechnungsmodell für G2-Galley *fixed only*

Das Schwingverhalten der zur Validierung des Ansatzes herangezogenen G2-Variante in der Beladungsvariation *fixed only* wird im folgenden Vergleich durch eine charakteristische Kenngröße über der Frequenz abgebildet. Dazu wird - wie in der gängigen Fachliteratur üblich - die dynamische Masse als Frequenzantwortfunktion von Kraftantwort über der Beschleunigungsanregung betrachtet. Die dynamische Masse ist für die konstruktive Auslegung von großem Interesse, weil damit die resultierenden Schnittstellenkräfte je nach Anregungshöhe bekannt sind. Um im Fall der G2-Galley nicht alle neun Kurven der einzelnen Galley-Anbindung pro Freiheitsgrad vergleichen zu müssen, werden für die Darstellung in jeder translatorischen Richtung alle Schnittstellenkräfte in einer Kraftsumme aller Schnittstellen zusammengefasst. Das Ergebnis der Modellsynthese mit der Kopplung des Schwingverhaltens aller betrachteten Substrukturen ist in Bild 100 dargestellt.

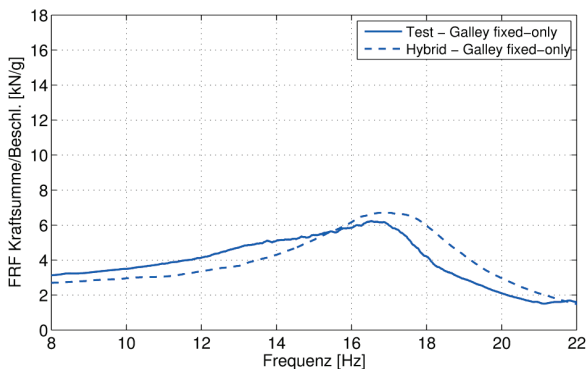


Bild 100: Vergleich des hybriden Simulationsmodells mit dem realen Test der G2-Galley *fixed only*

Das Ergebnis des hybriden Modells der Beladungsvariationen *fixed only* ist blau dargestellt, wobei der Test als durchgezogene und die Berechnung als gestrichelte Linie abgebildet wird. Mit einer nur geringen Frequenzabweichung von ca. 1 Hz und einer Differenz von ca. 8% in der Peakhöhe zeigt das hybride Modell (gestrichelt dargestellt) eine gute Übereinstimmung mit dem realen Schwingverhalten der aus vielen schwingenden Einzelteilen zusammengesetzten Galley.

Um die Ergebnisgüte des hybriden Berechnungsmodells aus dem vorgestellten Ansatz mit einer Berechnung nach dem gegenwertigen Stand der Technik zu vergleichen, wird es weiterhin noch das Verhalten eines nach Industriestandards aufgebauten FE-Modells verglichen. Dazu wird das am Institut PKT weiterentwickelte Galley-Modell des Herstellers für die leere Galley verwendet und mit der gängigen vereinfachenden Abbildung der Öfen und des Getränkezubereiters durch idealisierte Punktmassen in die Beladungsvariation *fixed only* gemäß des Standes der Technik überführt, siehe Bild 101. Die Ofenpunktmassen (dargestellt durch CONM2-Elemente) werden durch kraftverteilende Rigid Body Elements (RBE3) an die Galleystruktur angebinden. Zwischen RBE3 und Galleystruktur werden die aus Messungen bestimmten lokalen Anbindungssteifigkeiten identisch zum oben vorgestellten Modell der leeren Galley durch CBUSH-Elemente abgebildet.

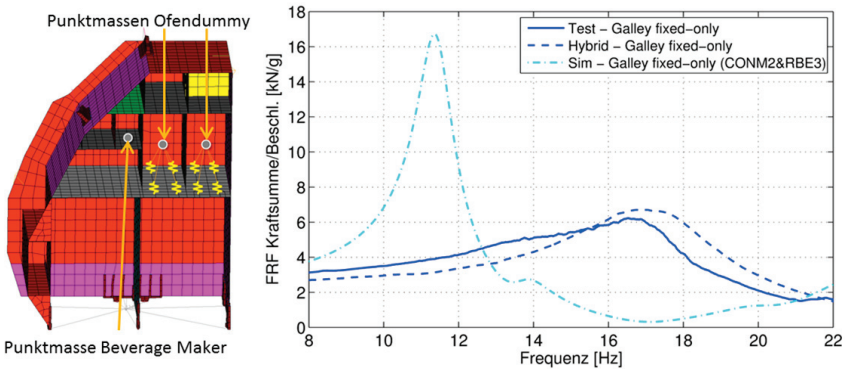


Bild 101: Vergleich mit Modellierung durch CONM2-Punktmassen an RBEs (Stand der Technik)

Die Berücksichtigung der lokalen Anbindungssteifigkeiten der Öfen ist zwar in der Industrie nicht immer üblich, sei hier aber zur besseren Vergleichbarkeit ebenfalls hinzugezogen. Damit gleicht das Galley-Modell der klassischen Simulation bis auf die vereinfachte Abbildung der Öfen und des Getränkezubereiters dem der hybriden Berechnung, welches an den CBUSH-Elementen direkt die FRFs der eingebauten Substrukturen einkoppelt.

Das hybride Berechnungsmodell mit Kopplung der FRFs der dynamischen Substrukturen zeigt eine deutlich bessere Übereinstimmung als das in klassischer FE-Modellierung erstellte Simulationsmodell mit Punktmassen (als hellblaue Strich-Punkt-Linie dargestellt). Es weicht sowohl in Kräftehöhe, wie auch in der Frequenz erheblich ab und scheint für eine zuverlässige Leichtbau-Auslegung im vorliegenden Fall ungeeignet. Zwar kann ein klassisches FEM-Modell durch weitere Optimierungen ebenfalls eine gute Übereinstimmung erzielen, allerdings ist dazu ein Parameter-Tuning mit Anpassung an die realen Messdaten notwendig, wie in [See14a] dargestellt. Die so per *Reverse Engineering* bestimmten Ersatzparameter zu Massen- und Steifigkeitsverhältnissen lassen aber keine Prognose einer unbekanntenen Variante oder Beladungsvariation zu, da hier andere Parameterwerte aus einer neuen Parameteroptimierung verwendet werden müssen. Die Möglichkeit der Berechnung vieler Varianten ist damit durch den Test und Modellierungsaufwand stark eingeschränkt. Auch die globale Dämpfung der neuen Variante oder Beladungsvariation muss aus einem Test in das Modell übernommen werden. Dies ist bei dem hybriden Modellierungsansatz mit frequenzbasierter Kopplung nicht notwendig, da die Dämpfungsbeiträge bereits inhärent in den FRFs der Substrukturen enthalten sind. Das Berechnungsergebnis des neuen Ansatzes bildet das reale Verhalten mit einer nur geringfügigen Abweichung ab (siehe auch weiterhin Kapitel 6.3) und kann für eine weitere Auslegung gut genutzt werden.

## 6.2 Beispielhafte Umsetzung in die Detailauslegung und Konstruktion

Für das in Kapitel 6.1 dargestellte Validierungsbeispiel wird im Folgenden der Nutzen für die Auslegung und konstruktive Überarbeitung dargestellt.

Mit dem Hybridmodell können auch die Kräfte an den Ofenanbindungen berechnet werden. Diese Kräfte treten damit an einer Schnittstelle der Substrukturen innerhalb des Gesamtsys-

tems auf. Dies geschieht über die Berechnung der Frequenzantwortfunktionen von resultierender Kraft in den einzelnen Ofenanbindungen bezogen auf die Beschleunigungsanregung der gesamten Galley. Damit wird - je nach anliegender Anregung des Lastfalls - für die Galley eine entsprechende Schnittstellenkraft am Ofen berechnet. Da die Lastfälle beim Windmilling-Fall je nach Position der Galley und jeweiliger Flugphase stark variieren, sei hier exemplarisch der realistische Fall bei 1 g Anregung in der Resonanz der Galley von ca. 16 Hz betrachtet. Des Weiteren wird dabei nur die Y-Anregung betrachtet, da in den anderen Raumrichtungen keine Galley-Resonanzen im relevanten Frequenzbereich liegen und entsprechend kein für die Auslegung relevantes Aufschwingen auftritt.

Für die einzelnen Raumrichtungen aufgeteilt ergeben sich damit die folgenden FRFs für die Ofenanbindungspunkte des linken Ofens, siehe Bild 102.

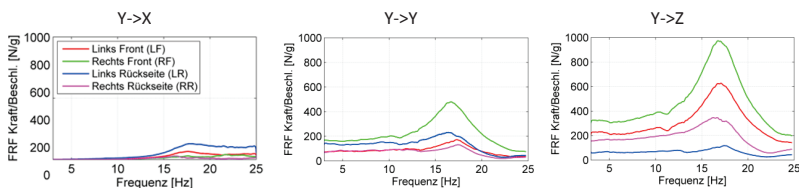


Bild 102: Schnittstellenkräfte der Ofenanbindung in Abhängigkeit der Frequenz und Anregung

Entsprechend ergeben sich für die vordere rechte Anbindung bei 1 g Anregung die maximalen Kraftanteile von ca. X: +/-100 N, Y: +/-500 N und Z: +/-1000 N. Hieraus resultiert eine Kraftsumme von insgesamt ca. 1100 N. Dieser Kraftvektor muss für die gesamte Zeit der Anregung in der Galley-Resonanz ertragen werden. Bei 16 Hz Anregungsfrequenz, was für die meisten Triebwerke ungefähr der Frequenzobergrenze im Windmilling-Lastfall entspricht, ergeben sich 57.600 Zyklen pro Stunde Flugzeit.

Da die Anzahl der Lastzyklen in der realen Messung für das Nachvollziehen der Auslegungsreserve der Schnittstellenverbindung von Interesse ist, wird diese für die durchgeführten Messläufe ebenfalls berechnet. Für die in Anhang B5 aufgeführten Versuche der Galley zur Bestimmung von Resonanzverläufen sind inklusive Vorversuchen und Iterationsläufen ca. 150 Frequenzgänge zwischen 3 - 25 Hz mit jeweils 3750 Zyklen durchlaufen worden, womit eine Gesamtzyklenanzahl von ca.  $6 \times 10^6$  über den gesamten Frequenzbereich von 3 - 25 Hz in den Versuchen vorlag.

Im Folgenden wird für die ermittelte Schraubenanbindung mit der höchsten Last eine Schraubenauslegung durchgeführt, da sich die Schrauben im Versuch mehrfach gelöst haben. Für das Auslegungsbeispiel wird im Folgenden die verwendete 1/4" Schraube nach amerikanischem Boeing-Standard BAC B30-LU4 in der Festigkeitsklasse von 160 KSI unter der berechneten Beanspruchung im Resonanzfall betrachtet. Zur Berechnung der Schraubverbindung wird auf das Datenbank- und Berechnungswerkzeug MDESIGN 2010 zurückgegriffen. Die dort implementierte Schraubverbindung wird nach VDI-Richtlinie 2230 [Vdi03] durchgeführt. Die Berechnung gemäß VDI 2230 unter Nutzung der üblichen vereinfachenden Annahmen ergibt eine ausreichend hohe Sicherheit gegen Ermüdung der Schwingbelastung.

Dies deckt sich mit dem Verhalten im realen Versuch, bei dem bei ca.  $6 \times 10^6$  Lastzyklen kein Ermüdungsversagen der Anbindung auftrat.

Allerdings wird die notwendige Sicherheit gegen Gleiten in der Berechnung deutlich unterschritten. Sogar bei dem maximal möglichen Anziehungsmoment von 34 Nm (bei plastischem Materialverhalten) an Stelle der empfohlenen 24 Nm wird die üblicherweise geforderte Sicherheit gegen Gleiten klar unterschritten. Je nach Annahme der Randbedingungen, wie des Anzugsmoments, liegt der Sicherheitsfaktor hier zwischen 0,4 und 1,1. Gefordert wird typischerweise ein Faktor von 1,8. Da neben dem in der Schraubenauslegung nach VDI 2230 berechneten elastischen Setzen auch ein plastischer Setzvorgang in der Verbindungsstelle hinzukommen kann, ist das Auftreten von Gleiten sehr wahrscheinlich. Ein Gleiten in der Trennfuge ermöglicht ein Lösen der Schraube durch zahlreiche kleine Drehbewegungen des Ofendummies bei einer anhaltenden zyklischen Belastung, vergleiche [Hae15]. Dieses Berechnungsergebnis deckt sich mit dem im realen Test beobachteten Verhalten, bei dem die verwendeten Schrauben zwar nicht unter Ermüdung gebrochen sind, sich aber trotz Verwendung von Schraubensicherungsack mehrfach gelöst haben.

Hier empfiehlt sich für eine sichere Auslegung die Wahl einer Schraubverbindung mit größerem Schraubendurchmesser. Eine entsprechend größer gewählte 5/16"-Schraube in der 160 KSI-Festigkeitsklasse reicht laut VDI 2230 Schraubenauslegung unter den gewählten Einbaubedingungen bereits aus, wenn diese mit einem erhöhten, aber noch zulässigen Anziehungsmoment von 74 Nm angezogen wird. Dabei tritt kein plastisches Materialverhalten durch eine zu hohe Montagevorspannung auf. Der Sicherheitsfaktor gegen Gleiten liegt bei 2,1.

### Weiterführende Vorgehensweisen zur Auslegung

Für eine weitere ermüdungsgerechte Auslegung unter Leichtbauaspekten wird insbesondere auf die Fachliteratur wie [Kle13]<sup>1</sup> und [Wie07]<sup>2</sup> hingewiesen.

Reichen die dort präsentierten analytischen Auslegungsmethoden nicht aus, so kann auf eine detaillierte mechanische Analyse mit FEM-Simulation zurückgegriffen werden. Als methodisches Rahmenwerk für eine Auslegung von sicherheitskritischen Strukturen mit FEM-Methoden kann beispielsweise auf SAFESA (SAFE Structural Analysis) nach MORRIS zurückgegriffen werden. Die Methode beschreibt die zuverlässige Zertifizierung und Qualifizierung mit Hilfe von FEM-Rechnungen im Zusammenhang mit Tests [Mor08, Mor96].

Zur Auslegung robuster Modulschnittstellen kann auf Topologieoptimierungen und parametrische FEM-Modelle zurückgegriffen werden, wie in [Bla00] beschrieben. Die dazu notwendigen Schnittstellenlasten sind aus dem in Kapitel 5 entwickelten Ansatz zu ermitteln. Ebenso kann eine Rückführung der Ergebnisse in den allgemeinen modularen Leichtbauansatz nach GUMPINGER im Rahmen einer weiteren Iterationsschleife der Phase *Anpassung der Dimensionierung* durchgeführt werden, siehe [Gum15].

Eine detaillierte Betrachtung und Vorhersage des Versagens von Sandwichstrukturen an den relevanten Lasteinleitungen wird in [See14c] mit Hilfe einer FEM-Analyse vorgestellt.

---

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere Kapitel 24

<sup>2</sup> siehe dort insbesondere Kapitel 2-7

### 6.3 Betrachtung der Aussagegenauigkeit

Eine reale Messung ist immer mit einer Messabweichung (früher: Messfehler) zwischen dem unbekanntem *wahren Wert* und dem *ausgegebenen Messwert* behaftet, siehe auch DIN 1319-1 [Din95]. Diese Definition der Messabweichung über die Differenz zwischen dem ausgegebenen Messwert und dem wahren Wert wird im Folgenden ebenso analog für Berechnungsergebnisse aus der Simulation verwendet.

In Ermangelung besserer Kenntnis setzt man typischerweise an Stelle des unbekanntem wahren Wertes den geschätzten, sogenannten *richtigen Wert*. Weiterhin nimmt man an, dass die Abweichung zwischen wahren und richtigem Wert vernachlässigbar ist.

Eine detaillierte Beschreibung von Fehlereinflüssen und deren Einfluss auf das Ergebnis bei einer Betrachtung von Genauigkeitsklassen, Vergleichsmessungen und Unsicherheitsmodellen aus der Literatur ist in Anhang B2 vorgestellt. Weiterhin werden in Anhang B3 allgemeine, erweiterte Messunsicherheiten bei einem Konfidenzintervall von 95% (Überdeckungsfaktor  $k=2$ ) für die gesamte Messkette aufgeführt, welche allerdings zu Vergleichszwecken der Sensoren auf einer hundertprozentigen Auslastung über den gesamten theoretischen Einsatzbereich und Worst-Case-Störeinflüssen beruhen. Sie bilden nicht den realen Messzustand mit einer deutlich geringeren Auslastung ab und werden hier nicht weiter betrachtet.

Im Folgenden wird stattdessen die Abschätzung der Messabweichung aus einem Vergleich von bekannten Massenträgheiten und deren Abbildung in der realen Messung betrachtet. Eine solche Abschätzung ist auch weniger grob als beispielsweise die häufig angegebene Genauigkeitsklasse. Diese basiert zur möglichst universellen konservativen Abschätzung auf ungünstigeren Annahmen als in den vorliegenden Messungen zutreffend, wie etwa eine hohe Sensordrift über einen längeren Zeitraum als die durchgeführten Messungen. Der Vergleich von Massenträgheiten mit der dynamischen Masse bei der untersten Anregungsfrequenz von 3 Hz ist auch deshalb für eine konservative Abschätzung geeignet, da die aus konstruktiver Sicht interessanten Kräfte im Resonanzfall deutlich höher sind als am unteren Frequenzbandende. Dadurch steigen die Ausnutzung des Messbereichs der Kraftsensoren und damit auch deren Messgenauigkeit, welche bei voller Ausnutzung am größten ist. Eine solche Betrachtung schließt weiterhin die gesamte Messkette über Kraft-, Beschleunigungs- und verstärkende Messtechnik mit ein. Ebenso wird eine eventuell notwendige Entkopplung von steifen Anbindungsmassen mit betrachtet. Um dabei das nicht-lineare Kontaktverhalten von loser Beladung auszublenden, findet der Abgleich jeweils für den Messlauf der leeren Grundstruktur statt.

#### Gegenüberstellung von Mess- und Simulationsergebnissen mit Grenzabweichung

Da für die konstruktive Auslegung das Resonanzverhalten mit einem starken Aufschwingen der Struktur von Interesse ist, können für den Vergleich der berechneten Ergebnisse mit den realen Messwerten die Spitzenwertabweichung und die Abweichung der Frequenz dieser Spitze als Kennwerte definiert werden. In Kapitel 5.2 wurden für eine Worst-Case-Identifikation und anschließende Überarbeitung in der Auslegung eine Aussagequalität von  $\leq 10\%$  Spitzenwertabweichung und  $\leq 10\%$  Frequenzabweichung als Wunschziel definiert. Dies entspricht typischen Industrievorgaben in entsprechenden Messungen am Institut PKT im

Rahmen von Industrieprojekten, welche aber durch Modelle nach typischen Industriestandards nicht immer eingehalten werden können, wie in den Kapiteln 5 und 6.1 gezeigt.

Zum Vergleich sei weiterhin auf das in [Avi97] für die Windmilling-Analyse entwickelte Gesamtflugzeugmodell verwiesen, welches das Ziel von +/-10% für die meisten Resonanzen einhält, was dort für die Windmilling-Analyse als angemessen angesehen wird<sup>1</sup>.

Tabelle 18 zeigt, dass die mit dem vorgestellten Ansatz ermittelten Werte diesen Anforderungen genügen und somit gemäß der Fachliteratur als gute Übereinstimmung bezeichnet werden können, vgl. [Ewi00]<sup>2</sup>.

Weiterhin wird in Tabelle 18 die Grenzabweichung der Benchmarktests angegeben, um so die erwartbare Genauigkeit des Testergebnisses zu charakterisieren und die Berechnungsergebnisse in Relation dazu zu stellen. Die bekannte Grenzabweichung des Benchmarktests beschreibt die erwartete Genauigkeit des Benchmarktests auf Basis des Vergleiches der statischen Masse mit dem Verhalten am unteren Frequenzrand, also in Richtung des statischen Verhaltens. Dieses beträgt für alle Partition-Panel-Versuche 10 N bei 0,25 g Anregung und bei den Galley Versuchen 50 N pro Sensor bei 1 g Anregung in Y-Richtung.

Tabelle 18: Abweichung zwischen den Modellprognosen und dem Benchmark sowie Genauigkeit der Benchmarkmessung für die gemessene Kraftantwort

	<b>Lastfall</b>	<b>bekannte Grenz- abweichung der Benchmarktests</b>	<b>Abweichung Hybrid-Modell zu Benchmarktest</b>	<b>Abweichung Punktmassen- Modell zu Benchmarktest</b>
Partition Panel, LPO (Modell: Kapitel 5.4)	X->X, 0,25 g	1,9% Peakhöhe ≤5% Frequenz	5,6% Peakhöhe 1,5% Frequenz	14,6% Peakhöhe 3,0% Frequenz
Partition Panel, LP1 (Modell: Kapitel 5.4)	X->X, 0,25 g	5,7% Peakhöhe ≤5% Frequenz	10% Peakhöhe 0,1% Frequenz	254% Peakhöhe 3,6% Frequenz
Galley fixed only (Modell: Kapitel 6.1)	Y->Y, 1 g	5,6% Peakhöhe ≤5% Frequenz	8,1% Peakhöhe 2,5% Frequenz	170% Peakhöhe 31,0% Frequenz

Wie Tabelle 18 zeigt, ist die Grenzabweichung der Messung ähnlich hoch wie die Abweichung des Berechnungsmodells zum realen Benchmarktest. Das hybride Modell mit varian tengerechter Substrukturierung erzielt damit eine vergleichbare Aussagenqualität. Betrachtet wird die dynamische Masse an den Schnittstellen mit der Kraftantwort auf eine Beschleunigungsanregung als auslegungsrelevantes Ergebnis.

Eine Vereinfachung des Schwingverhaltens gemäß dem aktuellen Stand der Technik zum Nachweis bei Kabineninterieur mit konzentrierten Punktmassen ohne frequenzabhängiges dynamisches Verhalten führt zu Abweichungen in der Peakhöhe von ca. 250% beim Partition Panel mit Literature Pocket und einem Magazin bzw. ca. 170% bei der fixed-only-Galley.

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere S. 7-2

<sup>2</sup> siehe dort S.426

Während diese Modellierung bei kleinen, steif fixierten Einzelmassen noch akzeptabel sein kann, ist eine Abbildung von schwingenden Einschüben, Einbauten und Anbauteilen mit einfachen Punktmassen für eine Auslegung nicht mehr geeignet.

Fazit: Der vorgestellte hybride Ansatz mit einer dynamischen Substrukturierung auf Basis einer modularen Produktstruktur unterstützt die Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen unter stationärer dynamischer Belastung mit einer Aussagegenauigkeit im Bereich der messtechnischen Grenzabweichung und erzielt dabei deutlich bessere Ergebnisse als eine generelle Vereinfachung mit Punktmassen.

