

# DYNAMISCHE SUBSTRUKTURIERUNG FÜR DIE AUSLEGUNG VARIANTER LEICHTBAUSTRUKTUREN UNTER VIBRATIONS- ANREGUNG

B. Plaumann, RMS Regelungs- und Messtechnik Dipl.-Ing. Schäfer GmbH, Deutschland

## Zusammenfassung

Der Beitrag stellt einen Ansatz vor, welcher die Auslegung von Leichtbaustrukturen unter Vibrationserregung durch eine Berechnung des dynamischen Schwingverhaltens für jede Produktvariante mit Hilfe der dynamischen Substrukturierung unterstützt. Dabei werden die Substrukturmodelle durch Frequenzantwortfunktionen abgebildet, welche das Schwingverhalten einer Substruktur bezogen auf seine Schnittstellen oder andere relevante Punkte darstellt. Die Substrukturmodelle werden im Frequenzbereich entsprechend einer modularen Produktstruktur zu Produktvarianten gekoppelt, um das lokale und globale Schwingverhalten der zusammengesetzten Struktur zu berechnen.

Als Datenbasis für die Berechnung des Schwingverhaltens wurden mehrere umfangreiche Versuchsreihen von Sandwichpanels über Partitions hin zu Galleys durchgeführt. Diese ermöglichen eine Systemanalyse mit der Ableitung der benötigten Modellparameter und werden als Benchmarks für die Entwicklung des methodischen Berechnungsansatzes genutzt. Der Beitrag stellt einige Ergebnisse für die Modellierung des Schwingverhaltens und deren Verwendung zur Berechnung des Gesamtsystemschwingverhaltens vor.

Die vorgestellten Ergebnisse hat der Autor im Rahmen der Verfassung seiner Dissertation am Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik (PKT) der Technischen Universität Hamburg-Harburg (TUHH) erarbeitet. Es erfolgt ein Ausblick zur Fortsetzung über die Anwendung der Kabinenstrukturen hinaus.

## 1. PROBLEMFELD UND HINTERGRÜNDE

Wegen seiner Nähe zum Passagier unterliegt Kabineninterieur von Verkehrsflugzeugen strengen Sicherheitsanforderungen. Außerdem verursachen schwere Kabinenmonumente, wie etwa Flugzeugbordküchen (Galleys), unter dynamischen Anregungen, z.B. bei Resonanzen, hohe Reaktionskräfte an ihren Schnittstellen zu tragenden Flugzeugelementen, was eine detaillierte Absicherung unter den eingeleiteten Lasten notwendig macht.

Das Problem verstärkt sich bei der Auslegung unter periodisch-stationären dynamischen Lasten, da hier üblicherweise vereinfachende Abschätzungen wie in der Statik nicht mehr möglich sind und der Berechnungsaufwand deutlich ansteigt. Des Weiteren sind zusätzliche valide Modellparameter, u.a. zur Dämpfung, für eine Berechnung notwendig, da diese eine Vervielfachung der Lasten in Resonanzen verursachen.

### 1.1. Hintergründe zu den Lastfällen

Dynamische Strukturbeanspruchungen können aus unterschiedlichsten internen Quellen oder aus der Interaktion mit der Umgebung resultieren. Für die Auslegung lassen sich die sicherheitskritischen Lastfälle von den komfortrelevanten unterscheiden. Diese werden unterschiedlich in der Auslegung behandelt, da im einen Fall eine hohe Sicherheit gewährleistet werden soll, aber im anderen Fall ein bestmögliches Komfortverhalten im Einklang mit anderen Optimierungszielen wie Leichtbau erzielt werden soll.

Für die dieser Veröffentlichung zu Grunde liegenden Dissertation [1] wurden vor allem die folgenden dynamischen Lastfälle betrachtet:

- periodische und zufällig verteilte dynamische Lasten aus dem Kontakt mit Bodenunebenheiten bei Start und Landung - komfortrelevant
- Turbulenzlasten mit zufälliger statistischer Verteilung - komfortrelevant
- Turbine Blade Loss Windmilling oder auch Sustained Engine Imbalance (SEI) - sicherheitskritisch

### Komfortrelevante Lastfälle

Um eine Abschätzung des Frequenzbereiches für spätere Untersuchungen zu erhalten, wurden Bewegungsmessungen von Verkehrsflugzeugen in Standardbetriebssituationen durchgeführt.