## 6.4 Zum Nutzen des methodischen Ansatzes

Der wesentliche Vorteil des vorgestellten methodischen Ansatzes zur Auslegung varianter Leichtbaustrukturen unter dynamischen Lasten ergibt sich aus den Vorzügen einer modularen Produktfamilie, vgl. [Kra14]. So muss weder jede Variante einzeln getestet werden, was sonst mit sehr hohem Testaufwand verbunden ist, noch muss für jede Variante eine eigenständige detaillierte FEM-Simulation erstellt werden, welche auch wieder mit Tests mit verifizierten Modellparameter und in abschließenden Validierungstests abgesichert werden muss. Stattdessen kommt der hybride Berechnungsansatz der dynamischen Substrukturierung mit der Berechnung oder dem Test weniger kleiner Module an Stelle ganzer Produktvarianten aus, wie in Bild 103 dargestellt. So lassen sich bereits auf Basis der in dieser Arbeit vorgestellten Versuchsergebnisse und Berechnungsmodelle nahezu beliebig viele weitere Varianten durch Veränderung der Position und Anzahl von Einschüben und Anbauteilen im zur Verfügung stehenden Bauraum einer Galley erzeugen. Bei Bedarf, insbesondere bei hohen Sicherheitsanforderungen wie in der Luftfahrt, kann noch ein Nachweistest für die zuvor per Berechnung identifizierte Worst-Case-Kombination erfolgen. Neben der deutlichen Reduktion der Testanzahl liegt ein weiterer Vorteil im deutlich besser handhabbaren Testumfang, wenn statt vollständiger Kabinenmonumente nur kleinere Module davon getestet werden. Auch in Industrieprojekten des Instituts PKT ist der Aufwand bei kleinen Substrukturtests häufig um eine Größenordnung geringer als bei vollständig zusammengesetztem Kabineninterieur.

Der Ansatz spart damit zeitlichen und finanziellen Aufwand und ermöglicht gleichzeitig durch präzisere Vorhersagen als bislang im Stand der Technik üblich eine bessere Auslegung der Strukturen, beispielsweise hinsichtlich der Leichtbauanforderungen in der Luftfahrt. Da beim Windmilling-Nachweis bislang zur Worst-Case-Identifizierung durch Simulation der Gesamtvarianten sehr ungenaue FEM-Modelle auf Basis von groben Schätzwerten zur Dämpfung akzeptiert werden, kann der vorgeschlagene Ansatz hier einen deutlichen Mehrwert an Sicherheit und Zeitvorteil bringen.

Gegenüber der Auslegung ohne Kenntnis der Dämpfung des schwingenden Systems wird durch die hybride Substrukturmodellierung eine detaillierte mechanische Analyse auf Substruktur- und Gesamtsystemebene ermöglicht. Damit muss bei Vibrationsproblemen nicht ausschließlich auf eine Versteifung der Struktur zurückgegriffen werden, sondern es können die in Kapitel 3.4.2 beschriebenen Maßnahmen der gezielten konstruktiven Veränderung, dem Einsatz von Dämpfern und der Erhöhung der Materialdämpfung eingesetzt werden.

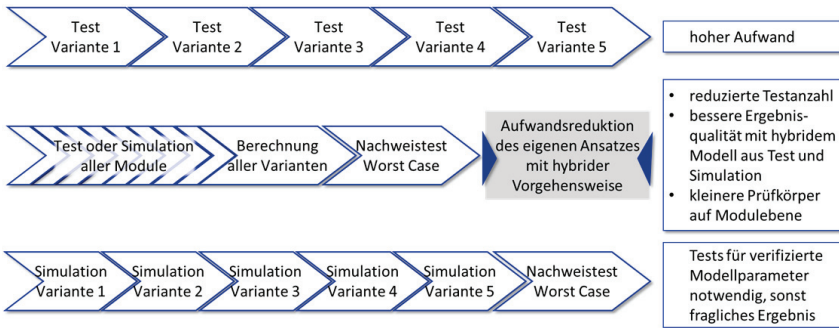


Bild 103: Vergleich der möglichen Vorgehensweisen bei der Auslegung varianter Produkte

Der Ansatz ermöglicht weiterhin die freie Wahl zwischen Test und Simulation bei der Erzeugung der Dynamikmodelle einzelner Module entsprechend der zu Grunde liegenden Anforderungen und Randbedingungen (Kapitel 5.3). Dies ist insbesondere hilfreich, wenn die vollständige Modellierung des Systems sehr aufwendig ist und sehr viele Modellparameter unbekannt sind, siehe dazu auch [Kle08a]. Im Beispiel wird hierzu in Kapitel 5.3.3 das Schlagen der Zeitschrift im Literature Pocket angeführt, welches schwierig zu modellieren ist, allerdings dort sehr großen Einfluss auf das Schwingverhalten hat.

Die Anwendung des vorgestellten Ansatzes stellt aber auch einige Voraussetzungen, die über die notwendige Kenntnis der Strukturodynamik für die Auslegung des dynamischen Verhaltens hinausgehen. So ist ein grundsätzliches Verständnis von variantengerechter Produktentwicklung und Modularisierung notwendig und es ist eine geeignete Modularisierung unter genereller Berücksichtigung der Anforderungen aus modularen Tests und Simulationen zuvor durchzuführen, siehe Kapitel 5.2.1 und 3.2.3. Weiterhin ist für die Auslegung einer modularen Produktfamilie eine konsistente und systematische Vorgehensweise über alle Varianten hinweg zwingend notwendig, insbesondere bei der Modellierung der Schnittstellen. Dies erfordert einen gewissen Anfangsaufwand beim Aufbau der notwendigen Kompetenzen. Allerdings stehen dem anfänglichen Mehraufwand des Kompetenzaufbaus die umfangreichen Vorteile der Aufwandssenkung bei Verwendung einer modularen Produktstruktur und die besser unterstützte Auslegung entgegen.

Möchte man die dynamische Substrukturierung auf Basis von Frequenzantwortfunktionen nicht nur für periodisch-stationäre, sondern auch für transiente Anregungen nutzen, so ist auch dies mit der dynamischen Substrukturierung möglich, da transiente Signale ebenfalls in den Frequenzbereich überführt werden können [Rix11]. Der vorgestellte Ansatz funktioniert ebenso beim *Impulse Based Substructuring* nach [Rix11], wurde in der vorliegenden Arbeit allerdings für das stationäre Schwingverhalten entwickelt und angewendet.

Der Mehrwert des vorgestellten Ansatzes gegenüber dem Stand der Technik ist in Tabelle 19 für die drei Aspekte Aussagegenauigkeit, Aufwand und Leitbaupotential zusammengefasst. Dabei wird insbesondere zu den unter Kapitel 3.4 dargestellten Auslegungsverfahren gemäß dem Stand der Wissenschaft und Technik Bezug genommen.

Tabelle 19: Mehrwert des vorgestellten Ansatzes gegenüber dem Stand der Technik

	<b>Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>entwickelter Ansatz</b>
<b>Aussagegenauigkeit</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Schnittstellenkraftberechnung bislang pauschal mit einem einzigen Verstärkungsfaktor für den Dämpfungseinfluss abgeschätzt</li> <li>• keine Produktvarianten oder Belastungsvariationen in Dämpfungswerten abgebildet</li> <li>• fragliche Ergebnisse bei FEM-Modellierung mit Punktmassen ohne Reverse Engineering.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ermittlung von frequenzabhängigen Schnittstellenkräften und Beschleunigungen</li> <li>• deutlich höhere Aussagenqualität im Bereich der realen messtechnischen Grenzabweichung</li> </ul>
<b>Auslegungsaufwand</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• FEM-Modellierung jeder Produktvariante und Parametervariation mit starken Vereinfachungen wegen fehlender Modellparameter und hoher Variantenvielfalt</li> <li>• Abgleich mit Kräften aus quasi-statischen Zugversuchen mit fraglicher Gültigkeit für dynamische Lastfälle</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• erhebliche Aufwandsreduktion bei der Modellierung von wenigen, kleinen Substrukturen an Stelle vieler vollständiger Produktvarianten - je nach Bedarf und Möglichkeiten in Simulation, Test oder Schätzmodell</li> <li>• Durchführung weniger, kleinerer Tests mit geringerem Aufwand</li> <li>• Wissensmanagement und Wiederverwendung der Erkenntnisse durch Datenbank möglich</li> </ul>
<b>Leichtbaupotential</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dämpfungsparameter häufig nicht bekannt</li> <li>• hohe Sicherheitszuschläge durch hohe Unsicherheiten</li> <li>• hohe Variantenvielfalt minimiert Zeitkontingent für Detailauslegung und Optimierung jeder Variante</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verringerung von unnötigen Sicherheitszuschlägen durch <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Einbindung von testbasierten Modellen bei schlecht modellierbaren Substrukturen,</li> <li>○ Berücksichtigung realistischer Parameter zum Schwingverhalten,</li> <li>○ generell besseres Verständnis des Schwingverhaltens bei einer detaillierten mechanischen Analyse.</li> </ul> </li> <li>• mehr Zeit für Optimierungsschleifen und eine zusätzliche Gewichtsreduktion durch schnelle Berechnung vieler Varianten und Variationen auf Basis von Kombination weniger Substrukturmodelle</li> </ul>

Die in Kapitel 5 vorgestellte Methode ist auch auf andere Betrachtungsebenen im Flugzeug oder gänzlich andere Anwendungsbereiche von Leichtbaustrukturen übertragbar. Die in Kapitel 4 beschriebenen Substrukturidentifikationen sind dabei vor dem zu betrachtenden Anwendungshintergrund und der zu betrachtenden Detailtiefe entsprechend der Empfehlungen in Kapitel 5 durchzuführen.

## 6.5 Einordnung in andere Arbeiten zum Themengebiet

Der vorgestellte Ansatz überführt eine modulare Produktstruktur von ihrer Erstellung nach BLEES [Ble11] in die Auslegung unter Schwingeregung. Wenn notwendig, kann der Ansatz mit einer statischen Leichtbauoptimierung nach GUMPINGER [Gum15] verbunden werden. Gerade die Visualisierung der Abhängigkeiten von Massenänderungen nach [Gum11a] eignet sich gut als Vorbereitung für die Auslegung des Schwingverhaltens. Die Ausgestaltung einer modularen Produktstruktur kann durch eine robuste Auslegung der Modulschnittstellen, wie sie etwa in [Bla00] vorgestellt wird, weiter unterstützt werden.

Generell ist auch ein Einbringen des berechneten Schwingverhaltens jeder Variante oder Auslegungsvariation in die modulare Leichtbau-Optimierung nach GUMPINGER als weitere Iterationsschleife in der Phase *Anpassung der Dimensionierung* möglich, auch wenn diese nur für statisch betrachtete Lasten entwickelt wurde. Allerdings kann dabei die Modulauslastung nur bei Substrukturmodellen auf Basis von FEM-Modellen berechnet werden. Da der Ansatz nach GUMPINGER sich eher auf eine weniger konkrete Ausgestaltungsebene als die der Schwingungsauslegung fokussiert, sind an Stelle von testbasierten Modellen der realen Substrukturen entsprechende Schätzmodelle zum erwarteten Schwingverhalten nach Kapitel 5.3.1 zu verwenden.

Da die direkte Einbindung über von Testdaten zu einem hybriden Berechnungsmodell bei GUMPINGER nicht vorgesehen ist, wird der Einsatz der beiden Ansätze primär sequentiell und getrennt für die unterschiedlichen Lastfälle der statischen Beschleunigungskraft bzw. einer Schwingeregung angesehen.

Wegen des Widerspruchs des Ansatzes nach SELLGREN zu gängigen Modularisierungskonzepten und der im vorliegenden Anwendungsfall nachteiligen Kopplungsberechnung mit der Component Mode Synthesis wird dieser hier nicht weiter verfolgt, siehe auch Kapitel 3.2.3 und 3.5.1. Das in Kapitel 5 eigenentwickelte Vorgehen hebt sich vom SELLGREN-Ansatz im Wesentlichen durch folgende Punkte ab:

- Verwendung einer auf Konzeptebene definierten modularen Produktstruktur über alle Produktlebensphasen, wie in der vorgestellten Literatur üblich
- Nutzung der frequenzbasierten Kopplung statt der Component Mode Synthesis, um auf die vereinfachende Parameterschätzung zum Transfer in lineare modale Schwingensysteme zu verzichten
- Ermöglichung einer Einbindung von Testdaten im Frequenzbereich bei Bedarf
- Unterstützung durch konkrete Entscheidungshilfen, Leitfäden und eine eigene umfangreiche Datenbasis von Versuchsergebnissen

Der von BLACKENFELDT und SELLGREN vor dem Hintergrund der Modularisierung in [Bla00] entwickelte Ansatz zur Vorauslegung robuster Modulschnittstellen ist mit dem in Kapitel 5 entwickelten Ansatz kompatibel. Allerdings sind die dort vorgestellten Maßnahmen, wie eine Topologieoptimierung und parametrische FEM-Modelle, heute ohnehin gängiger Bestandteil des Standes der Technik und der industriellen Praxis, weswegen nur kurz in Kapitel 6.2 darauf eingegangen wird.

Der generelle Ansatz zur Qualifizierung sicherheitskritischer Strukturen durch die Berechnung mit FEM-Simulationen (SAFESA) nach [Mor08] ermöglicht eine robuste Detailauslegung zum Ende der hier betrachteten Produktentwicklung. Dabei kann zur Detailauslegung von Substrukturen unter stationären dynamischen Lasten auf die im Rahmen einer modularen dynamischen Substrukturierung berechneten Schnittstellenkräfte zurückgegriffen werden. Insofern werden Auslegungsansätze auf Festigkeit dem hier entwickelten Ansatz nachgeschaltet, da diese auf die berechneten Zielgrößen unter stationären dynamischen Lasten zurückgreifen. Der Detaillierungsgrad der Auslegung ist gegebenenfalls noch weiter zu erhöhen, wenn die Reduktion auf ausgewählte Schnittstellenknoten nicht mehr ausreicht und beispielsweise Verbindungselemente wie Schrauben nach den einschlägigen Normen ausgelegt werden sollen, siehe auch Kapitel 6.2.

Auf Grund der vorhandenen Schnittstellen zu anderen Ansätzen aus dem Stand der Wissenschaft und Technik lässt sich der eigene Ansatz gut in eine entsprechende Auslegung integrieren.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Das angebotsseitige Bereitstellen einer von Kunden zunehmend geforderten Individualisierung der Produkte bedeutet für industrielle Hersteller eine zunehmende Anzahl an Produktvarianten im Produktprogramm. Gerade in der Luftfahrt ist die Entwicklung kundenspezifisch angepasster Varianten mit einem hohen Aufwand, unter anderem für die zahlreichen sicherheitsrelevanten Nachweise, verbunden. Bei Kabineninterieur ist die Varianz durch die häufige Variation des Kabinenlayouts und einer speziellen Flugroutenausrichtung so hoch, dass nur eine geringe Stückzahl pro Produktvariante produziert wird und der hohe Entwicklungsaufwand ohne geeignete Maßnahmen zur Beherrschung der Variantenvielfalt nicht über wirtschaftliche Skaleneffekte abgemildert werden kann. Dabei ist in der Auslegung unter periodischen dynamischen Lasten eine Vereinfachung auf einfache Ersatzmodelle zur Auswahl der später detailliert betrachteten Worst-Case-Kandidaten nicht wie bei einer statischen Auslegung möglich. Ohne eine Beherrschung der Variantenvielfalt in der dynamischen Auslegung muss jede Variante separat ausgelegt und getestet werden. Vor dem Hintergrund der heutigen knappen Zeitkontingente für die Entwicklung sowie des Fehlens von variantenspezifischen Modellparametern aus geeigneten Tests jeder Produktvariante müssen grobe Vereinfachungen zur Auslegung getroffen werden. Um dennoch die Sicherheitsstandards zu wahren und ein unerwartetes Versagen in ausgewählten Nachweistests zu vermeiden, muss bei dieser Grobauslegung in der Regel eine sehr hohe Überdimensionierung angewandt werden, welche den Leichtbauzielen in der Luftfahrt widerspricht.

Die in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Untersuchungen stellen die notwendigen Modelle zur Beschreibung des Schwingverhaltens von Flugzeugkabineninterieur aus Sandwichstrukturen und der wesentlichen Substrukturen ebenso zur Verfügung wie einen methodischen Ansatz zur Beherrschung einer hohen Variantenvielfalt in der dynamischen Auslegung. Dabei werden die Vorteile einer modularen Produktfamilie genutzt, indem die modulare Produktstruktur in entsprechende dynamische Substrukturen überführt wird. Die dynamischen Substrukturen werden dabei durch Tests, analytische Schätzmodelle oder detaillierte FEM-Modelle hinsichtlich ihres Schwingverhaltens in Frequenzantwortfunktionen beschrieben. Durch Kopplung dieser FRF-Modelle gemäß der vorliegenden modularen Produktstruktur zu vollständigen Produktvarianten kann das Schwingverhalten dieser zusammengesetzten Gesamtsysteme bestimmt werden, ohne dass vollständige Detailmodelle der Gesamtstruktur oder große Gesamtsystemtests notwendig sind.

In der vorliegenden Arbeit werden dazu zunächst in Kapitel 3 die notwendigen Grundlagen im Stand der Wissenschaft und Technik für die vier relevanten Themengebiete der Behandlung der Variantenvielfalt in der Auslegung, der betrachteten Leichtbau-Strukturdynamik,

der Auslegung von Kabineninterieur unter dynamischen Lasten und der dynamischen Substrukturierung vorgestellt.

In Kapitel 4 und der Fortführung in Anhang A werden die Versuche zur Untersuchung des Schwingverhaltens von zusammengesetzten Kabinenmonumenten wie Galleys, Doghouses und Partitions beschrieben. Ebenso wird das relevante Schwingverhalten für Substrukturen wie Öfen, Literature Pockets, Monitore und Baby Bassinets beschrieben. Dabei werden sowohl die zur Kopplung verwendeten FRF-Modelle im Frequenzbereich aus den Testdaten erzeugt wie auch allgemeine Parameter zur Beschreibung des Schwingverhaltens für allgemeine Berechnungsmodelle abgeleitet. Hier ist insbesondere die globale Dämpfung des Systems für eine Modellierung von Interesse, da diese für umfangreiche zusammengesetzte Strukturen wie Kabinenmonumenten bislang nicht in einer Synthese aus analytischen Einzelmodellen zum Dämpfungsverhalten des Gesamtsystems bestimmt werden kann.

Der methodische Ansatz zur Auslegung varianter Leichtbaustrukturen unter periodischen dynamischen Lasten mit seinen drei Phasen wird in Kapitel 5 an Hand einer vereinfachten Partition dargestellt. Dabei stellt die erste Phase der Modellvorbereitung die besonders wichtige Konsistenz der Substrukturmodelle sicher. Die aus einer geeigneten modularen Produktstruktur nach dem Integrierten PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien [Kra14] übernommenen Module müssen von der Konzeptebene für die Betrachtung in Simulation und Test weiter detailliert werden. Dabei findet insbesondere eine Detaillierung der Schnittstellen und Systemgrenzen statt, wobei das Elementmodell von Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen nach MATTHIESEN verwendet wird [Mat02].

Die zweite Phase des methodischen Ansatzes beschreibt die Systemidentifikation jeder dynamischen Substruktur und gibt wichtige Empfehlungen für qualitativ hochwertige Substrukturmodelle vor dem Anwendungshintergrund der betrachteten Leichtbaustrukturen. Generell können FRF-Modelle je nach Möglichkeiten des Anwenders, gewünschtem Detailfokus und vorhandenen Informationen in der konkreten Entwicklungsstufe aus analytischen Schätzmodellen, detaillierten FEM-Modellen oder Testdaten des realen Objekts gewonnen werden.

Die dritte Phase des methodischen Ansatzes beschreibt die Berechnung des Schwingverhaltens des entsprechend der modularen Produktstruktur zusammengesetzten Gesamtsystems einer Produktvariante mit Hilfe einer frequenzbasierten Kopplung, wie sie RIXEN und andere ausgearbeitet haben [Kle08a]. In der dritten Phase liegt ein besonderes Augenmerk auf der Erzeugung einer hohen Vielfalt an Produktvarianten durch die Kombination weniger Module. Zusätzlich können auslegungsinterne Parametervariationen beispielsweise hinsichtlich des verwendeten Materials oder der betrachteten Beladung der Struktur berechnet werden. Die Berechnungsergebnisse eignen sich unter anderem zur Identifizierung der Worst-Case-Kombination aus Lastfall, Geometrie und Material, welche anschließend in einer detaillierten mechanischen Analyse ausgelegt werden.

Kapitel 5 schließt mit einer Beschreibung der zur Unterstützung der teilautomatisierten Ausführung des methodischen Ansatzes entwickelten Software ab.

In Kapitel 6 erfolgt eine Evaluierung des vorgestellten Ansatzes an Hand des Validierungsbeispiels einer realen Galley. Das berechnete Schwingverhalten wird dabei auch in einer bei-

spielhaften Auslegung der kritischen Schnittstellenkomponente weiter ausgeführt. Zusätzlich erfolgt eine Betrachtung der Aussagengenauigkeit mit einem Vergleich der Abweichung zwischen hybridem Berechnungsmodell und Realversuch sowie der Betrachtung der Genauigkeit der Messwerte über die Bestimmung einer Grenzabweichung in Vergleichssituationen. Dabei zeigt sich, dass die Abweichungen zwischen dem entsprechend des methodischen Ansatzes erstellten Modell und den realen Vergleichstests in ähnlicher Höhe wie die Grenzabweichung der Testergebnisse selbst liegen. Die Modellabweichungen von weniger als 10% stellen eine signifikante Verbesserung gegenüber den entsprechend gängiger Vereinfachungen mit Punktmassen erstellten FEM-Modellen dar, welche in den vorgestellten Beispielen für eine Auslegung ungeeignet hohe Abweichungen von teilweise deutlich über 100% aufweisen. Abschließend folgt eine Einordnung in bestehende Ansätze aus der Literatur.

Zusammenfassend lässt sich eine entscheidende Unterstützung des vorgestellten methodischen Ansatzes mit den ermittelten FRF-Modellen für die Auslegung von variantem Kabineninterieur und periodischen dynamischen Lasten feststellen. Mit dem Ansatz kann eine signifikante Erhöhung der Vorhersagegenauigkeit, insbesondere bei einer hohen Variantenvielfalt, bei gleichzeitiger Reduktion der Testanzahl und Prüfkörpergröße erzielt werden. Die in den umfangreichen Versuchen ermittelten Beschreibungen des Schwingverhaltens der Gesamtsysteme und Substrukturen bieten auch über die Verwendung im beschriebenen Ansatz hinaus eine wesentliche Unterstützung der Auslegung der betreffenden Strukturen. So können beispielsweise die für die Auslegung relevanten Schnittstellenkräfte an Hand der Frequenzantwortfunktionen für die vorliegenden Anregungen aus den Auswertungsdiagrammen entnommen und etwa in Festigkeitsrechnungen übernommen werden.

### **Ausblick**

Die Auswertung der umfangreichen Datenbasis aus den Versuchen der Gesamtsysteme und Substrukturen zeigt ein vielfältiges weiteres Erkenntnispotential auf. Eine Analyse der Dämpfungsbeiträge von Schnittstellen und Beladung wird durch RASMUSSEN untersucht [Ras13]. Der vorgestellte Ansatz ermittelt bei einer hohen Variantenvielfalt auslegungsrelevante Schnittstellenkräfte sowie Beschleunigungen an wichtigen Punkten und stellt diese für eine detaillierte Auslegung zur Verfügung. In weiteren aktuellen Forschungsarbeiten am Institut, wie in [See14c] beschrieben, wird die lokale Krafteinleitung in Sandwichmaterialien auf Meso- und Makroebene detailliert modelliert. Damit kann das nicht-lineare Versagensverhalten in Deckschichten und Kern präzise vorhergesagt und für eine angepasste Leichtbauauslegung berücksichtigt werden.

Für eine Optimierung der strukturellen Dämpfung von Sandwich-Leichtbaustrukturen wird derzeit ein Forschungsprojekt des Instituts PKT in Kooperation mit dem Laboratory of Composite Materials and Adaptive Structures um Prof. Ermanni an der ETH Zürich ausgearbeitet. Die in Kapitel 2.1.1 vorgestellte Auswertung von Anregungen von Flugzeugkabineninterieur bei Standardflugsituationen für eine Auslegung unter Komfortaspekten wird am Institut PKT weiter verfolgt. Die Überführung der Erkenntnisse zur Windmilling-Auslegung aus den Arbeiten am Institut PKT in überarbeitete Nachweise ist weiterhin ein wichtiges Thema in laufenden Forschungsprojekten zusammen mit Kooperationspartnern der Luftfahrtindustrie.



# Anhang A – weitere Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Kabineninterieur

## A1 Gesamtstrukturidentifikation an einem Doghouse

Ein Doghouse ist ein vergleichsweise einfach aufgebautes Kabinenmonument. Ein solches Staufach befinden sich hinter der letzten Sitzreihe und nutzen den im Fußraum verfügbaren Platz unterhalb der Rückenlehne aus. Sie sind typischerweise aus den in Kapitel 4.1 beschriebenen Sandwichplatten aufgebaut. Üblicherweise sind Doghouses unten auf den Sitzschienen befestigt, sie können zusätzlich über eine seitliche Verschraubung mit dahinter stehenden Galleys oder Partitions verfügen.

Um Dämpfungsparameter für eine simulative Abschätzung der ersten globalen Schwingungsmoden zu erhalten, wurden entsprechende Parameteridentifikationstests mit einem Doghouse des Kabineninterieurherstellers Diehl Service Modules GmbH (heute: Diehl Comfort Modules GmbH) gefahren. Das untersuchte A380-Doghouse vom Typ 113385A misst 860x508x203 mm (BxHxT), siehe Bild A.1. Das Leergewicht beträgt 9,5 kg. Das Doghouse besitzt eine seitliche Montageöffnung und die Schublade ist auf Teleskopschienen ausziehbar. Die Waben haben eine W-Ausrichtung in Hochachse. Die Rundungen wurden durch eine Schlitzung auf der Innenseite erzielt, die mit Füllmasse verfüllt und wieder mit einer Tragschicht versehen wird. Das verwendete Sandwichmaterial entspricht dem in Kapitel 4.1 untersuchten Material der Versuchsreihe SP2, allerdings mit einer verringerten Dicke von 7 mm.

### Versuchsübersicht

Die für die Versuchsplanung berücksichtigten Verwertungsziele umfassen neben dem generellen Erkenntnisgewinn zum Dämpfungsverhalten zusammengesetzter Sandwichstrukturen auch die Ermittlung von globalen Dämpfungsparametern für eine Modellierung in einer Simulation. Dabei liegt ein besonderer Fokus auf der Abschätzung des Einflusses der Beladung auf die Dämpfung, weswegen eine entsprechende Parameterstudie durchgeführt wurde.

Der entsprechend gewählte Versuchsaufbau ist in Bild A.1 dargestellt. Die Versuche der hier betrachteten Versuchsreihe DH2 wurden mit einem gegenüber den in Kapitel 4.1 deutlich größeren und steiferen Schlitten sowie einem entsprechend leistungsfähigeren Hydroshaker gefahren. Dieser neue Prüfaufbau ermöglicht auch die Nutzung einer verbesserten Prüfstandsregelung, bei der ein Gleitsinus mit konstanter Beschleunigungsamplitude erzeugt werden kann. Da die in Versuchsreihe DH1 verwendete Anregung mit konstanter Wegamplitude eine weniger realistische Umgebungsabbildung darstellt, wird hier auf die diesbezügliche Auswertung verzichtet. Die Ergebnisse flossen in die Verbesserung des Prüfaufbaus und der Prüfgestaltung von Versuchsreihe DH2 ein.

Die einzige globale Schwingungsmoden im betrachteten Frequenzbereich zwischen 3 Hz und 25 Hz tritt bei Anregung in Flugzeuglängsachse auf, wie in Bild A.1 durch die roten Pfeile dargestellt.

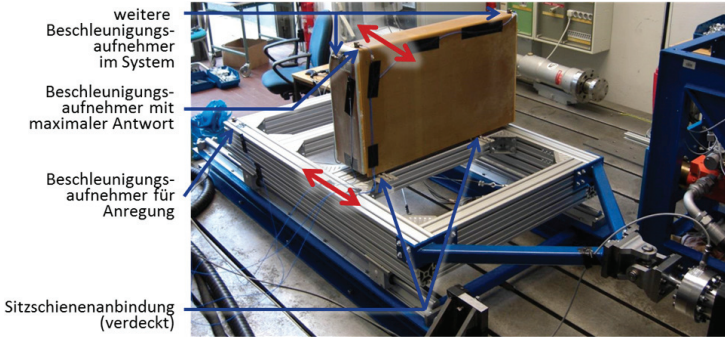


Bild A.1: Versuchsaufbau mit Doghouse in der Testkonfiguration mit eingeschobener Schublade

Es wurden Sweeps bei unterschiedlichen Beladungsvariationen durchgeführt, wobei das Ziel eine möglichst breite Abdeckung von Dämpfungsparametern der unterschiedlichen Beladungsvariationen war. Aus diesem Grund wird einerseits das Doghouse ohne seine Schublade analysiert, da hier die geringste Dämpfung zu erwarten ist. Zur Bestimmung einer hohen, aber realistisch noch erzielbaren Dämpfung wird andererseits die Schublade eingesetzt und vollständig mit Stofflappen verfüllt. Das dabei maximal einbringbare Volumen von Lappen hat eine Masse von 3 kg. Die gewählte Fußpunkterregung reflektiert die realen Randbedingungen eines im Flugzeug fixierten Doghouses, da auch dort der Energieeintrag über die Anbindung erfolgt. Das Doghouse wird an auf dem Schlitten befestigten Sitzschienen mit dem dafür im Doghouse befindlichen Schnellverschlussmechanismus befestigt.

Tabelle A.1 zeigt die Versuchsparameter der Anregung für die Versuchsreihe DH2.

Tabelle A.1: Anregungsparameterübersicht Doghouse-Versuchsreihe DH2

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzanstieg</b>	3 - 25 Hz
<b>Hübe pro Frequenzschritt</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g und 1 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	X (Flugzeug-KOS)

### Auswertung hinsichtlich des Dämpfungsverhaltens

Die Dämpfung wird analog zu den einfachen Sandwichplatten über die Verstärkungsfunktion zwischen Anregungsbeschleunigung und Antwortbeschleunigung am Punkt mit der maximalen Verformung berechnet. Dabei wird das an der oberen Doghouse-Kante gemessene Ausgangssignal im Frequenzbereich durch das ebenfalls in den Frequenzbereich transformierte Eingangssignal geteilt. Der Punkt mit der maximalen Auslenkung wurde in einer Simulation aus existierenden Vorarbeiten am Institut PKT bestimmt und durch die Anbringung weiterer Beschleunigungssensoren, wie exemplarisch in Bild A.1 gezeigt, im Versuch abgesichert.

Im Versuch wurde neben der Beladung auch das Anregungsniveau variiert, um so auch Anhaltspunkte über einen etwaigen Einfluss zu erhalten. Die gemessenen Verstärkungsfunktionen sind in Bild A.2 dargestellt.

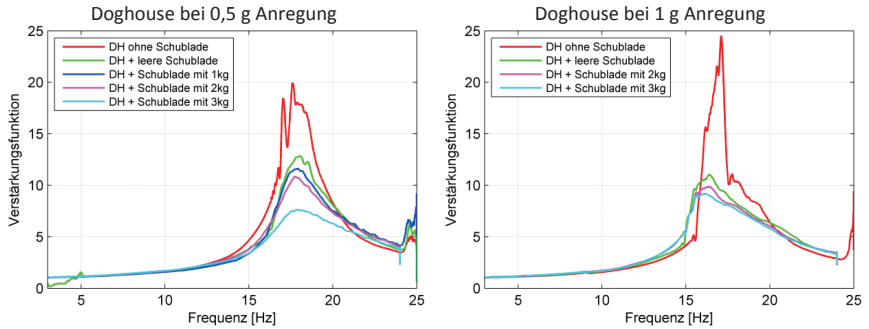


Bild A.2: Verstärkungsfunktionen der Versuchsreihe DH2 für die untersuchten Beladungsvariationen (Glättung: 500/75.000 Werte)

Gerade beim leeren Doghouse zeigt sich ein erheblicher Einfluss des Anregungsniveaus, der vermutlich durch ein nicht-lineares Kontaktverhalten der Füge- und Schnittstellen bedingt ist. Durch die doppelt so hohe Wegamplitude bei verdoppelter Beschleunigung werden die Kontaktpalte der Schublade mit ihren Teleskopschienen bereits bei einer etwas geringeren Frequenz eingekoppelt.

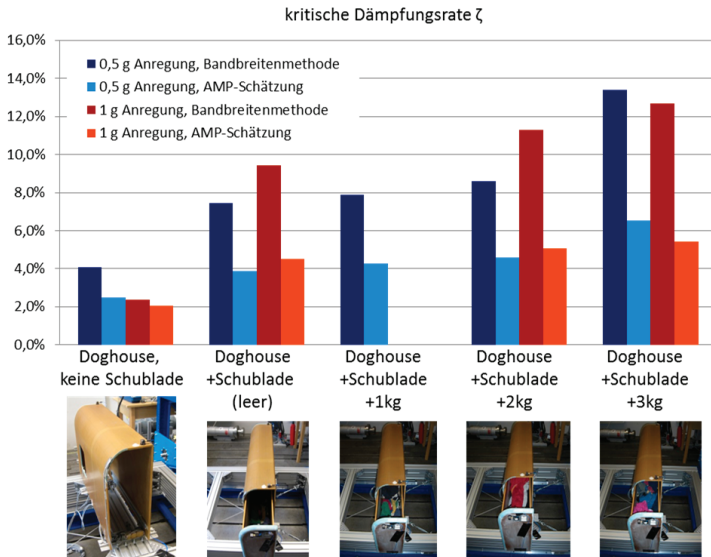


Bild A.3: Übersicht der Versuchsergebnisse zur Parameteridentifikation des Doghouses, Reihe DH2

Die Parameterschätzung zur Ermittlung von Dämpfungsparametern für eine Simulation wird auf Grund des nicht-linearen Schwingverhaltens mit asymmetrischen Flankenverläufen erschwert. Da FEM-Simulationen für Kabineninterieur bislang auf linearen Modellen beruhen, verfolgt die Auswertung auch eine Linearisierung des Verhaltens. Dazu beschränkt sich die Auswertung auf das aus Auslegungssicht relevante Spitzenverhalten in der Resonanz. Das Verhalten außerhalb der Resonanz wird vernachlässigt. Für einen solchen Fall lässt sich über den Verstärkungsfaktor eine lineare kritische Dämpfungsrate berechnen, welche in einer linearen Simulation ein Schwingverhalten mit einem gleichen Verhalten im Spitzenbereich erzeugt. Diese Werte sind in Bild A.3 für die beiden untersuchten Anregungsniveaus und die fünf Beladungsvariationen dargestellt. Andere, klassische Verfahren wie die Bandbreitenmethode werden durch das asymmetrische Flankenbild verfälscht und ergeben stark schwankende, nicht-konservative Dämpfungswerte, wie ebenfalls in Bild A.3 dargestellt.

### **Zusammenfassung der Erkenntnisse**

Die Dämpfungsbestimmung über den Verstärkungsfaktor zeigt hingegen eine gute Abbildung der Spitzenwerte der Verstärkung. Interessant ist vor allem die sehr niedrige Dämpfung von ca. 2% für die Beladungsvariation ohne die eingesetzte Schublade. Dies korreliert recht gut mit den Transmissionsmessungen der einfachen Sandwichpanels mit einer Dämpfungsrate von ca. 1%. Die zusätzliche Dämpfung beim Doghouse resultiert vermutlich vor allem aus der Fugendämpfung mit einer Energiedissipation in den Schnittstellen der Anbindung des Doghouses auf den Sitzschienen des Schlittens, unter anderem mit dem Verschlussmechanismus zur schnellen Verriegelung des Doghouses auf den Sitzschienen.

Der Einsatz einer leeren Schublade verdoppelt die Dämpfung der globalen Mode auf ca. 4%. Für die Angabe der Dämpfungsrate wird in FEM-Simulationen häufig das Strukturdämpfungsmodell verwendet, für das in der Resonanz eine Entsprechung zur doppelten kritischen Dämpfungsrate gilt. Entsprechend kann in Berechnungsmodellen der Strukturdämpfungsparameter  $G$  für das Doghouse mit leerer Schublade als realistisches Belastungsszenario ein Wert von ca. 8% struktureller Dämpfung angenommen werden.

Die Beladung hat einen merklichen Einfluss auf die Dämpfung, welcher allerdings bei zunehmendem Anregungsniveau gleich bleibt, da die Lappen zunehmend als eine Einheit bewegt werden.

Die Resonanzfrequenz der betrachteten ersten Mode bei 1 g Anregung liegt bei ca. 17 Hz im Leerzustand und verringert sich nur geringfügig für den vollständig mit Lappen aufgefüllten Zustand auf ca. 15,5 Hz.

## **A2 Substrukturidentifikation eines Wandmonitors**

In vielen Fällen sind Wandmonitore an Trennwänden und Galleys sehr steif fixiert, siehe die Skizze in Bild A.4. Damit ist ein eigenständiges Schwingssystem im betrachteten Frequenzbereich nicht gegeben. Die Modellierung kann hier in den meisten Fällen gut über eine ideal steif angebundene Ersatzmasse erfolgen.



Bild A.4: Vereinfachte Darstellung eines Wandmonitors (ohne Display und Platine) mit einer sehr steifen Anbindung

Wenn unklar ist, ob eine Modellierung mit ideal steifer Anbindung einer Punktmasse in Frage kommt, ist eine simulative Sensitivitätsanalyse durchzuführen. Auf Basis dieser Ergebnisse kann geprüft werden, ob die Modellierung einen relevanten Einfluss auf das Ergebnis hat.

#### *Beispielhafte Substrukturidentifikation eines biegeweich angebundenen Monitors*

Kann die Anbindung des Monitors nicht als annähernd ideal steif angesehen werden, so ist die Vereinfachung zu einer Punktmasse für die Schnittstellenauslegung nicht mehr möglich, da sich ein für die Auslegung relevantes Schwingverhalten ausbilden kann. Im Folgenden wird durch die vergleichende Betrachtung einer ideal steif angebundenen Punktmasse und einer besonders weichen Anbindung der Unterschied zwischen den Extremen exemplarisch aufgezeigt, um Anhaltswerte für eine Auslegung der Anbindung und Tragstruktur zu liefern.

#### **Versuchsübersicht**

Ziel der folgend dargestellten Untersuchung ist die Bestimmung von substrukturbezogenen Frequenzantwortfunktionen (FRFs) eines biegeweich angebundenen Monitors, welche die resultierenden Schnittstellenkräfte für eine Anregungsbeschleunigung angeben.

Der Versuchsaufbau erfolgt analog zu den Versuchen der Literature Pockets und ist in Bild A.5 dargestellt. Der untersuchte handelsübliche Monitor Belinea Type 101536 (3,48 kg) wurde ausgewählt, da er eine besonders nachgiebige Anbindung im Vergleich zu anderen wandfixierbaren Monitoren aufweist, welche aus der konstruktiven Gestaltung der Kraftleitung innerhalb des Monitors resultiert. Die Anbindung erfolgt an den dafür vorgesehen vier Verschraubungen auf der Rückseite. Dies reflektiert die realen Randbedingungen eines an einem Kabinenmonument fixierten Monitors mit einem Energieeintrag über die Anbindung.

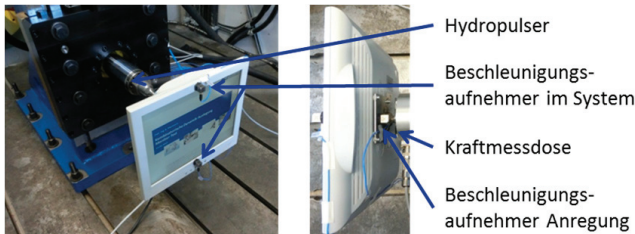


Bild A.5: Versuchsaufbau mit Monitor auf Ein-Achs-Schwingprüfstand, Versuchsreihe MO1

Die Instrumentierung erfolgt mit einer Kraft- und Beschleunigungsmessung an der Schnittstelle (siehe Bild A.5 rechts) und zwei weiteren Beschleunigungssensoren zur möglichen Beschreibung substrukturinterner Freiheitsgrade (siehe Bild A.5, links).

Die folgende Tabelle A.2 fasst die Versuchsparameter der Anregung zusammen.

Tabelle A.2: Anregungsparameterübersicht biegeweich angebundener Monitor, Versuchsreihe MO1

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	1DoF (X Flugzeug-KOS)

## Auswertung

Die Auswertung der Versuchsreihe MO1 zur Bestimmung der Frequenzantwortfunktionen erfolgt analog zu den Versuchen der Literature Pockets in Kapitel 4.4. Wie in der Frequenzantwortfunktion (in Bild A.6 als dynamische Masse aufgetragen) ersichtlich, tritt die erste Resonanz bei ca. 10 Hz auf.

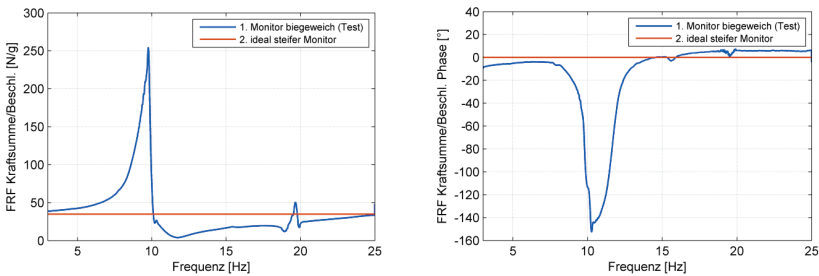


Bild A.6: Frequenzantwortfunktion des biegeweich angebundener Monitor, Reihe MO1 (Glättung: 500/75.000 Werte)

Auf Grund des Eigengewichts des Monitors von 3,4 kg gegenüber der leichten und steifen Anbindung ( $<0,1$  kg) ohne Resonanzen im Frequenzbereich ist keine Entkopplung der Anbindungs-masse notwendig.

Bei einer Schwingungsanregung mit konstanter Beschleunigungsamplitude von 1 g ergibt sich gemäß Bild A.6 eine Schnittstellenkraft von ca. 250 N bei 9,8 Hz. Die Kraft läuft bei 10,3 Hz der Anregung um ca.  $150^\circ$  nach, im Resonanzfall bei 9,8 Hz sind es ca.  $80^\circ$ . Bei 19,7 Hz tritt ein weiteres signifikantes Aufschwingen der nächsthöheren Mode auf.

In Bild A.6 ist zu Vergleichszwecken ebenfalls die Kraftantwortfunktion einer äquivalenten ideal steifen Punktmasse von 3,48 kg eingetragen. Es wird deutlich, dass bei dem in diesem Beispiel verwendeten Monitor nur eine geringe Dämpfung im Anbindungsbereich vorliegt. Die resultierende Kraftüberhöhung beträgt Faktor 7 gegenüber einem ideal steif angebundener Monitor.

### A3 Substrukturidentifikation eines Baby Bassinets

Neben Zeitschriftenhaltern und Wandmonitoren sind Baby-Körbe (Baby Bassinets) wesentliche Anbauteile von Kabinenmonumenten, siehe Bild A.7. Diese sind für bis zu 14 kg Zuladung konzipiert und bedingen durch ihre seitliche Anbindung ein nicht unerhebliches Biegemoment in der tragenden Struktur. Da dieses in Resonanzen deutlich höher als im statischen Fall ausfällt, wurden auch für ein Baby Bassinet die Frequenzantwortfunktionen im Versuch bestimmt.

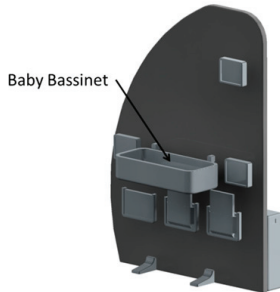


Bild A.7: Beispielhaftes Kabinenmonument mit Zeitschriftenhaltern, Monitoren und Baby Bassinet

Gerade wenn Baby Bassinets an schlanken und damit biegeweichen Kabinentrennwänden befestigt sind, können schon geringfügige Schwingungsanregungen ein deutlich sichtbares Schwingen der Struktur verursachen. Das Vibrieren von Monitoren in der Folge von Turbulenzen beeinträchtigt den Komfort und sollte aus diesem Grund möglichst stark reduziert werden. Die folgend dargestellten Untersuchungen unterstützen eine entsprechende Auslegung der Partition, da sie das Schwingverhalten des Baby Bassinets in Abhängigkeit der Anregung über die Partition beschreiben.

Während Start und Landung werden die Baby Bassinets, ebenso wie im Windmilling-Vorfall, gemäß Herstellervorgaben abgenommen, weswegen ein Nachweis aus Sicherheitsgründen derzeit nicht gefordert wird.

#### Versuchsübersicht

Ziel der folgend dargestellten Untersuchung ist die Bestimmung von substrukturbezogenen Frequenzantwortfunktionen (FRFs), welche die resultierenden Schnittstellenkräfte für eine Anregungsbeschleunigung angeben. Diese können anschließend zur Auslegung mit dynamischer Substrukturierung verwendet werden.

Das Baby Bassinet wurde dazu an einer nahezu ideal steifen Umgebung des Hexapod-Prüfstandes mit einer Quertraverse unter Nutzung der dafür am Bassinet vorgesehenen Pin-Anbindung befestigt. Dies unterstützt eine gute Modellierbarkeit des realen Baby Bassinets vom Typ Standard 7250 (TS 30.130/3TS) des Herstellers Innovint gemäß Spec. TV25/3638/78. Den zwölf durchgeführten Messläufen liegt eine Gleitsinusanregung mit konstanter maximaler Beschleunigung von 0,5 g (in zwei Fällen auch 1 g) und den in Tabelle A.3 aufgeführten Parametern zu Grunde. Das leere Baby Bassinet hat eine Masse von 3,8 kg.