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 mehr als 50 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 Sicherheits Gesichtspunkten 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. Von den Messungen sind 24 Messungen zu Landungen, 20 Messungen zu Startvorgängen und sieben Turbulenzmessungen im Anhang der zu Grunde liegenden Dissertation [1] aufgelistet.

Im Falle von äquidistanten Unebenheiten, wie beispielsweise bei den Betonplatten der Startbahn am Flughafen Stuttgart, entsteht bei einer beschleunigten Bewegung ein gleitender Frequenzgang, bei nicht gleichmäßigen Abständen hingegen eine rauschartige Anregung.

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 [3] werden für eine Boeing B777 Dämpfungswerte aus einem Ground-Vibration-Test im Bereich von 0,35% - 5,4% kritischer Dämpfungsrate für die Moden im Frequenzbereich bis 25 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 durchgeführten ganzheitlichen Betrachtung des Schwingverhaltens im Flugzeug mit einer Überprüfung aller relevanten Schnittstellenlasten bei den

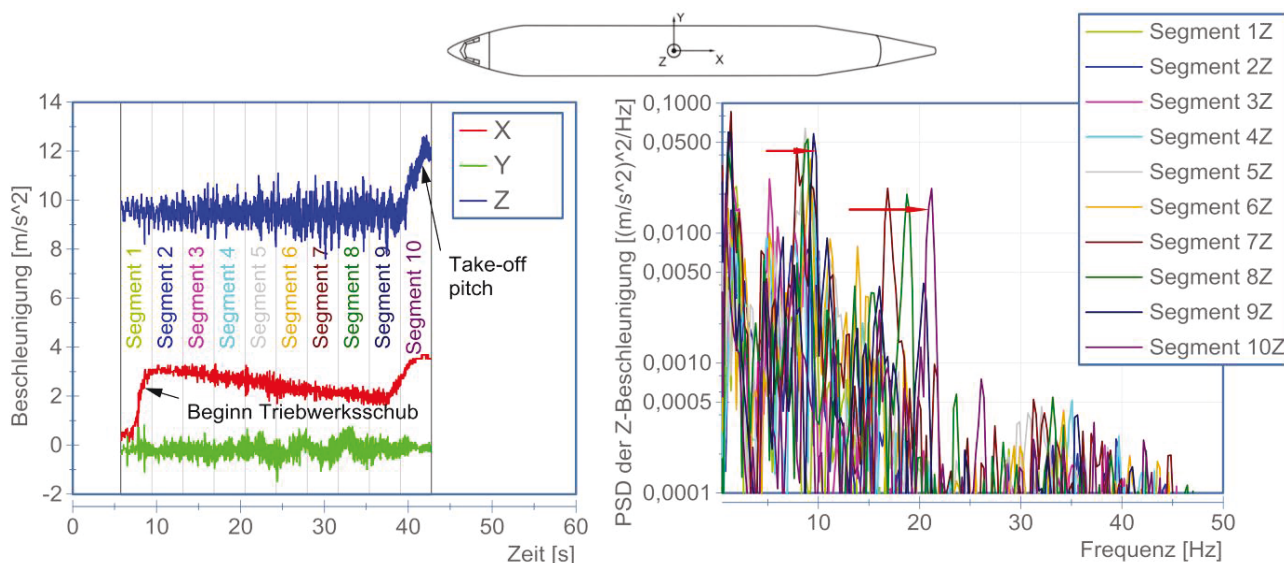


BILD 1. Beschleunigungsrohdaten und PSD-Analyse eines A319-Starts in Stuttgart, RW25

Für die Messung eines Starts eines A319 auf Runway 25 in Stuttgart ergeben sich die in BILD 1 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 1 rechts dargestellt, um so den Leistungsanteil über das Frequenzspektrum vergleichen zu können. Es lässt sich ein Anstieg von dominanten Frequenzen mit zunehmender Rollgeschwindigkeit über die Segmente erkennen (siehe rote Pfeile).

**Sicherheitsrelevante Lastfälle**

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.

Die resultierende Rotationsunwucht verursacht hohe Lasten auf den Lagern und den damit verbundenen Strukturen [2]. Die Unwuchterregung pflanzt sich über

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 oder der Boeing 737Max, immer größere Bedeutung.