Tabelle A.3: Anregungsparameterübersicht Baby Bassinet, Versuchsreihe BB1

<b>Anregung</b>	Gleitsinus (mit steigender Frequenz)
<b>Frequenzbereich</b>	3 - 25 Hz
<b>Frequenzanstieg</b>	0,5 Oktaven / Minute
<b>Anregungsamplitude</b>	konstante maximale Beschleunigung von 0,5 g, 1 g, 1,3 g, 3 g
<b>Anregungsrichtungen</b>	X, Y und Z (Flugzeug-KOS), sukzessive

Der Aufbau der Versuchsreihe BB1 ist in Bild A.8 in der Übersicht dargestellt.

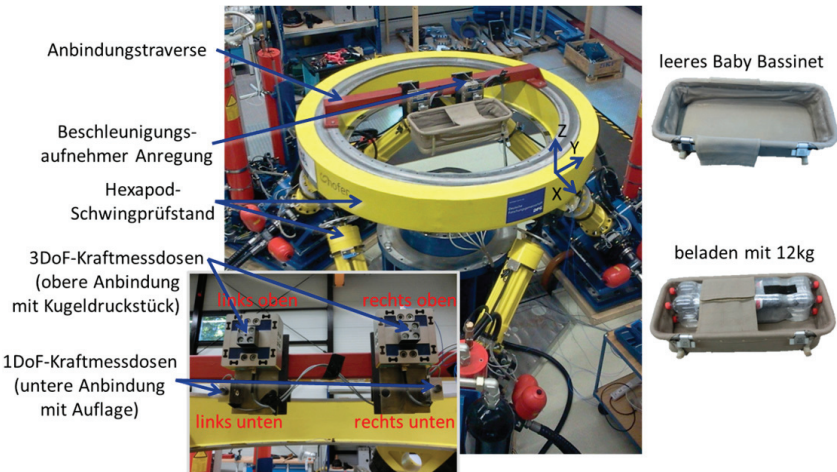


Bild A.8: Versuchsübersicht der Substrukturidentifikation Baby Bassinet, Versuchsreihe BB1

Das Baby Bassinet wird in den beiden Beladungsvariationen *leer* und *voll beladen* untersucht. Die Beladungsvariation *voll beladen* wird durch die Zuladung von 12 kg Wasser in acht zusammen fixierten 1,5 l PET-Flaschen realisiert. Die maximal erlaubte Zuladung von Baby Bassinets variiert je nach Hersteller, Fluglinie und Flugzeugtyp. Die maximalen Grenzen liegen zwischen 9 kg und 14 kg (letztere beispielsweise bei Lufthansa, Singapore Airlines). Die gewählte Beladung von 12 kg stellt eine mittlere Obergrenze über mehrere Airlines (KLM: 10 kg, Quantas: 11 kg, Air Canada 12 kg, British Airways: 13 kg) hinweg dar.

Die Messung der resultierenden Kraft erfolgt an den oberen Pin-Anbindungen in den drei translatorischen Richtungen und an den unteren Gegenlagern in der senkrechten Richtung, welche im eingebauten Zustand der Flugzeuggängsachse X entspricht. Durch die Einbringung der Gewichtskraft des Baby Bassinets (Z-Richtung) an einem Kragarm entstehen im statischen Zustand in X-Richtung eine Zugkraft an den oberen Anbindungen und eine Druckkraft an den unteren.

Da Baby Bassinets an Partitions oder Galleys einen großflächigen Kraftangriffsbereich mit mehreren Kontaktpunkten darstellen, können sie nicht, wie bei Literature Pockets und Monitoren, über eine Kopplung eines einzigen Knotens realitätsnah abgebildet werden. In diesem

Fall ist die Verwendung mehrerer Frequenzantwortfunktionen für die vier Kontaktpunkte notwendig. Bei Baby Bassinets ist die Anbindung konstruktiv so ausgeführt, dass keine Biegemomente in einzelnen Punkten übertragen werden, sondern nur durch die örtlich verteilte Krafteinleitung ein Biegemoment in der tragenden Struktur entsteht. Entsprechend genügt für den Versuch die Bestimmung der drei translatorischen Freiheitsgrade an den oberen Anbindungspunkten. An den unteren Anbindungen wird ausschließlich einachsige Kraft übertragen und hier entsprechend bestimmt. Die Beschreibung des Einflusses des Baby Bassinets auf die tragende Struktur durch Frequenzantwortfunktionen ist in Bild A.9 dargestellt.

Für eine korrekte Abbildung der Reaktionskräfte in einem Rechenmodell ist zu klären, ob ein Modell ausreicht, welches nur die Antworten auf eine Anregung in derselben Achse verwendet. Hierbei erzeugt eine Anregung in X-Richtung nur eine Antwort in X-Richtung, siehe Bild A.9 Mitte. Im vorliegenden Fall tritt allerdings ein Übersprechen zwischen den Achsen bei dynamischen Anregungen auf. Beispielsweise wippt das Baby Bassinet bei Anregung in Z-Achse auf und ab, was hohe Kräfte in X-Richtung hervorruft. Entsprechend werden im hier vorgestellten Versuch auch die Frequenzantwortfunktionen für ein Übersprechen der Achsen betrachtet. Die hierbei gewonnenen Erkenntnisse sind in die in Kapitel 5.2 vorgestellten Modellierungsempfehlungen eingeflossen.

Wie in Bild A.9 rechts dargestellt, müssen im Fall einer vollständigen Beschreibung inklusive Übersprechen insgesamt 20 Frequenzantwortfunktionen generiert werden. Hierbei wird beispielsweise bei Anregung in X-Achse nicht nur die Übertragung in die resultierende Kraft in X-Richtung, sondern auch in Y- und Z-Richtung beschrieben. Zur Vereinfachung der Darstellung sind keine Übertragungsfunktionen zwischen unterschiedlichen Anbindungspunkten zur Abbildung der Kraftverteilung durch den Prüfkörper dargestellt. Diese werden allerdings mitgemessen und die entsprechenden Informationen sind im FRF-Modell verfügbar.

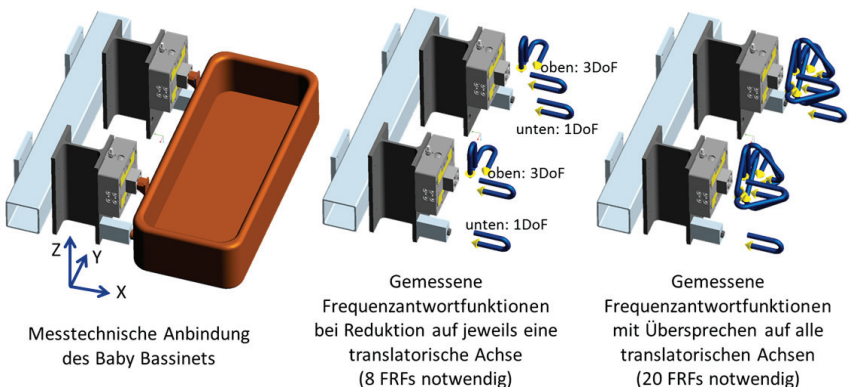


Bild A.9: Beschreibung des Schwingverhaltens des Baby Bassinets durch Frequenzantwortfunktionen

Die Frequenzantwortfunktionen können mit Hilfe des entwickelten Software-Werkzeuges (siehe Kapitel 5.5) teilautomatisiert aus den drei Messläufen mit Anregung in X-, Y- bzw. Z-Achse generiert werden, was den Umsetzungsaufwand deutlich verringert.

**Auswertung**

Bild A.10 zeigt die Frequenzantwortfunktionen der Schnittstellenkräfte auf eine Beschleunigungsanregung für die komfortrelevante Anregung mit 0,5 g in den drei translatorischen Richtungen für das leere Baby Bassinet für die Versuchsreihe BB1.

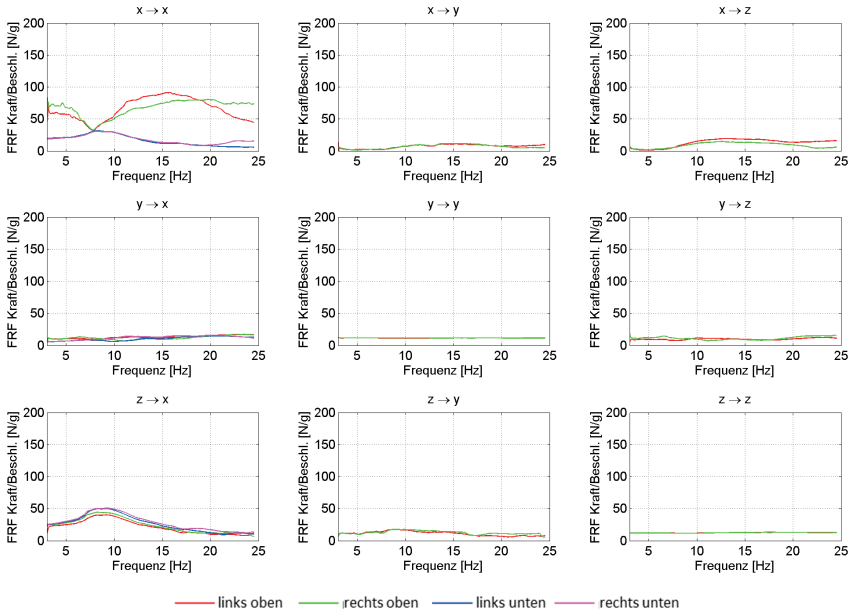


Bild A.10: Frequenzantwortfunktionen der Schnittstellenkräfte auf eine Beschleunigungsanregung von 0,5 g für das leere Baby Bassinet, BB1, (Glättung: 500/75.000 Werte)

Die verwendeten Kraftsensoren ermöglichen zwar eine Messung der Schnittstellenkräfte in drei Richtungen, allerdings machen die Massenanteile der Sensoren und Anbindungsadapter im Messsystem eine Entkopplung notwendig. Damit kann der Masseneinfluss der Anbindung und Kraftmessung aus den Messdaten entfernt werden. Der Masseneinfluss beträgt für die Dreiachssensoren ca. 3,8 kg in X->X, ca. 6,8 kg in Y->Y und ca. 9,8 kg in Z->Z. Eine Entkopplung bei Übersprechsignalen (Nicht-Hauptdiagonaleinträge) ist nicht notwendig, da keine Anregung in der Antwortachse vorliegt. Die Unterschiede zwischen den Achsen ergeben sich aus dem konstruktiven Aufbau der Kraftmesssensoren.

Bild A.11 zeigt die Frequenzantwortfunktionen der Schnittstellenkräfte auf eine Beschleunigungsanregung für die komfortrelevante Anregung mit 0,5 g für das mit einem Wasser-Dummy von 12 kg Masse beladene Baby Bassinet. Dieses zeigt ein deutlich stärkeres Übersprechen als das leere Baby Bassinet in Bild A.10.

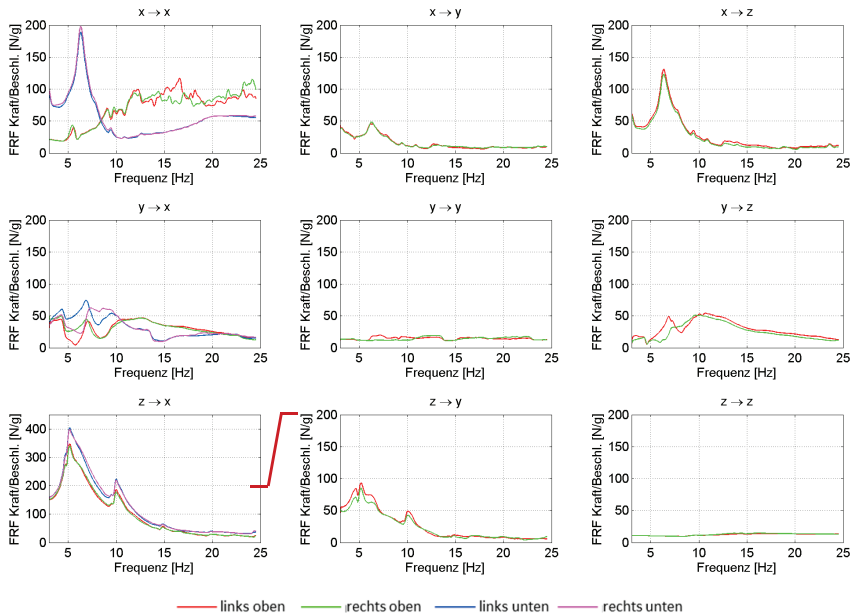


Bild A.11: Frequenzantwortfunktionen der Schnittstellenkräfte auf eine Beschleunigungsanregung von 0,5 g für das Baby Bassinet mit Beladung, BB1, (Glättung: 500/75.000 Werte)

Besonders deutlich zeigt sich hierbei ein Übersprechen von Z-Anregung (vertikal) in X-Richtung, welches sich bei 5 Hz in Resonanz deutlich erhöht. Aus der Höhe der Kräfte und den starken Schwankungen über der Frequenz um bis zu Faktor 8 leitet sich die Wichtigkeit einer Berechnung des Schwingverhaltens unter Berücksichtigung der tatsächlichen Frequenzantwortfunktionen an Stelle von Vereinfachungen zu Punktmassen ab. Für eine bessere Darstellbarkeit wird dieses Z->X-Diagramm als einziges mit der doppelten Y-Achsenkalierung dargestellt und mit einem roten Strich zur Vergleichshöhe der anderen Diagramme versehen.

Für eine Auslegung unter Komfortaspekten ist die Berechnung des Schwingverhaltens angezeigt, da der Frequenzbereich von bis zu 10 Hz bei Turbulenzen angeregt wird, wie die entsprechenden Beschleunigungsmessungen aus realen Flugsituationen in Kapitel 2.1.1 zeigen. Entsprechend kann sich das vermessene Baby Bassinet in dieser Situation bereits aufschwingen und diese Schwingung auch auf andere Anbauteile des Monuments wie Monitore übertragen, siehe Bild A.7.



# Anhang B – Weitere Informationen zu den durchgeführten Versuchen und Berechnungen

## B1 Parameterschätzung auf Basis von linearen Ein-Massen-Schwingern

Vielen Verfahren und den resultierenden Modellen liegt ein lineares Ein-Massen-Schwinger-Modell mit viskosem Dämpferglied zu Grunde, siehe Kapitel 3.3.1. Entsprechend ist bei jeder Parameterschätzung zu prüfen, ob diese vereinfachte Modellierung eine hinreichende Abbildung des realen Schwingverhaltens erzielt. Bei geeigneten Randbedingungen, wie einem entsprechend eingeschränkten Frequenzbereich, kann ein solch einfaches Modell eine gute Abbildung erzeugen. Eine Reduzierung der Beschreibung des Schwingverhaltens auf einige wenige Moden von Interesse wird auch als Reduced-Order-Modelling bezeichnet und ist beispielsweise in [Gas12]<sup>1</sup> ausführlicher beschrieben. Für die vorliegende Betrachtung eines relativ schmalen Frequenzbandes zwischen 3 und 25 Hz mit vorwiegend nur einer globalen Mode kann das Lehr'sche Dämpfungsmaß mit einem geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungsparameter eines viskosen Ersatzmodells verwendet werden. Dieses ist direkt auf die einfachen Grundgleichungen in Kapitel 3.3.1 zurückzuführen. Weiterhin sind bei einer Auslegung die Maximallasten der Resonanz von besonderem Interesse, welche durch ein solches vereinfachtes Modell hinreichend präzise abgebildet werden. Soll der ermittelte Dämpfungsparameter mehrere Moden mit konstantem Einfluss über ein breites Frequenzband beschreiben, eignet sich das strukturelle Modell besser, vgl. [Gau07]. Generelle Empfehlungen zur Modellwahl und Parameteridentifikation für die Bauteildämpfung finden sich in VDI Richtlinie 3830 [Vdi04]. Die üblichen Verfahren zur Parameterschätzung für lineare Ersatzmodelle können das reale Verhalten der zusammengesetzten Strukturen nur in bestimmten Teilaspekten gut abbilden. Aus diesem Grund werden die verwendeten Verfahren mit ihren Vor- und Nachteilen hinsichtlich des vorliegenden Anwendungshintergrundes im Folgenden vorgestellt.

### Verstärkungsmethode

Die Dämpfungsbestimmung aus der maximalen Verstärkung im Resonanzfall oder auch Magnification-Factor-Method<sup>2</sup> stellt die einfachste Form dar. Die viskose Dämpfungsrate  $\zeta$  wird definiert als Quotient des tatsächlichen Dämpfungskoeffizienten und des kritischen Dämpfungskoeffizienten des Schwingsystems, siehe auch Kapitel 3.3.1 oder [Kna09]:

$$\zeta = \frac{b}{b_{crit}} \approx \frac{1}{2Q} \text{ für kleine } \zeta. \quad (\text{B1.1})$$

Für kleine Dämpfungen gilt weiterhin, dass die Dämpfungsrate antiproportional zum Qualitätsfaktor Q ist, welcher die Verstärkung zwischen Erregung und Ausgang angibt.

---

<sup>1</sup> siehe dort insbesondere Kapitel 16

<sup>2</sup> siehe auch [Sil99], S.379

$$V_{max} = \frac{A_{Antwort,max}}{A_{Anregung,reson.}} = Q \quad (B1.2)$$

Damit ist für kleine Dämpfungen

$$V_{max} \approx \frac{1}{2\zeta}. \quad (B1.3)$$

Bei den in Kapitel 4 untersuchten Strukturen liegt allerdings üblicherweise eine Fußpunkterregung vor, wie sie in Bild B.1 dargestellt ist. Diese beeinflusst die Beschreibung der Relation zwischen Dämpfung und Verstärkung.

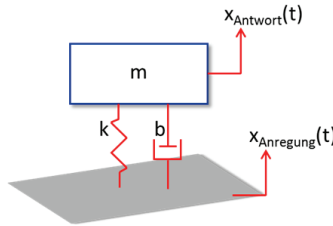


Bild B.1: Ein-Massen-Schwinger mit Fußpunkterregung, vgl. Bild 22

Für kleine Dämpfungen und hohe Verstärkungen kann die zu Grunde liegende Abhängigkeit dabei zu:

$$V_{max} \approx \sqrt{\frac{1 + (2\zeta)^2}{(2\zeta)^2}} \quad (B1.4)$$

vereinfacht werden. Selbst bei einer relativ hohen kritischen Dämpfungsrate von 10% beträgt die relative Abweichung hier nur 1% auf die Verstärkung. Die Untersuchungen in Kapitel 4 und Anhang A zeigen Dämpfungswerte zwischen 1% und 10%.

Formel B1.4 kann für kleine Dämpfungsraten und hohe Verstärkungen mit der Abhängigkeit aus Formel B1.1 weiter zu Formel B1.3 vereinfacht werden. Bei diesem Vereinfachungsschritt wird bei 10% Dämpfungsrate ein relativer Fehler von 2% auf die Verstärkung induziert. Der Fehler nimmt für sinkende Dämpfungsraten quadratisch ab und ist entsprechend für kleinere Dämpfungsraten vernachlässigbar. Für eine Abschätzung reicht bei den hier untersuchten fußpunkterregten Strukturen die Formel B1.3 aus, bei einer genaueren Betrachtung wird Formel B1.1 verwendet.

Das Ergebnis einer solchen Parameterschätzung ist in Bild B.2 für die Verstärkungsfunktion zwischen Beschleunigungsanregung und Punkt mit der maximalen Beschleunigung in der ersten globalen Mode der Galley in *fixed-only*-Beladung und Y-Anregung dargestellt (siehe Kapitel 4.3). Der für die Auslegung relevante Spitzenbereich wird dabei gut abgebildet. Die hier ermittelte Dämpfungsrate beträgt 9,4%. Ein von einem linearen Ein-Massen-Schwinger abweichendes Verhalten links und rechts der Resonanzspitze wird mit einem entsprechenden parametrischen Modell nicht exakt abgebildet. Allerdings sind aus Auslegungssicht vor allem die Spitzenwerte im Resonanzfall von Interesse, welche hier gut abgebildet werden.

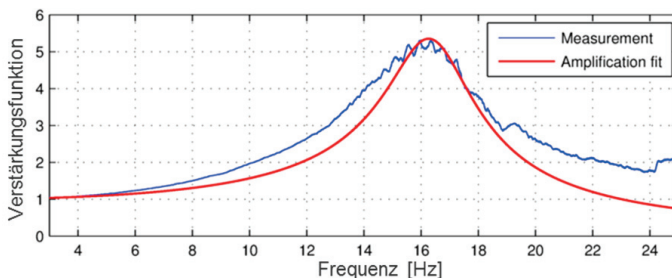


Bild B.2: Parameterschätzung über Verstärkungsmethode

Bei diesem Verfahren ist ein besonderes Augenmerk darauf zu richten, dass das zur Identifikation zu verwendende Signal nicht zu verrauscht oder zu stark geglättet ist, da dies die Höhe des Peaks und damit die Angabe der Dämpfung verfälscht. Entsprechend ist eine geeignete Glättung über eine Sensitivitätsanalyse mit Veränderung der Glättungsrate abzusichern. Weiterhin kann das Ergebnis der Schätzung über die Verstärkung mit anderen Schätzmethoden verglichen werden, um so eine ungeeignete Parameteridentifikation zu erkennen.

### Abklingverhalten

Für die Bestimmung der viskosen Dämpfungsrate  $\zeta$  wird häufig das transiente Abklingverhalten nach einer Impulsanregung mit einem Hammer gemessen:

$$f(t) = Ae^{-\delta t} . \quad (\text{B1.5})$$

Die gedämpfte Eigenkreisfrequenz berechnet sich dabei aus der Periodendauer  $T_D$ :

$$\omega_D = \frac{2\pi}{T_D} . \quad (\text{B1.6})$$

Umfangreiche Grundlagen finden sich hierzu beispielsweise in [Ewi00].

Bild B.3 zeigt das Ergebnis einer solchen Parameterschätzung für das Abklingverhalten bei einer Hammerschlägererregung für das Sandwich-Panel mit dem fest verklebten T-Fuß der Versuchsreihe SP2 (siehe Kapitel 4.1).

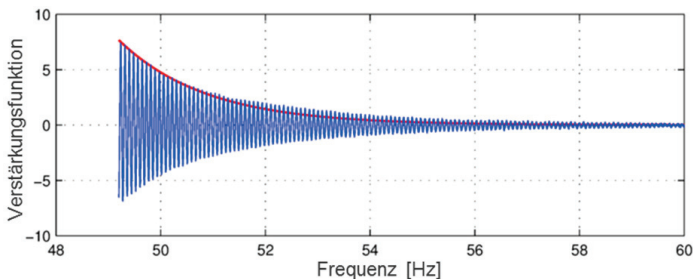


Bild B.3: Parameterschätzung über Abklingverhalten

Bei diesem Verfahren ist zu beachten, dass nur eine sehr begrenzte Anregungsenergie in das System eingebracht werden kann, ohne die Struktur durch einen zu starken Hammerschlag zumindest lokal zu beschädigen. Entsprechend kann nur die Dämpfung im Schwingverhalten bei sehr geringerer Anregungsenergie bestimmt werden. Da bei den in Kapitel 4 untersuchten Strukturen nachweislich ein Einfluss der Anregungsenergie auf Grund von zahlreichen Kontakten innerhalb der Struktur beim Schwingen besteht, ist dieses Verfahren bei den hohen Anregungsniveaus nur sehr begrenzt einsetzbar.

### Bandbreiten-Methode

Etwas realitätsnäher als die Bestimmung über das Abklingverhalten - und in der Praxis auf Grund ihrer immer noch gegebenen Einfachheit sehr häufig verwendet - ist die Bandbreiten-Methode. Hier wird die Bandbreite der Halbleistungspunkte (half power points) des Amplitudenfrequenzgangs verwendet, um daraus eine Dämpfungsrate abzuleiten. Im Gegensatz zur Verstärkungsmethode spielt nun die Flankensteigung eine wesentliche Rolle.

Dazu werden unter der Annahme, dass der Spitzenwert der Funktion die unverfälschte Eigenfrequenz abbildet, von diesem Wert aus die beiden Punkte auf den Flanken gesucht, bei denen das Signal um Faktor  $1/\sqrt{2}$  (entsprechend 3dB) abgesackt ist. Der Frequenzabstand  $\omega_2 - \omega_1$  zwischen diesen beiden Halbleistungspunkten wird zur Dämpfungsberechnung herangezogen:

$$Q = \frac{\omega_0}{B} = \frac{\omega_0}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{1}{\zeta}. \quad (B1.7)$$

Das Ergebnis einer solchen Parameterschätzung ist in Bild B.4 für die Bandbreitenmethode mit der Verstärkungsfunktion zwischen Beschleunigungsanregung und Punkt mit der maximalen Beschleunigung in der ersten globalen Mode der Galley in *fixed-only*-Beladung und Y-Anregung dargestellt (siehe Kapitel 4.3).

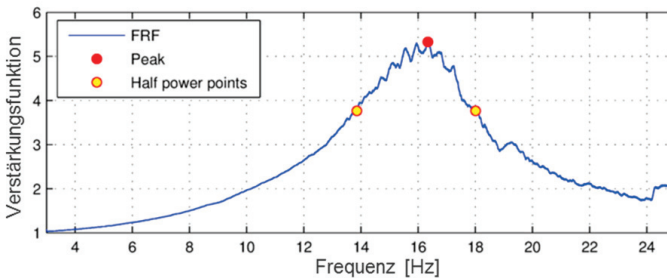


Bild B.4: Parameterschätzung über Bandbreitenmethode

Die hier ermittelte Dämpfungsrate beträgt 12,7%.

Die Bandbreitenmethode kann auch auf die Frequenzantwortfunktion zwischen Beschleunigungsanregung und Kraftantwort eingesetzt werden. Eine weitere Erläuterung findet sich beispielsweise in [Bac95].

Auch bei der Dämpfungsbestimmung über die Bandbreite der Halbleistungspunkte müssen die zu bestimmenden Schwingungsmoden hinreichend weit auseinander liegen und die Mo-

den dürfen nur schwach gedämpft sein. Bei genügend Abstand lassen sich auch mehrere Moden in einem Amplitudenfrequenzgang bestimmen. Das Verfahren stößt aber insbesondere bei unsymmetrischen Resonanzspitzen an seine Grenzen, wenn eine Flanke deutlich steiler verläuft als die andere. Dies kann beispielsweise bei einer kraftabhängigen Änderung der Schnittstellensteifigkeit auftreten. In diesem Fall wird eine zu hohe Dämpfungsrate berechnet, was für eine Auslegung auf das Resonanzverhalten im Spitzenbereich nicht konservativ ist. Dies zeigt sich im vorliegenden Beispiel an der deutlich höheren Dämpfung als bei der Bestimmung über die Verstärkungsmethode. Damit liefert die Verstärkungsmethode (9,4%) in diesem Fall konservativere und - für die Auslegung auf Maximallasten - realistischere Werte als die 12,7% der Bandbreitenmethode.

### Parameterschätzung auf Basis von polynominalen Modellen

Da Messdaten häufig verrauscht sind und die zu identifizierenden Moden in der Realität nicht immer klar voneinander getrennt vorliegen, bieten Curve-Fitting-Verfahren die Möglichkeit, polynomiale Modelle zu verwenden, die dem Frequenzgang durch Wahl geeigneter Parameter angenähert werden. Die gesuchten Größen, wie die modale Dämpfung in der jeweiligen Resonanz, können dann den jeweiligen Koeffizienten des Polynoms entnommen werden. Polynomiale Modelle haben den Vorteil, dass sich diese besonders gut in Modellparameter zur Beschreibung von dynamischen Systemen überführen lassen.

Es existieren verschiedene Curve-Fitting-Algorithmen, welche wiederum auf unterschiedlichen Modellen basieren, deren Parameter beim Fitting so bestimmt werden sollen, dass die resultierenden Polynome das reale Verhalten möglichst gut abbilden. Typischerweise basieren diese auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, näheres siehe auch [Lju12].

Es werden im Folgenden exemplarisch drei verschiedene Modelle vorgestellt, welche im späteren Verlauf der Arbeit auch zur Parameterschätzung herangezogen wurden. Die jeweiligen Erläuterungen orientieren sich an [Lju12].

Die Basis bildet ein zu identifizierendes lineares dynamisches Modell mit folgendem Aufbau.

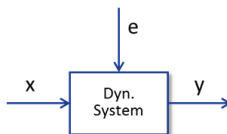


Bild B.5: Lineares dynamisches System mit Störeinfluss  $e$

Dabei bezeichnet in Bild B.5  $x$  den Eingang und  $y$  den Ausgang,  $e$  gibt eine Störgröße auf das System an. Der Störgrößeneingang ist nicht durch Messung direkt bestimmbar. Werden polynomiale Modelle zur Beschreibung einer späteren Übertragungsfunktion verwendet, so kann die Grundgleichung des linearen Systems folgendermaßen aufgestellt werden. Zur einfacheren Darstellung wurde auf die Transportverzögerung des Signals verzichtet:

$$P_A(q)y(t) = \frac{P_B(q)}{P_F(q)}x(t) + \frac{P_C(q)}{P_D(q)}e(t). \quad (\text{B1.8})$$

Dabei sind die Bezeichner  $P_A, P_B, P_C, P_D$  und  $P_F$  hier die Polynomfunktionen  $P$ . Diese haben einen Zeitverschiebungsoperator  $q^{-i}$  als Variable.

$$P_{\dots}(q) = 1 + p_1q^{-1} + \dots + a_nq^{-n} \tag{B1.9}$$

Es kann zwischen den Zeitverschiebungsoperatoren und den Messsignalen am Ausgang folgender Zusammenhang beschrieben werden.

$$q^{-n}y(t) = y(t - n) \tag{B1.10}$$

So lässt sich das Modell auf eine lineare Differenzgleichung zurückführen. Die Koeffizienten  $p_i$  sind dabei vom Curve-Fitting-Algorithmus bestmöglich zu bestimmen.

Die Polynomfunktionen  $P_A, P_B, P_C, P_D$  und  $P_F$  aus Formel B1.8 sind aber je nach Modelltyp nicht immer alle gleichzeitig aktiv, um die Rechenzeit nicht unnötig in die Höhe zu treiben. Je nach vorkommender Störgröße empfiehlt sich eine Auswahl eines passenden Modells, welches einige der Polynomfunktionen enthält.

Gemäß der Beschreibung in [Lju12]<sup>1</sup> lässt sich der Einsatz der Polynomfunktionen folgendermaßen zusammenfassen für die drei exemplarisch ausgewählten Modelle ARX, ARMAX und OE, siehe Bild B.6.

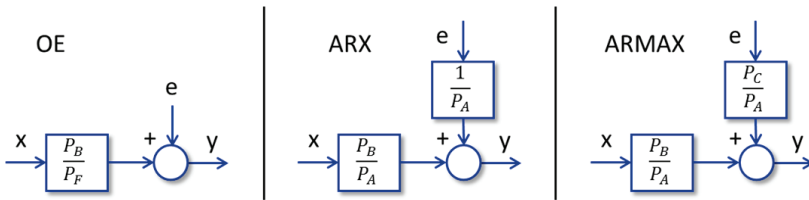


Bild B.6: Verschiedene Modelle für die Parameterschätzung per Curve Fitting

Das einfachste Modell ist das Output-Error-Modell (OE), welches ein Störmodell (z.B. Rauschen) unabhängig vom eigentlichen Systemverhalten definiert. Es wird also angenommen, dass nur das Ausgangssignal störbehaftet ist, die eigentliche Übertragungsstrecke des Systems aber störungsfrei ist. Es wird kein parametrisches Modell der Störung erstellt. Es kann dementsprechend nur reines weißes Rauschen aus den Messdaten entfernt werden.<sup>2</sup>

Etwas aufwendiger ist das ARX-Modell, da hierbei ein Rausch- und das eigentliche Systemmodell miteinander gekoppelt sind. Die beiden Modelle besitzen auf Grund der gemeinsamen Modellierung die gleichen Polstellen. Hiermit können gut einfache Modelle bei geringer Störung ermittelt werden.<sup>3</sup>

Noch flexibler - und damit genauer - kann das Störgrößenmodell beim ARMAX-Modell angepasst werden, da hier noch das Polynom  $C$  aus Formel B1.8 zur Beschreibung hinzugefügt wird. Da Störung und zu messendes System separate Polynome haben, kann das Störmodell

<sup>1</sup> siehe dort 3-43ff

<sup>2</sup> siehe [Lju12], 3-43

<sup>3</sup> siehe [Lju12], 3-43

vom eigentlichen Signal entkoppelt werden, was sich bei Störungen eignet, die gleich am Eingang das Messsignal verrauschen.<sup>1</sup> Curve fittings mit dem ARMAX-Modell erhöhen allerdings im praktischen Gebrauch die Rechenzeit sehr deutlich, so dass eine entsprechende Identifikation - insbesondere über mehrere Iterationen für Sensitivitätsanalysen - auf Basis der gemessenen Daten recht zeitaufwendig wird.

Aus der Übertragungsfunktion  $P_B/P_A$  bzw.  $P_B/P_F$  werden anschließend im Frequenzbereich die Frequenz und die Dämpfung der Schwingungsmoden errechnet. Die Umrechnung in die zugehörigen modalen Parameter (modale Dämpfungsrate  $\xi_i$  und jeweilige Eigenkreisfrequenz  $\omega_{n_i}$ ) geschieht über folgenden Zusammenhang:

$$H_{parametr.}(\omega_k) = \sum_{i=1}^N \frac{\{\phi_i\} \{\phi_i^T\}}{(\omega_{n_i}^2 - \omega_k^2) + j2\xi_i \omega_{n_i} \omega_k}. \quad (B1.11)$$

Dabei stellt  $\{\phi_i\}$  die jeweilige massennormierte Eigenform der N Schwingungsmoden dar. Jede Polstelle hat ein komplexes Polpaar im Nenner.

Wichtig ist neben der Wahl des richtigen Modells auch die Modellordnung (also die Ordnung der Polynome). Eine hohe Modellordnung bedeutet, dass viele komplexe Polpaare im betrachteten Frequenzbereich vorliegen. Da die Polpaare zur Bestimmung der gesuchten Parameter herangezogen werden, entstehen so auch mehr ausgewertete Schwingungsmoden mit Dämpfungs- und Frequenzangabe. Werden zu wenige Polpaare verwendet, kann der gemessene Frequenzgang nicht ausreichend genau abgebildet werden. Werden zu viele Polpaare verwendet, so werden lokale Schwankungen auf der Kurve, wie kleine Ausreißer in der Parameterschätzung, mit abgebildet. Dadurch entstehen unrealistische Dämpfungsangaben für sehr lokale Änderungen auf der Frequenzgangkurve. Es ist also auf Basis einer Sensitivitätsanalyse eine sinnvolle Modellordnung zu wählen, um hier einen ausgewogenen Kompromiss für ein ausreichend genaues, aber nicht lokal unrealistisches Ersatzsystem zu finden.

Bild B.7 zeigt das Ergebnis einer solchen Parameterschätzung per Curve Fit für die Verstärkungsfunktion zwischen Beschleunigungsanregung und Punkt mit der maximalen Beschleunigung in der ersten globalen Mode der Galley in *fixed-only*-Beladung und Y-Anregung (siehe Kapitel 4.3).

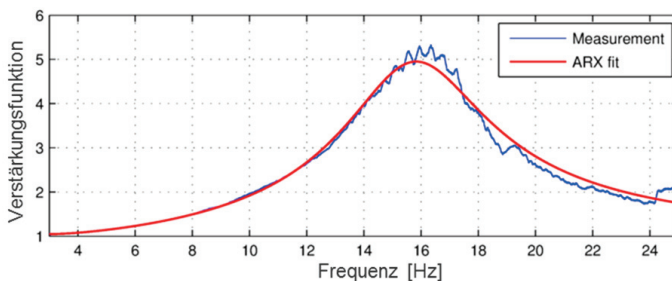


Bild B.7: Parameterschätzung über ARX-Curve-Fitter mit Polynomfunktion

<sup>1</sup> siehe [Lju12], 3-43

Dabei wurden insgesamt fünf Polpaare, drei davon im betrachteten Frequenzbereich, verwendet. Diese haben die folgenden modalen Parameter:

Bei 2,72 Hz => 35,5% kritische Dämpfungsrate

Bei 15,89 Hz => 68,8% kritische Dämpfungsrate

Bei 15,91 Hz => 15,78% kritische Dämpfungsrate

Das so bestimmte Modell beschreibt zwar den realen Verlauf recht gut, lässt sich aber nicht ohne weiteres in ein FEM-Modell übertragen, da zumindest die zweite Mode in der Realität sehr unwahrscheinlich ist und sich zweite und dritte Mode durch ihre Nähe stark überschneiden. Auch wird durch die etwas hohe Dämpfung der dritten Mode der reale Spitzenwert nicht vollständig erreicht.

Für die später teilweise durchgeführten Untersuchungen wird der Fitting Algorithmus in einer Sensitivitätsanalyse mehrfach durchgeführt, bis eine ausreichend hohe Übereinstimmung zwischen dem polynomialen Modell und der gemessenen Kurve erzielt wird. Wichtige Aspekte der Bewertung der Übereinstimmung sind die möglichst gute Abbildung des Peaks und der Flanken sowie ein möglichst kleines Fehlerquadrat des Curve-Fitting-Algorithmus. Ebenso muss durch die Wahl des Fehlermodells darauf geachtet werden, dass realistische Modellparameter ermittelt werden.

## **B2 Betrachtung von Fehlereinflüssen und Messgenauigkeit**

Für die Abschätzung der erwartbaren Genauigkeit des in den Kapiteln 5 und 6.1 berechneten Schwingverhaltens sind vor dem Hintergrund der vorliegenden Arbeit die folgenden, grundsätzlichen Fehlereinflüsse und Einflüsse der Fehlerfortpflanzung zu betrachten:

### *allgemeine Fehlereinflüsse*

- Messgenauigkeit, insbesondere der verwendeten Sensorik
- Ungenauigkeit der Umgebungsabbildung (bspw. Anregungsniveau nicht im Arbeitspunkt bei Substrukturmessung für späteres gekoppeltes System)
- Veränderung des Prüfkörpers (bspw. Beladungsvariationen oder Degradation des Prüfkörpers über der Zeit)

*Fehlereinflüsse aus der Fehlerfortpflanzung mit einer möglichen Verstärkung des Fehlers in der Weiterverarbeitung der Messdaten*

- Übertragung der gemessenen Zeitsignale in den Frequenzbereich
- ggf. Aufbereitung der Systemidentifikation (Filtern, Parameterschätzung)
- Kopplung mehrerer Substrukturen zu einem gekoppelten Gesamtsystem

Der Einfluss der Prüfkörperdegradation durch lange Messläufe wird durch eine Vorher-nachher-Gegenprobe für jede Versuchsreihe betrachtet und bei einem signifikanten Ergebnis an entsprechender Stelle in Kapitel 4 bzw. im Anhang A beschrieben. Die Abbildung möglichst realitätsnaher Anregungsniveaus bei einer Substrukturmessung ist ein wichtiger Punkt, welcher zu berücksichtigen ist. Kann auf Grund von Prüfstandslimitationen nicht in Annähe-

rung der korrekte Wert erreicht werden, so ist in einer Konvergenzanalyse zu prüfen, ob die lineare Fortsetzung einer klassischen Frequenzantwortfunktion hinreichend zutreffend ist.

Die Übertragung der gemessenen Zeitsignale in den Frequenzbereich über eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) bedeutet die Vernachlässigung jeder zeitlichen Veränderung innerhalb des jeweiligen Abschnitts der FFT, welche in der vorliegenden Arbeit immer den gesamten Messlauf umfasst, wenn nicht anders abgegeben. Aus diesem Grund ist zu gewährleisten, dass transiente Anteile im Vergleich zur Gesamtmessdauer möglichst schnell abklingen oder dass sie stochastisch verteilt auftreten und gemittelt werden können. In der gewählten Sweeprate von 0,5 Oktaven pro Minute spiegelt sich bereits ein im Stand der Technik gebräuchlicher Kompromiss wider, der für den Frequenzbereich zwischen 3 und 25 Hz mit ca. 3700 Schwingungen pro Messlauf (365 s) eine gute Basis zur statistischen Mittelung bei nicht zu großer Ermüdung durch eine lange Prüfdauer gewährleistet. Das gewählte Prüfverfahren mit entsprechend eingestellten Gleitsinusfrequenzgängen wird in Standardwerken wie [Pin01] empfohlen.

Weiterhin reduziert das Weglassen der modalen Parameterschätzung im beschriebenen methodischen Ansatz die mögliche Fehlerfortpflanzung und Verstärkung bereits deutlich durch die Nutzung der frequenzbasierten Kopplung (Frequency Based Substructuring) an Stelle der modalen Kopplung (Component Mode Synthesis).

Generell können Einflüsse, für die das Messobjekt nur eine sehr geringe Sensitivität aufweist, gemäß DIN 1319 [Din95] vernachlässigt werden. Im Folgenden werden deswegen insbesondere die Einflüsse näher betrachtet, für die das Messobjekt - oder analog das Berechnungsmodell - in entsprechenden Parameterstudien die größten Sensitivitäten aufweist. Gleiches gilt für etwaige Herstellerangaben der Messtechnik oder hohe Sensitivitäten in Literaturangaben. Dies betrifft insbesondere die Messsensorik, für die in Datenblättern teilweise signifikante Fehlergrenzen angegeben werden und die dynamischen Substrukturierungsalgorithmen, für die in der Literatur unter sehr bestimmten Randbedingungen eine signifikante Fehlerverstärkung angegeben ist.

### **Messabweichungen durch Messsensorik**

Die durch Herstellerangaben, Kalibrierunterlagen und eigene Messungen abgeschätzte Messabweichung der verwendeten Sensoren hat sowohl Einfluss auf die Substrukturmodelle als auch auf den Gesamtsystembenchmark. So sind die in dieser Arbeit als Benchmark verwendeten Realversuche von zusammengesetzten Gesamtstrukturen mit Messabweichungen behaftet. Ebenso werden die zur Kopplung bestimmten Substrukturmodelle durch die Messabweichung beeinflusst, da die zu koppelnden FRFs aus dem Test einen Fehler aufweisen oder da das Simulationsmodell an einem fehlerbehafteten Messwert abgeglichen wurde.

Die verwendeten Messaufnehmer zur Beschleunigungsmessung weisen laut Kalibrierungsprotokollen generell eine vergleichsweise geringe potentielle Messabweichung von <2% relativen Linearitätsfehler im betrachteten Frequenzbereich auf. Aus diesem Grund bietet die *Acceleration Transmissibility* (zu Deutsch auch als *Durchlässigkeit* bezeichnet) einen nur mit einer geringen Messgenauigkeit behafteten Vergleichswert und wird deswegen - wo sinn-

voll und möglich - in Kapitel 4 zum Vergleich herangezogen. Die Genauigkeit der Frequenzbestimmung wird im Wesentlichen durch den Phasenversatz bei den tiefen Frequenzen bedingt. Im Frequenzbereich zwischen 1 Hz und 5000 Hz ist diese zu maximal 5% abgeschätzt.

Die Messungen zu den Schnittstellenkräften sind zwar aus Auslegungssicht deutlich interessanter, allerdings auch mit einer höheren potentiellen Messabweichung belegt. Hier steigt die Messabweichung bei immer geringeren Messwerten bezogen auf den Messbereichsendwert deutlich an. Dies wird bei einer üblichen Abschätzung mit der Genauigkeitsklasse angegeben, wie sie auch in Herstellerangaben und Kalibrierprotokollen für die verwendete Kraftmessensorik benutzt wird. Für die 3DoF-Kraftsensoren im Galley-Versuch ergibt sich mit dieser Angabe bei einer Genauigkeitsklasse von 1% und einem Messbereichsendwert von 50 kN eine Grenzabweichung von  $\pm 500$  N. In den meisten Untersuchungen liegen die aus Auslegungssicht interessanten Maximalkräfte im Resonanzfall deutlich über dieser sehr groben, aber konservativen Abschätzung der Messabweichung, so dass der relative Fehler von Messwert zu Messabweichung im Bereich weniger Prozent vorliegt.

Werden aber auch Messwerte außerhalb der Resonanz bei deutlich geringeren Kräften betrachtet, steigt der relative Fehler dieser groben Abschätzung stark an. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn die Kraftmessensoren in wechselnden Freiheitsgraden mehraxial belastet werden und mehraxial messen sollen. In diesem Fall kann die zeitweilige Belastung in einigen Freiheitsgraden hoch sein, während die zu messende Belastung sehr niedrig ist. Der Sensor muss entsprechend der Worst-Case-Lastfallkombination ausgewählt werden und ist in den niedrig belasteten Freiheitsgraden überdimensioniert. Bei einer hohen Überdimensionierung steigt auf Grund der geringen Kräfte im Vergleich zum Messbereichsendwert die Messungenauigkeit des Messwertes stark an. Für eine solche, aus mechanischen Gründen bedingte Sensornutzung im Grenzbereich ist eine Abschätzung über die Genauigkeitsklasse nicht geeignet, da diese zwar einfach und konservativ, aber zu grob ist. Weil die Angabe der Genauigkeitsklasse nur eine konservative Abschätzung durch Summierung vieler möglicher Fehlereinflüsse unter bestimmten Umgebungsbedingungen darstellt, kann dieser Wert durch eine detaillierte Analyse der Fehlereinflüsse noch präzisiert werden. So resultiert der hohe Wert der geschätzten allgemeinen Messabweichung für die gewählten Sensoren überwiegend aus einer langfristigen Sensordrift. Diese hat bei den hier durchgeführten Versuchen aber nur innerhalb der ca. 6 min Prüfdauer eine Auswirkung und tritt nicht, wie sonst angenommen, über einen Zeitraum von 30 min auf. Der tatsächlich mögliche Fehler wird deswegen deutlich geringer ausfallen.