Eine weitere wichtige Unterscheidung der auslegungsrelevanten dynamischen Anregung im Flugzeug ist ihr Frequenzbereich. Während in den Auslegungsspezifikationen für Kabinenmonumente im SEI-Fall ein klarer Fokus auf dem tieferfrequenten Anregungsspektrum mit hohen Wegen und großen Massen liegt, können näher am Triebwerk deutlich höherfrequente Anteile wesentlich auf die Auslegung einwirken. Dies lässt sich unter anderem durch die zahlreichen Spalte im Transferpfad der Schwingungen vom Triebwerk zur Kabine erklären, durch die höherfrequente Anteile (z.B. >30Hz) ausgekoppelt werden, tieferfrequente Anteile aber durch globale Moden der gesamten Rumpfstruktur deutlich verstärkt werden können. So finden beispielsweise SEI-Nachweise für bestimmte Triebwerke zwischen 10-2000Hz statt, was in der direkten Nähe zu einer Anregung mehrere Moden auch von eigentlich als sehr steif anzusehenden Komponenten führt. Eine Vermeidung von Resonanzproblemen durch Versteifen ist hier nicht mehr möglich, da bei dem hochfrequenten Anregungsspektrum innerhalb einer noch praktikablen Auslegungssteifigkeit ohnehin mehrere Moden angeregt werden.

Der Fokus im vorliegenden Artikel liegt allerdings auf der Auslegung von Kabinenmonumenten im dort mechanisch relevanten tieferfrequenten Frequenzbereich bis ca. 30Hz. Hier ist eine Versteifung zur Verschiebung der Resonanzfrequenzen zwar in manchen Fällen möglich, aber fast immer mit einer sehr hohen Massenzunahme erkauft. Denn durch eine Erhöhung der Steifigkeit steigt im Regelfall auch die Masse, was den gewünschten Effekt der Frequenzverschiebung zu höheren Frequenzen außerhalb des Anregungsspektrums zumindest teilweise wieder aufhebt. Eine sinnvolle, gewichtsoptimierte Auslegung benötigt damit verlässliche Aussagen zu realen lokalen Belastungen, insbesondere wenn sich diese im Resonanzfall um ein Vielfaches gegenüber der statischen Ersatzlast verstärken können. Nur so kann eine auf die realen Beanspruchungen im Bauteil ausgerichtete Auslegung unter Gewährleistung der Sicherheit und unter Ausnutzung der Leichtbaupotentiale erfolgen.

### 1.2. Variantenvielfalt

Der hohe Entwicklungsaufwand bei Produkten unter anspruchsvollen dynamischen Lasten steigt mit der Anzahl an Produktvarianten, während z.B. bei Flugzeugkabineninterieur nur geringe Stückzahlen pro Variante produziert werden. In häufig engen Entwicklungszeitfenstern bleibt damit wenig Zeit für die aufwendige Leichtbauoptimierung jeder Variante unter dynamischen Lasten, womit noch vorhandenes Leichtbaupotential ungenutzt bleibt.

In BILD 2 sind beispielhaft verschiedene Produktvarianten von Kabinentrennwänden (Partitions) dargestellt.

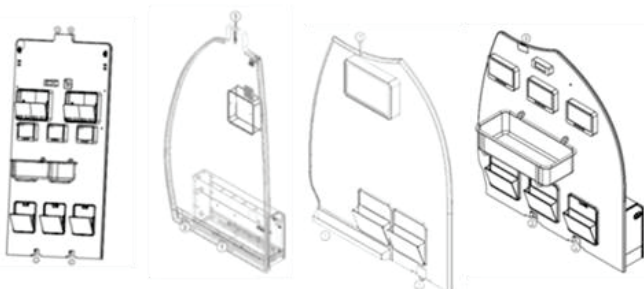


BILD 2. Beispielhafte Darstellung der Variantenvielfalt von Partitions (Quelle: Diehl Service Modules GmbH), siehe auch [4]

Zusätzlich zu den vielfältigen, vom Kunden geforderten geometrischen Produktvarianten sind bei der Entwicklung viele weitere auslegungsinterne Parametervariationen im Rahmen von Iterationsschleifen durchzuführen, um eine gute Kombination aus Geometrie und Material zu ermitteln.