Um für die folgende Betrachtung eine präzisere Abschätzung der möglichen Messabweichung zu ermöglichen, wird diese aus einem Vergleich von bekannten Trägheitskräften und dem gemessenen Verhalten der unbelasteten Leerstrukturen für kleine Frequenzen deutlich unterhalb des Resonanzfalls bestimmt. Für diesen Fall nähert sich das dynamische Verhalten dem Fall einer stationären Beschleunigung an. Wird diese Abschätzung aus dem Vergleich später bei höheren Messwerten als Grenzabweichung herangezogen, so ist diese Abschätzung konservativ, da die Sensorgenauigkeit bei Kraftmessensoren mit einer besseren Ausnutzung des Messbereichs steigt. Ein weiterer Vorteil der Betrachtung der Grenzabweichung über die Massenträgheit liegt darin, dass dabei die vollständige Messkette in die Betrachtung mit eingeschlossen wird. Auch der Fehlereinfluss der zum Referenzieren verwendeten

Beschleunigungssensoren wird mit eingeschlossen. Ebenso wird der Einfluss einer eventuell notwendigen Auskopplung starrer Anbindungsmassen in dieser Abschätzung mit abgebildet.

So kann beispielsweise für das leere Partition Panel im Bereich der unteren Frequenzgrenze eine Abweichung von ca. 10 N gegenüber der aus der statischen Masse erwarteten Reaktion bei X-Anregung bestimmt werden. Diese 10 N Grenzabweichung beim Partition Panel sind deutlich geringer als die generelle konservative Abschätzung über die Genauigkeitsklasse von 100 N. Für die unter konstruktiver Sicht relevanten Spitzenkräfte des leeren Panels im Resonanzfall von 625 N pro Sensor kann damit ein relativer Fehler von 1,6% zur Grenzabweichung von 10 N angegeben werden. Im Falle einer Beladung mit sechs Magazinen im Literature Pocket fällt der maximale Messwert mit 125 N pro Sensor etwas geringer aus, weswegen der relative Fehler über die geschätzte Grenzabweichung ca. 8% beträgt. Wird diese Berechnung für alle konstruktiv relevanten Lastfälle und Beladungsvariationen durchgeführt, so zeigt sich, dass die maximalen Messabweichungen alle in einem Bereich von  $\leq 10\%$  liegen, siehe auch Tabelle 18 in Kapitel 6.3. Damit wird die zu Anfang in Kapitel 5.2 im Rahmen der industrieüblichen Wünsche hergeleitete Anforderung erfüllt.

Wichtig für die Bewertung ist neben der zu Demonstrationszwecken verwendeten relativen Grenzabweichung unter konstruktiver Sicht insbesondere die absolute Grenzabweichung, um die Relevanz bewerten zu können. Für den jeweils relevanten Lastfall im Resonanzverhalten beträgt die geschätzte Grenzabweichung für die Partition-Panel-Versuche 10 N bei 0,25 g X-Anregung und für die Galley-Versuche 50 N pro Sensor bei 1 g Anregung in Y-Richtung.

Für die Substrukturidentifikationen der Literature Pockets kann ebenso eine Grenzabweichung der gemessenen Frequenzantwortfunktionen gegenüber der statischen Massenträgheit für die Messung des leeren Literature Pockets und des steifen Holz-Dummies zu ca. 0,5 N bei 1 g Anregungsbeschleunigung bestimmt werden. Dieser geringere Wert resultiert aus den deutlich präziseren Kraftsensoren für Ein-Achs-Messungen und berücksichtigt bereits die vollständige Messkette von Kraftsensoren, Beschleunigungsaufnehmern und Entkopplungsverfahren. Zwar entsteht mit dieser Grenzabweichung von ca. 0,05 kg entsprechender Masse ein hoher relativer Fehler bezogen auf die statische Masse des leeren Literature Pockets von 0,227 kg, allerdings sind die Auswirkungen der absoluten Abweichung beim Partition Panel mit 7,2 kg Masse vernachlässigbar gering.

Bei der Substrukturmessung der Ofen-Dummies reicht die Fehlerspanne von 10% Grenzabweichung bei den minimalen Kräften bis hinunter zu 2% bei den konstruktiv relevanten Maximalkräften der Y-Reaktionskräfte bei 3 g Anregung in Y-Richtung. Die Bestimmung der Grenzabweichung von 10 N pro Sensor erfolgte dazu aus der Differenz der Massenträgheitskräfte des 23 kg schweren leeren Ofen-Dummies und der entsprechenden Leermessung. Die Abweichung bei den höheren maximalen Reaktionskräften in X- und Z-Richtung ist mit ca. 1% noch geringer.

Fazit: Die Beschleunigungsmessung ist mit einem geringeren relativen Fehler behaftet. Die Ausnutzung der Kraftmessensorik ist trotz der konstruktiven und versuchstechnischen

Randbedingungen hoch genug, so dass der Einfluss der messtechnischen Abweichung für die Bestimmung der konstruktiv relevanten Kräfte als gering bis vernachlässigbar betrachtet werden kann. Eine Betrachtung der Genauigkeit ist allerdings bei der verwendeten Kraftmessensorik auch für zukünftige Versuche angeraten, da bei geringeren Kraftmesswerten in bestimmten Fällen keine Aussage mit vertretbaren Fehlergrenzen gemacht werden kann. Die vorgestellte Betrachtung bietet eine gute Vergleichsbasis mit einer realistischen Schätzung der Genauigkeit gegenüber der konservativen, groben Schätzung der industriellen Praxis.

### **Fehlereinfluss der dynamischen Substrukturierung**

Zum Einfluss der dynamischen Substrukturierung auf die Genauigkeit des prognostizierten Ergebnisses existieren in der Literatur bereits einige Untersuchungen. So wird in den Veröffentlichungen [Kle08c, Voo10a] gezeigt, dass kleine zufällige Fehler in der Beschreibung von Subsystemen unter bestimmten Umständen die Abweichung der Prognose des gekoppelten Systems erheblich verstärken können. Dies gilt insbesondere für Fehlereinflüsse auf die Schnittstellensteifigkeits-FRFs. Dabei sind unterschiedliche FBS-Kopplungsmethoden mathematisch äquivalent zu betrachten, weswegen die in [Voo10a] vorgestellten Ergebnisse übergreifend gelten.

Für die Anwendung auf die hier vorliegenden Untersuchungen ist allerdings zu berücksichtigen, dass die in [Voo10a] gemachten Versuche auf Substruktur-Tests mit freien Randbedingungen und Hammerschlaganregungen mit Extremszenarien aus der technischen Mechanik beruhen. So sind die dort vorgestellten Systeme sehr gering gedämpft, was zu Frequenzantwortfunktionen mit vielen Größenordnungen zwischen kleinstem und größtem Wert führt. Bei der zur Kopplung notwendigen Invertierung der Matrix des Gleichungssystems können hohe Größenordnungsunterschiede zum Aufweiten des Konfidenzintervalls führen. In [Kle08c] steigt diese Aufweitung des Konfidenzintervalls in einem sehr schmalbandigen Frequenzfenster punktuell auf 40%.

Zur Vermeidung von hohen Fehlerverstärkungen bei der Matrixinvertierung wird in der vorliegenden Arbeit für die Kopplungsberechnungen unter anderem der im FEM-Solver Nastran implementierte FBA-Befehlssatz genutzt. Hier ist zur Qualitätssicherung bereits eine automatische Kontrolle der Größenordnungsunterschiede zwischen den Substrukturen implementiert. Des Weiteren wurden die Substrukturen in [Voo10a] unter freien Randbedingungen mit Hammerschlägen identifiziert. In der vorliegenden Arbeit wird hierzu ein deutlich realistischerer Gleitsinus mit Fußpunktanregung bei realitätsnahen Anregungsniveaus verwendet. Bei einer guten Substrukturidentifikation wird die Abweichung des gekoppelten Modells beispielsweise in [Cul10] zu <7% angegeben. In den in der vorliegenden Arbeit betrachteten Strukturen mit deutlich höherer Dämpfung ist der Fehlereinfluss nochmals deutlich gesenkt. Dies spiegelt sich in den geringen Abweichungen zwischen allen in dieser Arbeit vorgestellten hybriden Berechnungsmodellen und den realen Benchmarktests wieder, siehe auch Tabelle 18 in Kapitel 6.3.

Auch bei der Entkopplung zur Auskopplung von Sensor- und Anbindungsmassen im Messsystem können Verstärkungen von Unsicherheiten auftreten, siehe [Cul10, Voo09, Voo11]. Die in der Messung des Gesamtsystems enthaltene Unsicherheit wird dabei durch die Auskopp-

lung von bestimmten Substrukturen verstärkt. In den Quellen [Cul10, Voo11] werden spezielle Fälle mit so hoher Vergrößerung der Unsicherheit beschrieben, dass unter den dort untersuchten Anwendungsszenarien eine praktische Anwendung noch nicht in Betracht gezogen werden kann. In [Voo09] wird gezeigt, dass die Unsicherheitsfortpflanzung durch fortschrittliche Entkopplungsverfahren um den Faktor 10 reduziert werden kann. In allen beschriebenen Fällen treten hohe Abweichungen nur bei sehr stark ausgeprägtem Resonanzverhalten der zu entkoppelnden Struktur auf.

Dies unterstreicht die Wichtigkeit der in Kapitel 5.3.3 aufgezeigten Anforderung, dass Prüfkörperanbindungen keine Resonanzen im getesteten Frequenzbereich aufweisen sollen. Andernfalls ist im Bereich dieser Resonanz auch mit Entkopplungsverfahren keine sinnvolle Aussage möglich, da der potentielle Fehlereinfluss in einer konservativen Einschätzung als zu hoch angesehen werden muss. Sowohl für die Kopplung wie auch für die Entkopplung empfiehlt sich ein gut entwickelter Versuchsaufbau, welcher die Fehlereinflüsse möglichst gering hält [Kle08c, Voo11]. Alle in dieser Arbeit verwendeten Prüfanbindungen weisen eine hinreichend hohe Steifigkeit ohne Resonanzen in der Nähe des Anregungsfrequenzbandes auf.

Die in Kapitel 3.5.3 vorgestellte Entkopplungsberechnung für steife Anbindungsstrukturen verbessert die Aussagequalität durch die Entfernung des Masseneinflusses der konstruktiv notwendigen Anbindung signifikant und stellt somit eine sinnvolle und notwendige Maßnahme zur Verbesserung der Ergebnisqualität dar. Da der Fehlereinfluss der Entkopplung in den in Tabelle 18 in Kapitel 6.3 aufgeführten maximalen Grenzabweichungen von  $\leq 10\%$  für die Kräfte im Resonanzfall der Struktur bereits enthalten ist, kann mit den genannten Anforderungen des methodischen Ansatzes zur Prüfgestaltung eine gute Genauigkeit erzielt werden.

### **Einordnung in den Stand der Technik**

Eine Darstellung der Messabweichungen durch Abschätzung über den Vergleich von bekannten Massenträgheiten zur dynamischen Masse bei niedrigen Frequenzen außerhalb der Resonanz findet sich in Kapitel 6.3 und Tabelle 18. Die dort vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass alle Betrachtungen der aus Auslegungssicht interessanten Spitzenwerte mit ihrem relativen Fehler von Grenzabweichung zu Messwert im Bereich von  $\leq 10\%$  liegen. Inwiefern auch geringere Kräfte mit einer vertretbaren Grenzabweichung behaftet sind, muss im Einzelfall an Hand der absoluten Grenzabweichung von ca. 10 N pro Sensor beim Partition Panel mit 0,25 g X-Anregung und von 50 N pro Sensor für die Galley-Versuche bei 1 g Anregung in Y-Richtung bewertet werden.

Zum Vergleich sei auch auf das in [Avi97] für die Windmilling-Analyse entwickelte Gesamtflugzeugmodell verwiesen, welches das Ziel von  $\pm 10\%$  für die meisten Moden mit Resonanzverhalten einhält, was dort für die Windmilling-Analyse als angemessen angesehen wird<sup>1</sup>. Dies deckt sich mit generellen Erwartungshaltungen, wie im Fachbuch [Ewi00]<sup>2</sup> beschrieben.

---

<sup>1</sup> siehe [Avi97], insbesondere S. 7-2

<sup>2</sup> siehe dort S. 426

### B3 Verwendete Sensorik in den durchgeführten Prüfläufen

#### Beschleunigungsaufnehmer in allen Versuchen:

Hersteller: PCB  
Typ: TLD356A02 (siehe Bild B.8)  
Freiheitsgrade: 3T  
Messbereich: 500 g in 3DoF

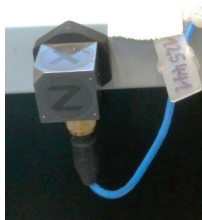


Bild B.8: Beispiel eines 3DoF-Beschleunigungsaufnehmers PCB-TLD356A02, hier SN 125441

#### Kraftsensoren für die Anbindung des Baby Bassinet:

Hersteller: ME Systeme / HBM  
Typ: K3D160 / S9M (siehe Bild B.9)  
Freiheitsgrade: 3T / 1T  
Messbereich: 3 x 10 kN / 1 x 10 kN  
Masse (zzgl. Adapter): 8,2 kg / 1,4 kg  
Verwendung: obere Anbindung / untere Anbindung

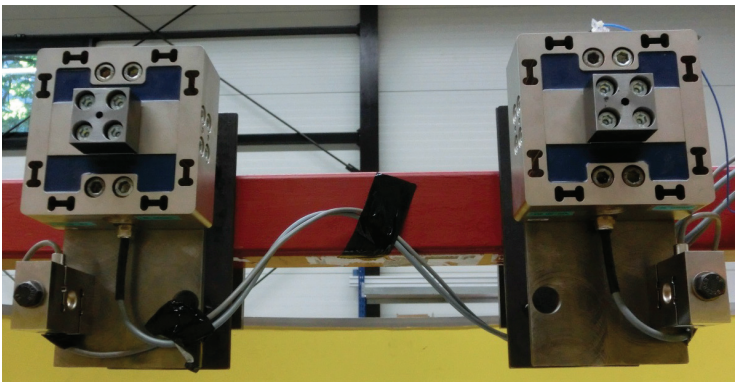


Bild B.9: Kraftsensoren der Anbindung für das Baby Bassinet (oben K3D160, unten S9M)

Kraftsensoren für Trägerpanel Literature-Pocket-Versuchsreihen:

Hersteller:	HBM	
Typ:	U10M	(siehe Bild B.10)
Freiheitsgrade:	1T	
Messbereich:	1 x 5 kN	
Masse ohne Kabel:	1,2 kg	



Bild B.10: Kraftsensor Typ U10M für Literature Pockets

Messverstärker und A/D-Wandler (für alle Versuche)

Hersteller:	HBM
Serie:	QuantumX
Typen:	MX410, MX840A, MX1601

**Messgenauigkeiten der Kraftmesssensorik laut Herstellerspezifikation**

Tabelle B.1 zeigt die Messbereiche und die dazu laut Herstellerangaben bekannten Genauigkeitsklassen sowie die detaillierteren Fehlereinflussparameter. Für die jeweiligen Einflüsse auf die Messgenauigkeit durch die Sensoren und die verwendeten HBM Quantum X Messverstärker wird in der Qualitätssicherung des Instituts PKT eine erweiterte Messungenauigkeit für ein 95%-Konfidenzintervall ( $k=2$ ) über die gesamte Messkette bestimmt. Die Angaben beziehen sich auf den Messbereichsendwert. Zu Vergleichszwecken der Sensoren wird eine 100% Auslastung mit Worst-Case-Störeinflüssen angenommen, welche in den Versuchen aber nicht erreicht wird. Deswegen ist die Abschätzung in Anhang B2 realitätsnäher.

Tabelle B.1: Genauigkeitsangaben zur verwendeten Kraftmesssensorik

Sensor	Messbereich [N]	auf Messbereich		auf Kennwert			Bereich erw. Messungenauigkeit $k=2$
		Gen.-Klasse [%]	Genauigkeitsgrenze [N]	Linearitätsfehler (<)	Umkehrspannenfehler (<)	Kriechfehler 30 min (<)	
K3D160 10 kN	10000	1,00%	100	0,20%	0,100%	0,05%	2,02%
K3D160 50 kN	50000	1,00%	500	0,20%	0,100%	0,05%	2,02%
U10M 2,5 kN	2500	0,03%	0,75	0,03%	0,075%	0,04%	1,16%
U10M 5 kN	5000	0,03%	1,5	0,03%	0,075%	0,04%	1,16%
S9M 10 kN	10000	0,02%	2	0,02%	0,020%	0,02%	1,26%
S9M 50 kN	50000	0,02%	10	0,02%	0,020%	0,02%	1,26%

**B4 Übersicht über die Versuchsparameter der durchgeführten Messläufe**

**SP1: Sandwich-Panel - Versuchsreihe 1 (Länge 400 mm, 200 mm Breite, 18,5 mm Dicke)**

**Regelung: Hänchen Ratio Drive**

**Prüfstand: 30 kN-Experimental-Hydroshaker**

Prüfkörper Konvention Bild 39	Anbindung	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Prüf- läufe
1.2 GFK, 1xML+1xCL, W, Zusatzmasse	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	1
2.1 CFK, 1xML+1xCL, W, Zusatzmasse	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	1
3.1 CFK, 2xML, W, Zusatzmasse	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	1
3.2 GFK, 2xML, L, Zusatzmasse	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	1

**SP2: Sandwich-Panel - Versuchsreihe 2 (Länge 1000 mm, 200 mm Breite, 18,5 mm Dicke),**

**Anbindungsvariation**

**Regelung: Hänchen Ratio Drive**

**Prüfstand: 30 kN-Experimental-Hydroshaker**

Prüfkörper Konvention Bild 39	Anbindung	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Prüf- läufe
4.1 GFK, 1xML+1xCL, W	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
4.2 GFK, 1xML+1xCL, W	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
5.1 GFK, 1xML+1xCL, L	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
5.2 GFK, 1xML+1xCL, L	Maschinenschraubstock	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
6.1 GFK, 1xML+1xCL, W	Steckröhre	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	1
7.1 GFK, 1xML+1xCL, W	Sitzschienenanbindung	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	4
8.1 GFK, 1xML+1xCL, W	geklebtes T	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3

**SP3: Sandwich-Panel - Versuchsreihe 3 (Länge 500 mm, 200 mm Breite, 8 mm Dicke; GFK)**

**Kernvariation**

**Regelung: Hänchen Ratio Drive**

**Prüfstand: 30 kN-Experimental-Hydroshaker**

Prüfkörper Konvention Bild 39	Anbindung	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Prüf- läufe
10.1 Airex Foam 70.75 (partielle Delaminat.)	geklebter Stahlfuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	5
10.2 Airex Foam 70.75	geklebter Stahlfuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3

## Fortsetzung SP3

Prüfkörper Konvention Bild 39	Anbindung	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Prüf- läufe
10.3 Airex Foam 70.55 (10 mm Dicke)	geklebter Stahl- fuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	2
10.4 Airex Foam (auxe- tisch komprim.) (3)	geklebter Stahl- fuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
10.5 Aramid Ho- neycomb, L	geklebter Stahl- fuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
10.6 OX Aramid Ho- neycomb, L	geklebter Stahl- fuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3
10.7 OX Aramid Hon- eycomb, L (auxet.)	geklebter Stahl- fuß	Schrittsinus 0,1 Hz aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	3

**DH2: Doghouse - Versuchsreihe 2****(mit steiferem Prüfaufbau und konstanter Beschleunigungsamplitude)****Regelung: Flexicon 2 mit Spitzenwertregler****Prüfstand: FGB 120 kN-Hydroshaker mit Schwingfundament**

Prüfkörper	Beladungs- variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Itera- tion
Doghouse	leer, keine Schublade	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	leer, keine Schublade	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade, leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade, leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 1 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 1 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 2 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 2 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 3 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Doghouse	Schublade mit 3 kg Lappen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
*Doghouse	Schublade, leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
*Doghouse	leer, keine Schublade	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten für Vergleich der Wiederholbarkeit

**LP2: Literature Pocket - Versuchsreihe 2 (mit verbessertem Prüfaufbau)**

Regelung: MOSA

Prüfstand: FGB 120 kN-Hydroshaker mit Schwingfundament

Prüfkörper	Beladungs- variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Itera- tion
leere Anbindung	Anbindung	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
(*)leere Anbindung	Anbindung	Gleitsinus aufw.	1 g	2 Hz	25 Hz	final
leere Anbindung	Anbindung	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
*leere Anbindung	Anbindung	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
*Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	2 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten für Vergleich der Wiederholbarkeit

**LP3: Literature Pocket - Versuchsreihe 3****(mit nochmals optimiertem Prüfaufbau und neuwertigem Prüfkörper)****Regelung: Flexicon 2 mit Spitzenwertregler****Prüfstand: FGB 120 kN-Hydroshaker mit Schwingfundament**

Prüfkörper	Beladungs- variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Iteration
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	1 g	2 Hz	25 Hz	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	2 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(new)	1 Magazin (LH)	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
dummy_Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	0 Magazine / leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
*Lit_poc(old)	1 Magazin	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	final
Lit_poc(old)	6 Magazine	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final
*leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	2 g	3 Hz	25 Hz	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten zum Vergleich der Wiederholbarkeit

**MO1: Biegeweich angebundener Monitor**

Regelung: MOSA

Prüfstand: FGB 120 kN-Hydroshaker mit Schwingfundament

Prüfkörper	Randbedingung	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Iteration
Monitor	freie Schw.	Impuls, frei				
Monitor	freie Schw.	Impuls, frei				
Monitor	freie Schw.	Impuls, frei				
Monitor	reibfreie Zentrierung	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	final
Monitor	reibfreie Zentrierung	Gleitsinus aufw.	≈1 g	3 Hz	25 Hz	2. / Versagen

**BB1: Baby Bassinet**

Regelung: MOSA

Prüfstand: FGB Hexapod

Prüfkörper	Beladungsvariation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungsrichtung	Iteration
Baby Bassinet	leer	Gleitsinus aufw.	≈0,5 g	3 Hz	30 Hz	X	3.
Baby Bassinet	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	X	final
Baby Bassinet	leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	30 Hz	X	final
Baby Bassinet	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Y	final
Baby Bassinet	12 kg baby dummy	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Y	final
Baby Bassinet	12 kg baby dummy	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Z	final
Baby Bassinet	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Z	final
Baby Bassinet	12 kg baby dummy	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	X	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	X	final
Baby Bassinet	12 kg baby dummy	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	30 Hz	X	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Y	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	30 Hz	Z	final

**OD1: Ofen-Dummy für Galleys****Regelung: Flexicon 2 mit Spitzenwertregler****Prüfstand: FGB Hexapod**

Prüfkörper	Beladungs-variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungs-richtung	Itera-tion
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
*Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	beladen	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	nur Papier-beladung	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Ofen-Dummy	leer	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final

Fortsetzung OD1:

Prüfkörper	Beladungsvariation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungsrichtung	Iteration
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	X	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	1 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
leere Anbindung	-	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Z	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten zum Vergleich der Wiederholbarkeit

Hinweise zur Beladungsvariation der Öfen:

volle Zuladung: 18 x 0,5 l Flaschen + 5 x 500 Seiten Büropapier: 21,5 kg

nur Papierbeladung: 3 x 500 Seiten Büropapier: 7,5 kg

leerer Ofen-Dummy: 23 kg

**Gemeinsam am PKT durchgeführte Prüfläufe von Gesamtsystemen mit eigener, spezifischer Auswertung im Rahmen der vorliegenden Arbeit**

**PP1: Partition Panel**

**Regelung: MOSA**

**Prüfstand: FGB Hexapod**

Prüfkörper	Beladungsvariation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungsrichtung	Iteration
Partition	leeres Panel	Impuls, frei	-	-	-	X	final
Partition	leeres Panel	Impuls, frei	-	-	-	X	final
Partition	leeres Panel	Impuls, frei	-	-	-	X	final
Partition	leeres Panel	Impuls, frei	-	-	-	X	final
Partition	leeres Panel	Impuls, frei	-	-	-	X	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,1 g	0,5 Hz	25 Hz	X	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,1 g	0,5 Hz	25 Hz	Y	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,1 g	0,5 Hz	25 Hz	Z	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	4 Hz	16 Hz	XY kombiniert	final
Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	4 Hz	16 Hz	Rotation Z	final
Partition	LitPoc(old)+1	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Partition	LitPoc(old)+1	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	Y	final

Fortsetzung PP1:

Prüfkörper	Beladungs- variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungs- richtung	Itera- tion
Partition	LitPoc(old)+1	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	LitPoc(old)+6	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	LitPocdum- my(old)+1	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	LitPocdum- my(old)+6	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	LitPoc(old)+0	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Partition	LitPoc(old)+1	dwell 180 min	0,55 g	10 Hz	10 Hz	X	P1
Partition	LitPoc(old)+1	dwell 71 min	0,55 g	10 Hz	10 Hz	X	P2
Partition	LitPoc(old)+1	dwell 43 min	0,55 g	10 Hz	10 Hz	X	P3
Partition	LitPoc(old)+1	dwell 56 min	0,55 g	10 Hz	10 Hz	X	P4
Partition	LitPoc(old)+1	dwell 1 min	0,55 g	10 Hz	10 Hz	X	P5
*Partition	LitPoc(old)+1	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final
*Partition	leeres Panel	Gleitsinus aufw.	0,25 g	3 Hz	25 Hz	X	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten zum Vergleich der Wiederholbarkeit

**GA1: A320-G2-Galley**

Regelung: MOSA

Prüfstand: FGB Hexapod

Prüfkörper	Beladungs- variation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungs- richtung	Itera- tion
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	2.
*Galley	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	YZ kombiniert	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
*Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	leer	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	YZ kombiniert	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	fixed_only	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final

Fortsetzung GA1:

Prüfkörper	Beladungsvariation	Anregungsart	Amplitude	untere Frequenz	obere Frequenz	Anregungsrichtung	Iteration
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	vollständig beladen	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	0,5 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,0 g	3 Hz	25 Hz	Z	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	X	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Y	final
Galley	ohne Trolleys	Gleitsinus aufw.	1,3 g	3 Hz	25 Hz	Z	final

\*doppelte Messung zu unterschiedlichen Zeitpunkten zum Vergleich der Wiederholbarkeit

### B5 Messungen zu dynamischen Anregungen in der Flugzeugkabine

Die in Kapitel 2.1.1 genannten Messungen zu Beschleunigungsanregungen in der Flugzeugkabine unter Komfortaspekten sind in der folgenden Tabelle 20 aufgelistet. Die Tabelle enthält dabei auch Parallelmessungen mit unterschiedlichen Geräten an gleicher Stelle.