Das kombinatorische Problem der durchzuführenden Berechnungen lässt sich auf die Multiplikatoren Lastfall, Geometrie und Material herunterbrechen. Der Lastfall-Multiplikator ergibt sich aus den äußeren Anforderungen, ebenso wie gewisse geometrische Anforderungen, beispielsweise die Außenabmessungen. Im Rahmen von Iterationsschleifen mit auslegungsinternen Parametervariationen können weiterhin das Material und verschiedene Geometrien für eine bestmögliche Erfüllung der Anforderungen bestimmt werden.

Die vom Kunden für seine Individualisierung geforderte hohe Varianz von Kabineninterieur kann mit einer modularen Produktstruktur abgebildet werden. Mit einer solchen modularen Produktstruktur kann dem Kunden gegenüber eine hohe externe Varianz mit einer geringen internen Varianz erzeugt werden, indem wenige Module zu verschiedenen Produktvarianten kombiniert werden. Der eigene entwickelte Ansatz baut auf dem Integrierten PKT-Ansatz zur Entwicklung modularer Produktfamilien auf. Dieser ermöglicht es, dem Kunden gegenüber eine hohe externe Varianz mit einer kleinen internen Varianz bereitzustellen, [5].

Das Prinzip ist vereinfacht mit Black-Box-Elementen in BILD 3 für zwei Produktvarianten von Partitions dargestellt.

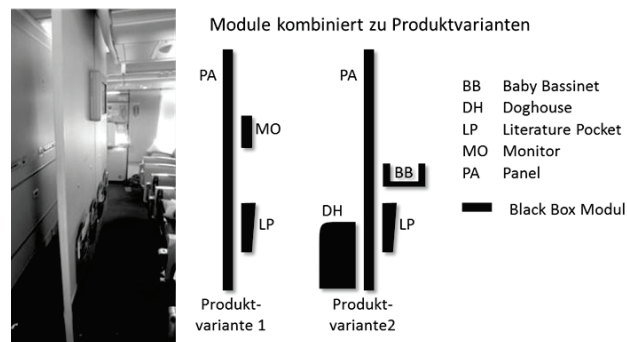
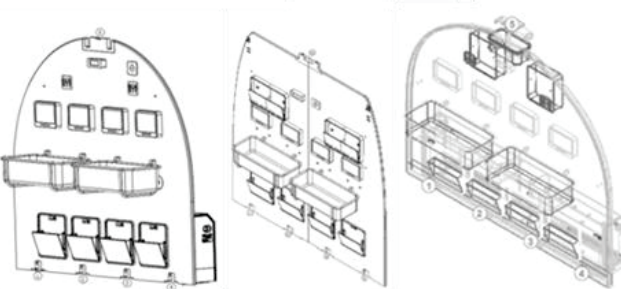


BILD 3. Prinzipdarstellung der Kombination mehrerer Module zu Produktvarianten



### 1.3. Dynamische Substrukturierung

Ein geeigneter Berechnungsansatz, um eine modulare Produktstruktur in die Auslegung unter dynamischen Lasten zu überführen, ist die dynamische Substrukturierung, wie Sie grundlegend in [6] und [7] vorgestellt wird.

Wie in BILD 4 dargestellt, kann das Schwingverhalten eines dynamischen Systems im physikalischen, im modalen und im Frequenz-Bereich abgebildet werden. Dazu wird exemplarisch die Form der dynamischen Grundgleichung für lineare Schwingssysteme mit Masse (M), Dämpfer (C), Feder (K) mit äußeren (f) und inneren (g) Kräften dargestellt.

Ein in der industriellen Anwendung häufig praktizierter Weg ist die Messung von realen dynamischen Anregungen mit einer anschließenden Übertragung in den Frequenzbereich über eine Fast-Fourier-Transformation. An Stelle einer weiteren Analyse und Verarbeitung der

Informationen im Frequenzbereich erfolgt allerdings häufig zusätzlich eine modale Parameterschätzung, bei der versucht wird, das Schwingverhalten des Systems durch ein oder mehrere idealisierte Ein-Massen-Schwinger darzustellen. Diese modale Parameterschätzung stößt bei komplexeren zusammengesetzten Strukturen schnell an ihre Grenze, wenn das Schwingverhalten durch die vereinfachten Modellen nicht mehr gut getroffen wird, wie beispielsweise in [8] für Kabinenmonumente gezeigt.