Tabelle 20: Messungen zur dynamischen Anregungen in der Kabine

Flughafen	Start/Landebahn	Flugzeug	Sitz	Start	Landung	Turbulenz
Amsterdam	18L	B737-700	18A	X		
Boston	22L	A330	31A	X		
Denpasar		A320-200	29B	X		
Dubai	30R	777-300	19K	X		
Dubai	30R	A380	45A	X		
Dubai	30L	B777	18A	X		
Dubai	30L	B777	18A	X		
Hamburg	33	A321	11F	X		
Hamburg	23	B777	18A	X		

Fortsetzung Tabelle 20:

Flughafen	Start/Landebahn	Flugzeug	Sitz	Start	Landung	Turbulenz
Hamburg	23	A320	25A	X		
Hamburg	23	A320	25A	X		
Klia	32R	A320-200	27B	X		
Klia		A330-200	27k	X		
Kualanamu		A320-200	23C	X		
Lombok		ATR72-500	5C	X		
Salzburg	33	A320	25A	X		
Singapur	02L	B777	18K	X		
Singapur	02L	B777	18K	X		
Stuttgart	25	A319	20E	X		
Toulouse	32R	A319	7A	X		
Amsterdam		A330	31A		X	
Denpasar		ATR72-500	5C		X	
Dubai		A330-200	30E		X	
Dubai	12L	B777	18A		X	
Dubai	12L	B777	18A		X	
Dubai	30L	B777	18A		X	
Dubai	30R	B777	18K		X	
Hamburg	23	B737-700	18A		X	
Hamburg	33	A319	7A		X	
Hamburg	18	B777	18A		X	
Hamburg	18	B777	18A		X	
Hamburg	23	A320	25A		X	
Hamburg	23	A320	25A		X	
Hamburg	23	B737-800	1A		X	
Jakarta		A320-200	29B		X	
Klia		A320-200	25C		X	
Klia		777-300	19K		X	
Lombok		A320-200	23E		X	
Mailand		A319	20E		X	
Paris	09L	A321	11F		X	
Salzburg	15	A320	25A		X	
Salzburg	15	A320	25A		X	
Singapur	02L	A380	45A		X	
Singapur	02L	A380	45A		X	
		A330	31A			X
		A321	11F			X
		A319-100	31B			X
		A319-100	31B			X
		A319-100	31B			X
		B777	18K			X
		B737-800	rear Lav.			X
				<b>Start</b>	<b>Landung</b>	<b>Turbulenz</b>
<b>Anzahl</b>				20	24	7

Zusätzlich zu den in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Messungen zu einem Startvorgang und einer Turbulenzmessung sind weiterhin exemplarisch die Messungen eines turbulenten Landeanflugs (Bild B.11) und der Landung selbst mit Touch-down und Bremsvorgang (Bild B.12) dargestellt. Die in Kapitel 2.1.1 beschriebenen höheren Beschleunigungslasten machen dort die Erweiterung der Y-Achse des PSD-Diagramms um eine halbe Dekade notwendig.

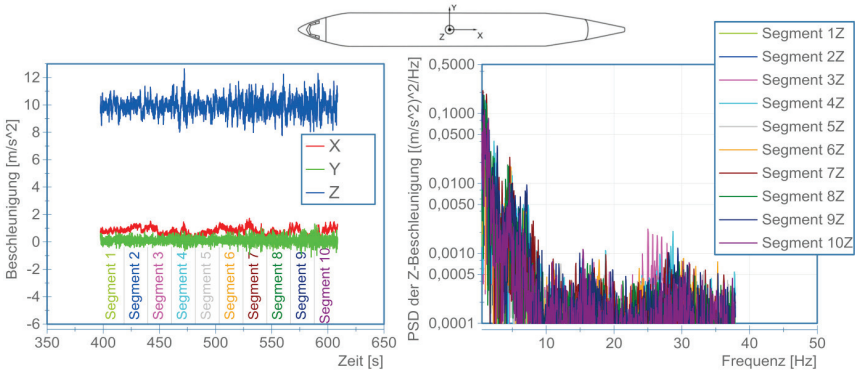


Bild B.11: Turbulenter Landeanflug auf Hamburg, RW23, mit B737-700, Sitz1A

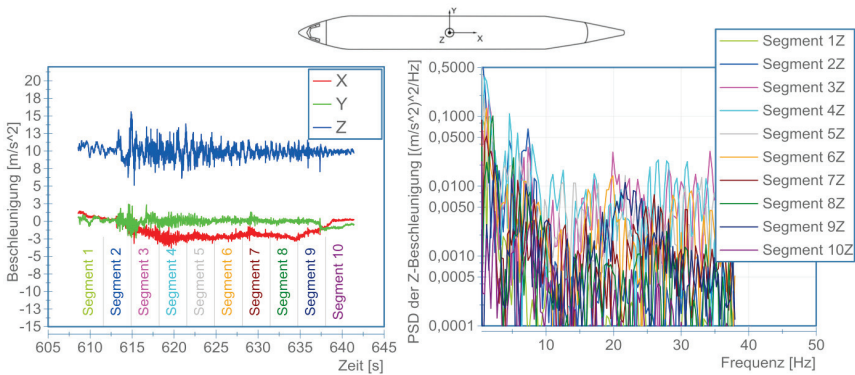


Bild B.12: Touch-down und Bremsvorgang Hamburg, RW23, mit B737-700, Sitz 1A

## B6 Auszüge zum Modular Dynamic Substructuring Tool

Im Folgenden werden die einzelnen Prozessschritte im MDS-Unterstützungswerkzeug kurz beschrieben. Für eine detaillierte Anleitung zu allen Programmfunktionen sei auf die umfangreiche Hilfefunktion der Programme verwiesen.

### Unterstützung zu Phase 1: Modellvorbereitung

Hier werden für jede Produktfamilie die enthaltenen Module und deren Schnittstellen definiert. Dabei können auch abstrakte Bezeichner verwendet werden, welche erst in der letzten Phase beispielsweise an die existierenden Knotennummern innerhalb eines FEM-Modells angepasst werden. Der Schritt zur Definition aller Schnittstellenknoten eines Moduls ist in Bild B.13 exemplarisch für das Literature Pocket mit einem Magazin (LP1) dargestellt.

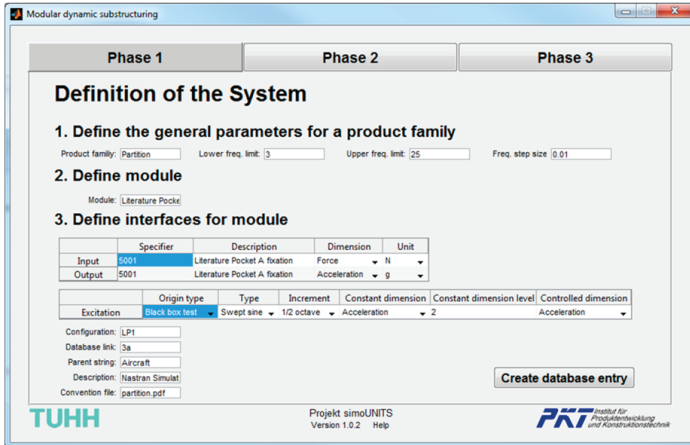


Bild B.13: Definition der Module einer Produktfamilie mit ihren vorgesehenen Schnittstellen

### Unterstützung zu Phase 2: Systemidentifikation jedes Moduls

In dieser Phase werden für alle zu koppelnden Freiheitsgrade der verbundenen Schnittstellenknoten für alle betrachteten Module die FRFs in der Datenbank hinterlegt, siehe Bild B.14.

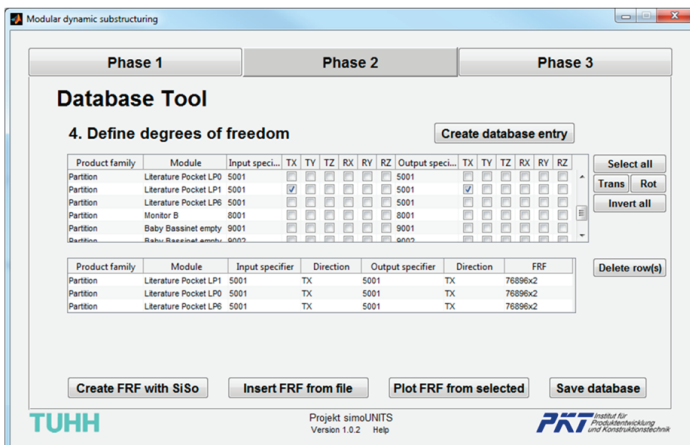


Bild B.14: Datenbank für die FRFs zum Schwingverhalten der Module an ihren Schnittstellen

Dazu können die FRFs aus realen Messdaten mit dem Programm-Teilpaket SISO Identification Tool abgeleitet werden oder die FRFs aus existierenden Dateien eingelesen werden.

Die Datenaufbereitung von Messdaten für eine FRF des Schwingverhaltens des Literature Pockets mit einem Magazin ist in Bild B.15 dargestellt. Wahlweise kann hier noch der Einfluss der Anbindung über eines der in Kapitel 3.5.3 beschriebenen Verfahren herausgerechnet werden.

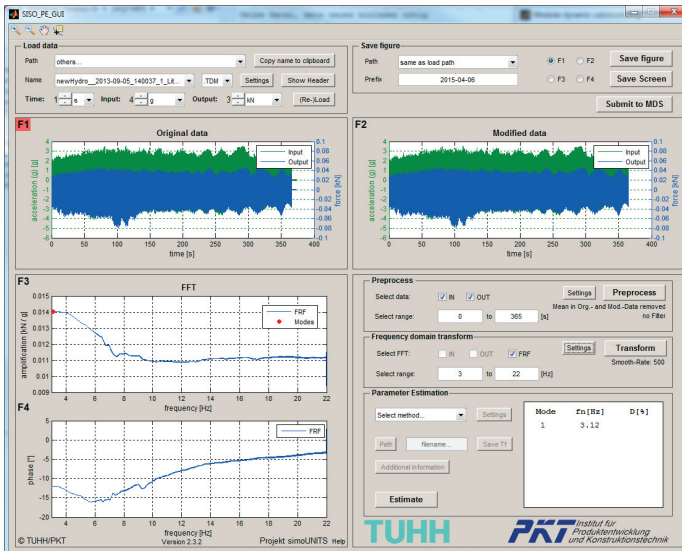


Bild B.15: Datenaufbereitung von Messdaten im Teilpaket SISO Identification Tool

Die so bestimmten FRFs für alle zu koppelnden Freiheitsgrade an den Schnittstellen der Module werden in einer produktfamilienweiten Datenbank abgespeichert.

Das SISO-Tool umfasst weiterhin die folgenden Funktionen:

- Kanalauswahl mit Definition der Einheiten
- Selektion eines Ausschnitts im Zeitbereich
- Selektion von Ein- und/oder Ausgang
- Datenaufbereitung mit
  - Filterung
  - Signalspiegelung
  - Zeitbereichsentkopplung
- Signalanalyse im Frequenzbereich mit
  - Fensterung
  - Phasennormierung
  - Glättung
  - Frequenzbereichsentkopplung mit fixer Masse

- Frequenzbereichsentkopplung mit Leermessung
- Darstellung mit linearer oder logarithmischer Skalierung für den ausgewählten Frequenzbereich
- Parameterschätzung über
  - Ausschwingverhalten im Zeitbereich (Spitzenwerte oder Regression)
  - Verstärkungsfunktion (automatisch oder manuell)
  - Bandbreiten-Methode
  - Regression auf Ein-Massen-Schwinger-Modell mit Fußpunkterregung
  - Curve Fitting mit OE-, ARX- und ARMAX-Modellen.

### Unterstützung zu Phase 3: Modellsynthese für jede Variante

Die letzte Phase des neu entwickelten Ansatzes wird mit dem Software-Werkzeug dahingehend unterstützt, dass die zuvor in der Datenbank abgelegten Beschreibungen des Schwingverhaltens der Module bezogen auf ihre Schnittstellen hier zur Kopplung mit MSC Nastran exportiert werden können. Dazu werden die zu exportierenden Module ausgewählt, siehe Bild B.16. Weiterhin können noch Anpassungen bei den Bezeichnern der Schnittstellenknoten vorgenommen werden, wenn beispielsweise in einem zu koppelnden FEM-Modell andere als die lokal für jedes Modul verwendeten Bezeichner genutzt werden sollen. Anschließend erfolgt ein Export in \*.unv-Dateien mit dem Universal-File-58-Format, welche in MSC Nastran im Rahmen des Frequency Based Substructuring gekoppelt werden können. Die Dateien können direkt in die Nastran-Deck-Datei \*.bdf eingebunden werden.

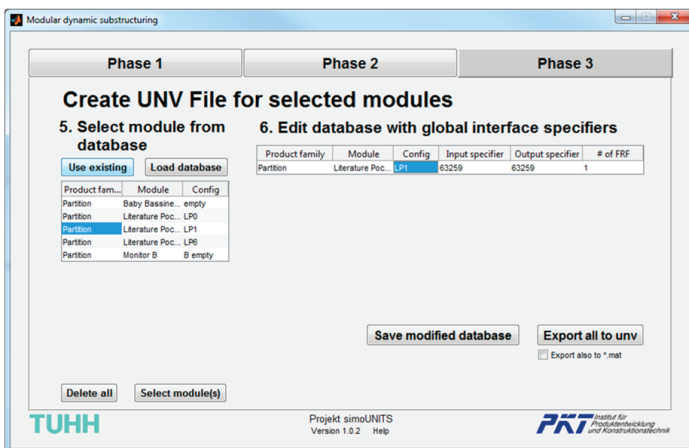


Bild B.16: Export der FRFs für die in MSC Nastran zu koppelnden Module



## Literatur

- [Ada08] Adams, R.; Maheri, R.; Hugon, J.: „The vibration properties of sandwich panels; eigenfrequencies and damping“, 8th International Conference on Sandwich Structures, Porto, 2008, S. 908-918.
- [Alb08] Albers, A.; Alink, T.; Matthiesen, S.; Thau, S.: „Support of system analysis and improvement in industrial design through the Contact and Channel Model“, International Design Conference - DESIGN, Dubrovnik, 2008.
- [Alb14] Albers, A.; Wintergerst, E.: „The Contact and Channel Approach (C&C<sup>2</sup>-A): relating a system’s physical structure to its functionality“, in: Blessing, L.; Chakrabarti, A. (Hrsg.): An Anthology of Theories and Models of Design: Philosophy, Approaches and Empirical Explorations, Springer-Verlag, London, 2014, S. 61–72.
- [All10] Allen, M.; Mayes, R.; Bergman, E.: „Experimental Modal Substructuring to Couple and Uncouple Substructures with Flexible Fixtures and Multi-point Connections“, Journal of Sound and Vibration, 2010, S. 4891-4906.
- [Ash57] Ashby, W.: „An introduction to Cybernetics“, Chapman&Hall, London, 1957.
- [Ats01] ATSB - Australian Transport Safety Bureau: „Examination of a Failed Fan Blade Turbofan Engine, investigation number 200100445“, 2001.
- [Auw01] Van der Auweraer, H.: „Structural dynamics modeling using modal analysis: applications, trends and challenges“, 18th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. Rediscovering Measurement in the Age of Informatics, IMTC 2001, IEEE, Budapest, 2001, S. 1502-1509.
- [Avi97] Aviation Rulemaking Advisory Committee: „Engine Windmilling Imbalance Loads - Final Report“, 1997.
- [Avi99] Avitabile, P.: „Why You Can’t Ignore Those Vibration Fixture Resonances“, Sound and Vibration, Nr. 33, 1999, S. 20-27.
- [Bac95] Bachmann, H. et al.: „Vibration problems in structures: practical guidelines“, Birkhäuser, Basel, 1995.
- [Bat07] Bathe, K.: „Finite Element Procedures“, Prentice Hall, New Jersey, 2007.

- [Bat11] Batista, F.; Maia, N.: „Uncoupling Techniques for the Dynamic Characterization of Substructures", in: Proulx, T. (Hrsg.): Linking Models and Experiments, Volume 2, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series Volume 4, Proceedings of the 29th IMAC, A Conference on Structural Dynamics, 2011, Springer New York, New York, NY, 2011, S. 383-392.
- [Bla00] Blackenfelt, M.; Sellgren, U.: „Design of robust interfaces in modular products", ASME Design Engineering Technical Conferences, Baltimore, 2000.
- [Ble09] Blessing, L.; Chakrabarti, A.: „DRM: A Design research methodology", Springer-Verlag, London, 2009.
- [Ble11] Blees, C.: „Eine Methode zur Entwicklung modularer Produktfamilien", Dissertation TU Hamburg-Harburg, TuTech Verlag Hamburg, Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, 2011.
- [Bog07] Bograd, S.; Schmidt, A.; Gaul, L.: „Modeling of damping in bolted structures", VDI-Berichte, Nr. 2003, 2007, S. 97-110.
- [Bös12] Bös, J.; Hanselka, H.: „Maschinenakustik", in: Rieg, F.; Steinhilper, R. (Hrsg.): Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, 2012, S. 315-347.
- [Brä09] Bräunling, W.: „Flugzeugtriebwerke", Springer-Verlag, Berlin, 2009.
- [Bro01] Browning, T.: „Applying the Design Structure Matrix to System Decomposition and Integration Problems: A Review and New Directions", IEEE transactions on engineering management, Vol. 48, Nr. 3, 2001, S. 292-306.
- [Bro11] Brosch, M.; Krause, D.: „Complexity from the Perspective of the Design for Supply Chain Requirements", GIC-PRODESC Proceedings, Mailand, 2011.
- [Bts13] BTS - US Bureau of Transportation Statistics: „U.S. Air Carrier Traffic Statistics", URL [http://apps.bts.gov/xml/air\\_traffic/src/index.xml](http://apps.bts.gov/xml/air_traffic/src/index.xml). - abgerufen am 08.09.2013.
- [Ceb94] Cebon, D.; Ashby, M.: „Materials selection for precision instruments", Measurement Science and Technology, Vol. 5, 1994, S. 296-306.
- [Clo11] Cloutier, D.; Avitabile, P.: „Dynamic Uncoupling of a System Model for Component Identification", in: Proulx, T. (Hrsg.): Linking Models and Experiments, Volume 2, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series Volume 4, Proceedings of the 29th IMAC, A Conference on Structural Dynamics, 2011, Springer New York, New York, NY, 2011, S. 173-185.
- [Cul10] Culla, A.; Ambrogio, W.D.; Fregolent, A.; Schiavone, A.: „Problems in using experimental data for dynamic substructuring of a lumped parameter system", Proceedings of ISMA2010 including USD2010, Leuven, 2010, S. 1851-1862.
- [Cup00] Cuppens, K.; Sas, P.: „Evaluation of the FRF based substructuring and modal synthesis technique applied to vehicle FE data", ISMA 2000, Leuven, 2000.