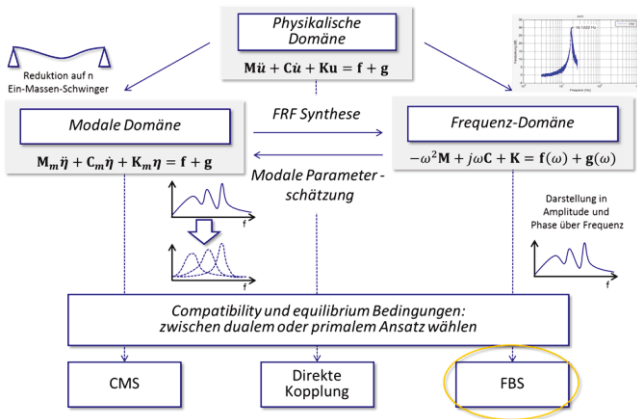


BILD 4. Abbildung des Schwingverhaltens in verschiedenen Domänen und deren Kopplungsmöglichkeiten für Substrukturen nach [6]

Ebenfalls dargestellt in BILD 4 sind die verschiedenen Möglichkeiten der Kopplung von Substrukturen in den drei Domänen. Ein bislang häufig angewandtes Verfahren findet mit der Component-Mode-Synthesis (CMS) in der modalen Domäne statt und wird auch häufig mit Begriffen wie „Craig-Brampton-Methode“ bezeichnet. Hier werden die vereinfachten, linearen Ein-Massen-Schwinger-Modelle miteinander gekoppelt. Eine sehr rechenintensive Kopplung ist die Berechnung der Kopplung in der physikalischen Domäne mit dem vollständigen Zeitverlauf. Auf Grund des hohen Rechenaufwandes findet diese Kopplung üblicherweise nur Anwendung, wenn andere Möglichkeiten erschöpft sind.

Vergleichsweise wenig Rechenaufwand benötigt die Kopplung im Frequenzbereich, welche zusätzlich noch

ohne die nachteilige Vereinfachung in linearisierte Ein-Massen-Schwinger auskommt und sich damit deutlich besser zur realitätsnahen Abbildung des Schwingverhaltens komplexer zusammengesetzter Strukturen eignet. Die frequenzbasierte Substrukturierung (Frequency Based Substructuring - FBS) wurde bereits 1988 in [7] für die Berechnung des Schwingverhaltens eines aus mehreren Substrukturen zusammengesetzten Helikopters beschrieben. Durch die schnelle Verrechnung von mehreren Frequenzantwortfunktionen (Frequency Response Functions – FRF) direkt im Frequenzbereich und ohne weitere Parameteridentifikation eignet sich die frequenzbasierte Substrukturierung bestens für den Einsatz bei der Auslegung einer modularen Produktstruktur mit einer hohen Variantenvielfalt.

Da die dynamische Substrukturierung bislang allerdings kaum im Zusammenhang mit der Beherrschung einer hohen Variantenvielfalt betrachtet wurde, ist ein methodischer Ansatz notwendig, welcher die beiden weit auseinanderliegenden Themengebiete modularer Produktarchitektur und dynamischer Substrukturierung zusammenbringt.

## 2. ANSATZ ZUR DYNAMISCHEN SUBSTRUKTURIERUNG BEI HOHER VARIANTENVIELFALT

Vor dem beschriebenen Hintergrund wurde ein methodischer Ansatz entwickelt, der die Auslegung varianter Leichtbaustrukturen unter Schwingerregung unterstützt, siehe BILD 5.

### 2.1. Konsistente Modellvorbereitung über alle Varianten hinweg

Eine wesentliche Herausforderung für die Anwendung der dynamischen Substrukturierung auf die Berechnung vieler Produktvarianten ist die konsistente Modellierung über alle Produktvarianten einer Produktfamilie hinweg, um so die Rechenbarkeit sicherzustellen.

In der ersten Phase des Ansatzes werden zunächst die Analyse-Ziele definiert, um hieraus die Anforderungen für die Modellierung ableiten zu können. In den nächsten Schritten werden dann die modulare Produktstruktur und dynamische Substrukturen überführt und diese

entsprechend der Berechnungsanforderungen hinsichtlich der Systemgrenzen und Schnittstellendefinitionen weiter detailliert.