- [Dam09] D'Ambrogio, W.; Fregolent, A.: „Decoupling procedures in the general framework of Frequency Based Substructuring“, in: 26th International Modal Analysis Conference (IMAC XXVI), Society for Experimental Mechanics Inc., Orlando (FL), 2009.
- [Dam11] D'Ambrogio, W.; Fregolent, A.: „Direct decoupling of substructures using primal and dual formulation“, Proulx, T. (Hrsg.): Linking Models and Experiments, Volume 2, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series Volume 4, Proceedings of the 29th IMAC, A Conference on Structural Dynamics, 2011, Springer New York, New York, NY, 2011, S. 47-76.
- [Deg09] Degischer, P.; Lüftl, S.: „Leichtbau Prinzipien, Werkstoffauswahl und Fertigungsvarianten“, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 2009.
- [Din95] DIN - Deutsches Institut für Normung: „DIN 1319-1 Grundlagen der Meßtechnik, Teil 1: Grundbegriffe“, Berlin, Nr. 0017, 1995.
- [Dod01] DoD - US Department of Defence: „Systems Engineering Fundamentals“, Defense Systems Management College, Fort Belvoir, Virginia, 2001.
- [Ehr09] Ehrlenspiel, K.: „Integrierte Produktentwicklung“, 4. Ausgabe, Carl Hanser Verlag, München, 2009.
- [Eri98] Erixon, G.: „Modular Function Deployment: A Method for Product Modularisation“, Dissertation, The Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 1998.
- [Eas12] EASA - European Aviation Safety Agency: „Certification Specification for Large Aeroplanes CS-25“, amendment 12, 2012.
- [Ewi00] Ewins, D.J.; Inman, D.J.: „Modal Testing“, 2. Ausgabe, Research Studies Press, Baldock, England, 2000.
- [Faa11] FAA - Federal Aviation Administration „Federal Aviation Regulations (FAR), Title 14: Aeronautics and Space, Part 25 - Airworthiness Standards: Transport Category Airplanes“, 2011.
- [Fur05] Furrer, E.; Ziegahn, K.-F.: „Transportbelastungen“, GUS - Gesellschaft für Umweltsimulation, Pfingsttal, 2005.
- [Gal81] Gallardo, V.; Gaffney, E.; Bach, L.; Stallone, M.: „Blade loss transient dynamics analysis“, Cincinnati, 1981.
- [Gam09] GAMA - General Aviation Manufacturers Association: „Acceptable practices document, cabin interior monument, GAMA publication no. 13“, 2009.
- [Gas12] Gasch, R.; Knothe, K.; Liebich, R.: „Strukturdynamik“, 2. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin, 2012.
- [Gau07] Gaul, L.; Schmidt, A.: „Experimental Determination and Modeling of Material Damping“, VDI-Berichte, Nr. 2003, 2007, S. 17-40.
- [Geb14] Gebhardt, N.; Bahns, T.; Krause, D.: „An example of visually supported design of modular product families“, 24th CIRP Design Conference, Mailand, 2014.

- [Gel09] van Gelder, P.; Stet, M.: „Evaluation Methods for longitudinal evenness of runway pavements - NLR-TP-2009-190", Amsterdam, 2009.
- [Ger07] Gerardi, T.: „The impact of runway roughness in a high speed aborted takeoff", FAA worldwide airport technology transfer conference, Atlantic City, New Jersey, USA, 2007.
- [Gie02] Gierke, H. von; Brammer, A.: „Effects of shock and vibrations on man", in: Harris, I. Piersol, A. (Hrsg.): Shock and Vibration Handbook, 5. Ausgabe, McGraw-Hill, New York, 2002, S. 42/1 – 42/61.
- [Gie87] Gierke, H. von; Goldman, D.: „Effects of shock and vibrations on man", in: Harris, I.; Manton, C. (Hrsg.): Shock and Vibration Handbook, 3. Ausgabe, McGraw-Hill, New York, 1987, S. 44/1 - 44/58.
- [Gro00] Groll, G. von: „Windmilling in Aero-Engines", Dissertation, Imperial College of Science, Technology & Medicine, University of London, 2000.
- [Gum08] Gumpinger, T.; Krause, D.: „EFTEC- Effiziente Technologien auf Basis neuer Sandwichstrukturen", Schlussbericht, Behörde für Wirtschaft und Arbeit, Freie und Hansestadt Hamburg, 2008.
- [Gum11a] Gumpinger, T.; Krause, D.: „Development of modular products under consideration of lightweight design", 18th International Conference on Engineering Design (ICED), Kopenhagen, 2011, S. 100-111.
- [Gum11b] Gumpinger, T.; Krause, D.: „Tracing of weight propagation for modular product families", Invest on Visualization - Proceedings of the 13th International DSM Conference, Cambridge (USA), 2011, S. 103-114.
- [Gum11c] Gumpinger, T.; Jonas, H.; Plaumann, B.; Krause, D.: „A visualization concept for supporting module lightweight design", 18th International Conference on Engineering Design (ICED), Kopenhagen, 2011, S. 290-301.
- [Gum15] Gumpinger, T.: „Modulleichtbau - Methodische Unterstützung des Leichtbaus modularer Produktfamilien", Dissertation, TU Hamburg-Harburg, eingereicht 2015.
- [Hae15] Haest, B.: „Schraubverbindungen für Schwingungsprüfungen", Tagungsband GUS (Gesellschaft für Umweltsimulation e.V.), Karlsruhe, 2015
- [Har02] Harris, I.; Manton, C.; et al.: „Shock and Vibration Handbook", 3. Ausgabe, McGraw-Hill, New York, 1987.
- [Hei99] Heina, J.: „Variantenmanagement: Kosten-Nutzen-Bewertung zur Optimierung der Variantenvielfalt", Deutscher Universitätsverlag, Wiesbaden, 1999.
- [Hua98] Huang, C.; Kusiak, A.: „Modularity in Design of Products and Systems", IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part A, Vol. 28, Nr. 1, 1998, S. 66-77.
- [Ise92a] Isermann, R.: „Identifikation dynamischer Systeme 1 - Grundlegende Methoden", Springer-Verlag, Berlin, 1992.

- [Ise92b] Isermann, R.: „Identifikation dynamischer Systeme 2 - Besondere Methoden, Anwendungen“, 2. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin, 1992.
- [Iva14] Ivanov, I.; Blinnik, B.: „Dynamic Loads Acting on Engine Frame Elements after Fan Blade Out Event Study“, 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, St. Petersburg, 2014.
- [Jet88] Jetmundsen, B.; Bielawa, R.; Flannelly, W.: „Generalised frequency domain substructure synthesis“, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 33, Nr. 1, 1988, S. 55-64.
- [Jon09] Jonas, H.; Gumpinger, T.; Krause, D.: „FlexGalley - Innovative Approach for a Modular Design of an Aircraft Galley“, 2nd CEAS European Air and Space Conference, Manchester, 2009.
- [Jon12] Jonas, H.; Ripperda, S.; Krause, D.: „Methodical Product Program Planning within the aerospace industry“, 9th Norddesign Conference, Design Society, Aalborg, 2012.
- [Jon14] Jonas, H.: „Eine Methode zur strategischen Planung modularer Produktprogramme“, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, TuTech Verlag Hamburg, Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, 2014.
- [Kip12] Kipp, T.: „Methodische Unterstützung der variantengerechten Produktgestaltung“, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, TuTech Verlag Hamburg, Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, 2012.
- [Kle07] Klein, B.: „Leichtbau-Konstruktion“, Springer-Verlag, Berlin, 2007.
- [Kle08a] de Klerk, D.; Rixen, D.J.; Voormeeren, S.N.: „General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review, and Classification of Techniques“, AIAA Journal, Vol. 46, Nr. 5, 2008, S. 1169-1181.
- [Kle08b] de Klerk, D.; Rixen, D.; Voormeeren, S.; Pasteuning, F.: „Solving the RDoF Problem in Experimental Dynamic Substructuring“, 26th International Modal Analysis Conference (IMAC XXVI), Orlando (FL), 2008.
- [Kle08c] de Klerk, D.; Voormeeren, S.: „Uncertainty propagation in experimental dynamic substructuring“, 26th International Modal Analysis Conference (IMAC XXVI), Orlando (FL), 2008.
- [Kle11] Kleppmann, W.: „Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren“, 7. Ausgabe, Carl Hanser Verlag, München, 2011.
- [Kle13] Klein, B.: „Leichtbau-Konstruktion“, Springer Vieweg, Berlin, 2013.
- [Kna09] Knaebel, M.; Jäger, H.; Mastel, R.: „Technische Schwingungslehre“, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [Kra11a] Krause, D.; Eilmus, S.: „Methodical Support for the Development of Modular Product Families“, in: Birkhofer, H. (Hrsg.): The Future of Design Methodology, Springer-Verlag, London, 2011, S. 35-45.

- [Kra11b] Krause, D.; Plaumann, B.; Gumpinger, T.; Jonas, H.: „Flexible Positionierung von modularen Kabinenmonumenten durch innovative Anbindungen in Leichtbauweise“, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress (DLRK), Bremen, 2011.
- [Kra12] Krause, D.; Gumpinger, T.; Plaumann, B.: „Leichtbau“, in: Steinhilper, R.; Rieg, F. (Hrsg.): Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, 2012, S. 465-484.
- [Kra13] Krause, D.; Ripperda, S.: „An assessment of methodical approaches to support the development of modular product families“, 19th International Conference on Engineering Design (ICED), Design Society, Seoul, 2013.
- [Kra14] Krause, D.; Beckmann, G.; Eilmus, S.; Gebhardt, N.; Rettberg, R.: „Integrated Development of Modular Product Families - a Methods Toolkit“, in: Simpson, T.; Jiao, J.; Siddique, Z.; Hölttä-Otto, K. (Hrsg.): Advances in Product Family and Product Platform Design - Methods & Applications, Springer Science+Business Media, LLC., New York, 2014.
- [Kus96] Kusiak, A.; Huang, C.-C.: „Development of modular products“, IEEE Transactions on components, Packaging, and Manufacturing Technology, Part A, Vol. 19, Nr. 4, 1996, S. 523-538.
- [Lam14] Lampen, P.: „Stationary Dynamic Testing for Designing Aircraft Cabin Interior Monuments“, DFG Workshop Multiaxial Testing and Simulation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2014.
- [Lan96] Lanner, P.; Malmqvist, J.: „An Approach Towards Considering Technical and Economic Aspects in Product Architecture Design“, 2nd WDK Workshop on Product Structuring, Delft, 1996, S. 173-179.
- [Lee11] Lee, J.: „FRF, FBA & TPA“, MSC Software Corporation, 2011.
- [Lep11] Lepoittevin, G.; Kress, G.: „Finite element model updating of vibrating structures under free-free boundary conditions for modal damping prediction“, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 25, Nr. 6, 2011, S. 2203-2218.
- [Lep12] Lepoittevin, G.: „Composite laminates with integrated vibration damping treatments“, Dissertation, ETH Zürich, 2012.
- [Li06] Li, Z.; Crocker, M.: „Effects of thickness and delamination on the damping in honeycomb-foam sandwich beams“, Journal of Sound and Vibration, Vol. 294, Nr. 3, 2006, S. 473-485.
- [Lin09] Lindemann, U.; Maurer, M.; Braun, T.: „Structural Complexity Management“, Springer-Verlag, Berlin, 2009.
- [Lip10] Lippert, S.: „Efficient vibro-acoustic modelling of aircraft components with parameter uncertainties“, Dissertation TU Hamburg-Harburg, Institut für Modellierung und Berechnung, Shaker Verlag, Aachen, 2010.
- [Liu11a] Liu, Y.; Zogg, M.; Ermanni, P.: „An experimental comparative study on non-conventional surface and interface damping techniques for automotive panel structures“, Journal of Vibration and Control, Vol. 18, Nr. 14, 2011, S. 2210-2233.

- [Liu11b] Liu, Y.: „Damping Technologies for Automotive Panel Structures“, Dissertation, ETH Zürich, 2011.
- [Lju12] Ljung, L.: „MATLAB System Identification Toolbox - User 's Guide“, The MathWorks, Inc., Natick (MA), 2012.
- [Mah95] Mahrenholtz, O.; Bachmann, H.: „Chapter Damping“, in: Bachmann, H. (Hrsg.): Vibration problems in structures, Birkhäuser, Basel, 1995, S. 157-168.
- [Mal77] Malik, F.: „Strategie des Managements komplexer Systeme“, 4. Ausgabe, Paul Haupt, Bern, 1977.
- [Mat02] Matthiesen, S.: „Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme“, Dissertation, Forschungsberichte mkl, Vol6, Universität Karlsruhe (TH), 2002.
- [Mat11] Matthiesen, S.: „Seven years of product development in industry - experiences and requirements for supporting engineering design with “thinking tools”“, 18th International Conference on Engineering Design (ICED), Kopenhagen, 2011, S. 236-245.
- [Mor08] Morris, A.: „A practical guide to reliable finite element modelling“, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, 2008.
- [Mor96] Morris, A.: „The Qualification of Safety Critical Structures by Finite Element Analytical Methods“, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, Vol. 210, Nr. 2, 1996, S. 203-207.
- [Nas10] Nasdala, L.: „FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik“, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010.
- [Olt15] Oltmann, J.; Seemann, R.; Krause, D.: „Experimental investigation on damping for honeycomb sandwich panels under different support conditions“, International Workshop on Aircraft System Technologies (AST), Hamburg, 2015, S. 207-216.
- [Ott13] Otto, K.; Hölttä-Otto, K.; Simpson, T.W.: „Linking 10 years of modular design research: alternative methods and tool chain sequences to support product platform design“, ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE, Portland, Oregon, 2013.
- [Pah97] Pahl, G.; Beitz, W.: „Konstruktionslehre“, 7. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- [Pam07] Pamidi, P.: „Outline of the FRF, FBA and TPA Capability Description in MD Nastran R2“, 2007.
- [Pim94] Pimpler, T.; Eppinger, S.: „Integration analysis of product decompositions“, ASME Design Theory and Methodology Conference, Minneapolis, MN, 1994.
- [Pin01] Pintelon, R.; Schoukens, J.: „System Identification“, IEEE, New York, 2001.
- [Pla12] Plaumann, B.; Krause, D.: „Reduzierte Systemmodelle für die Auslegung von varianten Leichtbaustrukturen unter dynamischen Lasten“, Tag des Systems Engineerings 2012 (TdSE), Paderborn, 2012, S. 75-85.

- [Pla13] Plaumann, B.; Rasmussen, O.; Krause, D.: „System analysis and synthesis for the dimensioning of variant lightweight cabin interior“, 54th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA, Boston, 2013.
- [Pla14a] Plaumann, B.; Krause, D.: „Methodical support for the dimensioning of variant lightweight structures under dynamic excitations“, international design conference - DESIGN, Dubrovnik, 2014.
- [Pla14b] Plaumann, B.: „Test results and guideline report of the vibration testing and analysis conducted in the research project simoUNITS“, TU Hamburg-Harburg, Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Anhang zum Abschlussbericht des Projekts simoUNITS (veröffentlicht durch das BMWI), Hamburg, 2014.
- [Pla14c] Plaumann, B.; Krause, D.: „A methodical approach for dynamic system analysis & synthesis in the dimensioning of variant lightweight cabin interior“, 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS, St. Petersburg, 2014.
- [Qua14] Quadbeck, M.: „Development of 16G dynamical tested Partition“, 8. Innovation Day, CFK-Valley Stade, Stade, 2014.
- [Ras12] Rasmussen, O.; Plaumann, B.; Krause, D.: „Untersuchungen von varianten Leichtbaustrukturen unter dynamischen Lasten“, 22. DfX Symposium, Bamberg, 2012, S. 135-150.
- [Ras13] Rasmussen, O.; Plaumann, B.; Krause, D.: „Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Systemgrenzengestaltung bei dynamischen Versuchen“, 23. DfX Symposium, Hamburg, 2013, S. 143-152.
- [Ren95] Ren, Y.; Beards, C.F.: „On substructure synthesis with FRF data“, Journal of Sound and Vibration, Vol. 185, Nr. 5, 1995, S. 845-866.
- [Ric99] Richardson, M.H.: „Structural Dynamics Measurements“, Proceedings of SD2000, 1999.
- [Rip13] Ripperda, S.; Krause, D.: „Komplexitätskosteneffekte modularer Produktfamilien“, Design for X, Beiträge zum 24. DfX-Symposium, Hamburg, 2013, S. 13-24.
- [Rix11] Rixen, D.: „Substructuring using Impulse Response Functions for Impact Analysis“, in: Proulx, T. (Hrsg.): Structural Dynamics, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics, Series 12, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, Vol. 3, Springer New York, New York, NY, 2011, S. 637-646.
- [Rod84] Rodenacker, W.: „Methodisches Konstruieren“, 3. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin, 1984.
- [Rop09] Ropohl, G.: „Allgemeine Technologie: eine Systemtheorie der Technik“, 3. Ausgabe, Universitätsverlag Karlsruhe, Karlsruhe, 2009.
- [Rtc11] RTCA Inc.: „DO-160G Environmental Conditions and Test Procedures for Airborne Equipment“, Washington DC, 2011.

- [Sal07] Salvador, F.: „Toward a Product System Modularity Construct: Literature Review and Reconceptualization", IEEE transactions on engineering management, Vol. 54, Nr. 2, 2007, S. 219-240.
- [Sch01] Schuh, G.; Schwenk, U.: „Produktkomplexität managen", Hanser Verlag, München, 2001.
- [Sch05] Schürmann, H.: „Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden", Springer-Verlag, Berlin, 2005.
- [See14a] Seemann, R.; Plaumann, B.; Oltmann, J.; Krause, D.: „FE-Modelling guidelines for the dimensioning of cabin interior under stationary dynamic loads", 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, St. Petersburg, 2014.
- [See14b] Seemann, R.; Krause, D.: „Numerical modelling of nomex honeycomb cores for detailed analysis of sandwich panel joints", 16th European conference on composite materials (ECCM16), Sevilla, 2014.
- [See14c] Seemann, R.; Krause, D.: „Entwicklung von virtuellen Testverfahren für Sandwichstrukturen", 25. DfX-Symposium, Bamberg, 2014, S. 65-76.
- [Sel98] Sellgren, U.; Drogou, R.: „Behavior Modeling in Mechanical Engineering - A Modular Approach", Engineering with Computers, Vol. 14, 1998, S. 185-196.
- [Sel99] Sellgren, U.: „Simulation-Driven Design - Motives, Means and Opportunities", Dissertation, The Royal Institute of Technology, 1999.
- [Sil08] de Silva, J.; Moreira, R.; Rodrigues, J.: „Application of cork compounds in sandwich structures for vibration damping", 8th International Conference on Sandwich Structures, Porto, 2008.
- [Sil99] de Silva, C.: „Vibration: fundamentals and practice", CRC Press, Boca Raton, 1999.
- [Sim14] Simpson, T.; Jiao, J.; Siddique, Z.; Hölttä-Otto, K.: „Advances in Product Family and Product Platform Design - Methods & Applications", Springer Science+Business Media, LLC., New York, 2014.
- [Söd89] Söderström, T.; Stoica, P.: „System identification", Prentice Hall, 1989.
- [Sta73] Stachowiak, H.: „Allgemeine Modelltheorie", Springer-Verlag, Wien, 1973.
- [Sto12] Storm, R.: „Geräuschgerechtes Konstruieren", in: Rieg, F.; Steinhilper, R. (Hrsg.): Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, 2012, S. 583-658.
- [Sto97] Stone, R.: „Towards a theory of modular design", Dissertation, University of Texas at Austin, 1997.
- [Su93] Su, T.; Juang, J.: „Substructure system identification and synthesis", AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC 34th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Vol. 5, 1993, S. 3023-3033.
- [Tro88] Trost, T.: „Mechanical stresses on products during air cargo transportation", Packaging Technology and Science, Vol. 1, Nr. 3, 1988, S. 137-155.

- [Val10] Valk, P. van der: „Model Reduction & Interface Modeling in Dynamic Substructuring“, TU Delft, 2010.
- [Vdi03] VDI - Verein Deutscher Ingenieure: „Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen“, Düsseldorf, 2003.
- [Vdi04] VDI - Verein Deutscher Ingenieure: „Richtlinie 3830: Werkstoff- und Bauteildämpfung“, Düsseldorf, 2004.
- [Vdi93] VDI - Verein Deutscher Ingenieure: „Richtlinie 2221 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“, Düsseldorf, 1993.
- [Voo09] Voormeeren, S.; Rixen, D.: „Substructure Decoupling Techniques - a Review and Uncertainty Propagation Analysis“, 27th International Modal Analysis Conference (IMAC XXVII), Orlando (Fl), 2009.
- [Voo10a] Voormeeren, S.; de Klerk, D.; Rixen, D.: „Uncertainty quantification in experimental frequency based substructuring“, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 24, Nr. 1, 2010, S. 106-118.
- [Voo10b] Voormeeren, S.; Rixen, D.: „A family of substructure decoupling techniques based on a dual assembly approach“, Proceedings of ISMA2010 including USD2010, 2010, S. 1955-1968.
- [Voo11] Voormeeren, S.; Rixen, D.: „A Dual Approach to Substructure Decoupling Techniques“, Proulx, T. (Hrsg.): Structural Dynamics, Volume 3, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics, Series 12, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, Vol. 3, Springer New York, New York, NY, 2011, S. 601-616.
- [Wan00] Wang, B.; Yang, M.: „Damping of honeycomb sandwich beams“, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 105, Nr. 1-2, 2000, S. 67-72.
- [Wie07] Wiedemann, J.: „Leichtbau - Elemente und Konstruktion“, 3. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin, 2007.
- [Woh13] Wohlgemuth, M.; Spielberger, P.; Seemann, R.: „Notwendigkeit von detaillierteren FE-Modellen zur Effizienzsteigerung der Produktion von Flugzeugküchen“, 23. DfX Symposium, Hamburg, 2013, S. 221-230.
- [Woo67] Woods, A.: „Human Response to Low Frequency Sinusoidal and Random Vibration“, Aircraft Engineering, Nr. 7, 1967, S. 6-14.
- [Wri08] Wright, J.; Cooper, J.: „Introduction to aircraft aeroelasticity and loads“, Wiley, Chichester, 2008.
- [Yas04] Yassine, A.: „An Introduction to Modeling and Analyzing Complex Product Development Processes Using the Design Structure Matrix (DSM) Method“, Italian Management Review, 2004.
- [Zen97] Zenkert, D.: „The Handbook of Sandwich Construction“, 9. Ausgabe, Engineering Materials Advisory Services LTD, Clifton-upon-Teme, 1997.

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Geboren am 09. Mai 1983 in Hildesheim, verheiratet, ein Kind

## Berufliche Tätigkeiten

- |                   |   |
|-------------------|---|
| Seit 11.2014      | RMS Regelungs- und Messtechnik Dipl.-Ing. Schäfer GmbH & Co. KG, Reinbek,<br>Leiter Prüfzentrum und Qualitätsmanagement |
| 05.2010 – 10.2014 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik der TU Hamburg-Harburg       |
| 04.2009 – 08.2009 | Fachpraktikum bei der Dräger Medical AG & Co. KG, Lübeck  |
| 05.2004 – 06.2004 | Betriebspraktikum bei GEA Ecoflex GmbH, Sarstedt  |

## Hochschulstudium

- |                   |  |
|-------------------|--|
| 10.2004 – 03.2010 | Maschinenbaustudium an der TU Hamburg-Harburg<br>Studienschwerpunkt Produktentwicklung<br>Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau |
| 01.2008 – 05.2008 | Auslandssemester an der National University of Singapore (NUS)   |

## Zivildienst und Schulausbildung

- |                   |   |
|-------------------|---|
| 07.2003 – 04.2004 | Zivildienst beim Niedersächsischen Landesamt für Ökologie, Hildesheim |
| 08.1990 – 06.2003 | Gymnasium Andreanum, Hildesheim, Abschluss: Abitur                    |
| 08.2000 – 04.2001 | Auslandsschuljahr St. Gerard's School, Bray, Irland                   |