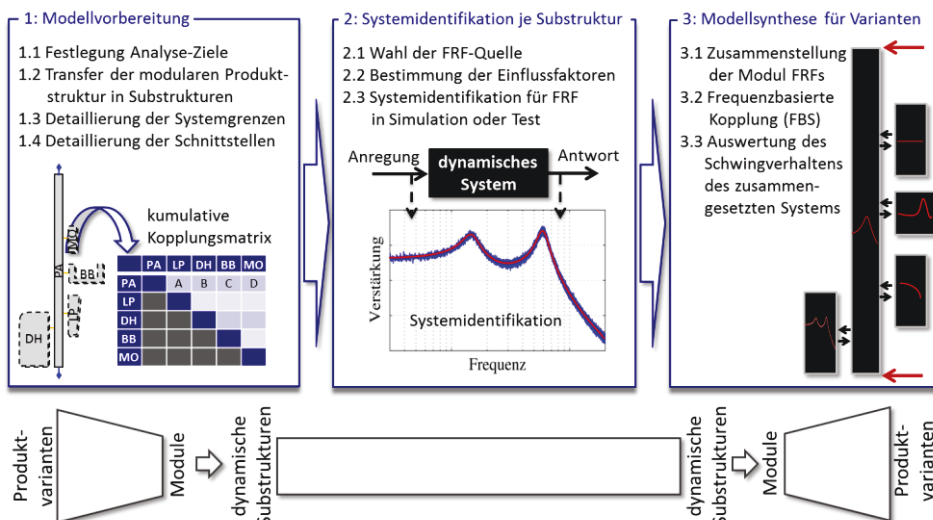


BILD 5. Methodischer Ansatz zur Auslegung von variantem Kabineninterieur unter dynamischen Lasten, siehe auch [1]

## 2.2. Systemidentifikation von Gesamtsystemen und Substrukturen

In diesem Schritt wird das reale Schwingverhalten jeder Substruktur im Rahmen eines Black-Box-Modells auf das Schwingverhalten an den Schnittstellen und anderen relevanten Punkten reduziert. Hier werden die Kopplungsgrößen, wie beispielsweise Beschleunigungen und Schnittstellenkräfte, in Frequenz-Antwort-Funktionen dargestellt.

Da wegen der frequenzbasierten Substrukturierung eine spätere Berechnung der Kopplung der Substrukturen zum Gesamtsystemschwingverhalten im Frequenzbereich erfolgt, können verschiedene Modellquellen verwendet werden.

So können in frühen Entwicklungsstadien die Frequenzantwortfunktionen aus vereinfachten Schätzmodellen gewonnen werden. Liegen detaillierte Modelle mit validen Modellparameter zu Masse, Steifigkeit und Dämpfung vor, können die FRFs auch aus detaillierten dynamischen FEM-Modellen ermittelt werden. Ist das zu beschreibende Schwingverhalten einer realen Substruktur mit vertretbarem Aufwand nicht hinreichend genau in einem detaillierten FEM-Modell abzubilden oder fehlen wichtige Parameter, wie beispielsweise die Dämpfung, dann kann die FRF auch direkt aus Black-Box-Test zur Kopplung mit anderen Substrukturen verwendet werden.

Der Schritt der Systemidentifikation jeder Substruktur wird unter anderem detaillierter in [8] und [1] beschrieben. Dabei wird insbesondere in [1] detaillierter auf die durchgeführten umfangreichen Versuchsreihen von mehreren Substrukturen und Gesamtsystemen jeweils in unterschiedlichen Beladungssituationen eingegangen, die in BILD 6 als Übersicht dargestellt sind.

## 3. MODELLSYNTHESE FÜR EINE GALLEY-VARIANTE

Sind alle Substrukturen der Produktfamilie hinsichtlich ihres Schwingverhaltens in FRFs beschrieben, kann das Schwingverhalten einzelner Produktvarianten oder auslegungsinterner Parametervariationen aus der Kopplung der jeweiligen Substrukturen gemäß der modularen Produktstruktur erfolgen.

In BILD 7 ist das Vorgehen für das Beispiel einer Galley mit einer Beladung von Substrukturen aus zwei Öfen und einem Getränkezubereiter dargestellt. Weiterhin wird das Ergebnis der summierten Schnittstellenkräfte der Galley für die Berechnung mit dem hybriden Modell auf Basis der dynamischen Substrukturierung mit einer Modellierung in einem reinen FEM-Modell mit Punktmassen für die Öfen verglichen.

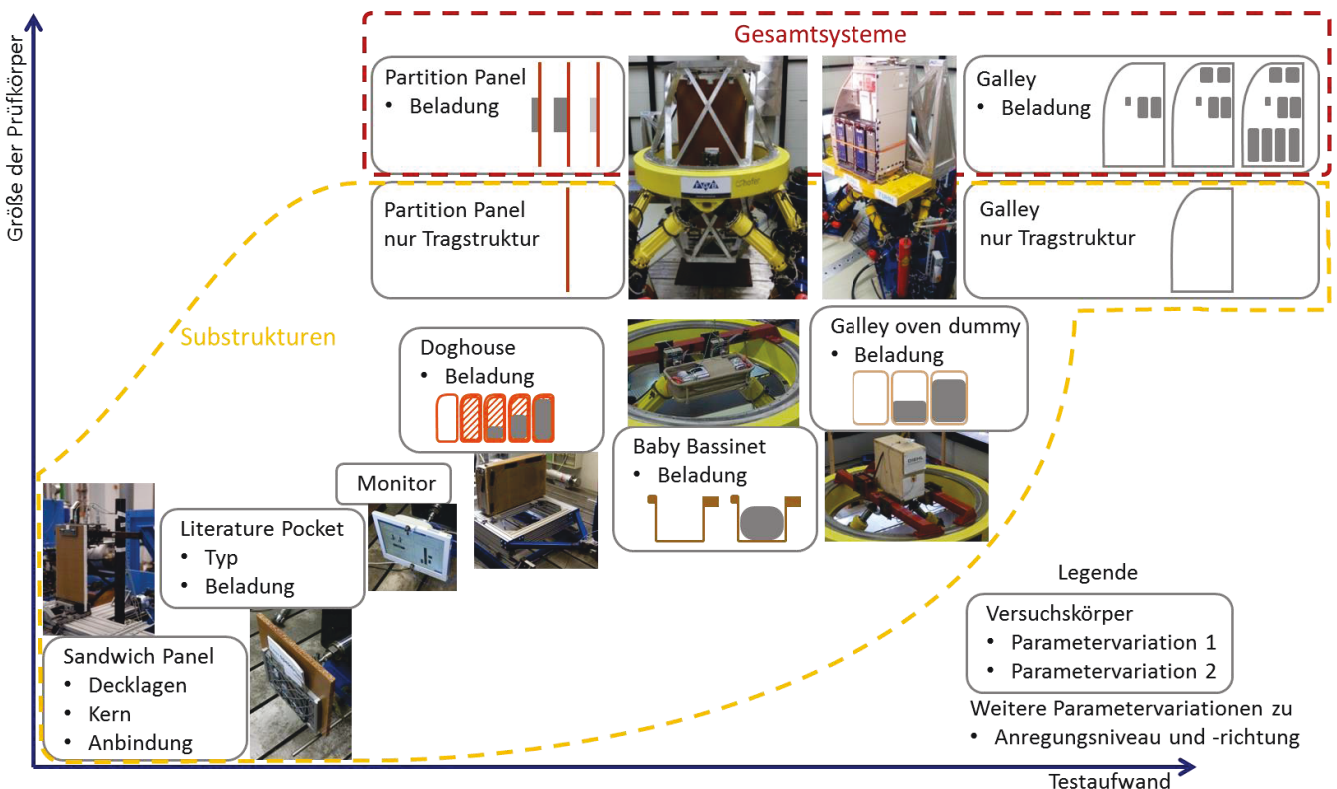


BILD 6. Durchgeführte Versuche zur Substrukturidentifikation und Gesamtsystemvalidierung

Da die Öfen mit Wasserflaschen und Dummy-Gewichten aus Papierpaketen zusätzlich beladen waren, wurde das komplexe Schwingverhalten der Beladung in den Öfen über die Einbindung der realen Testdaten in das Modell realisiert. Der vergleichsweise irrelevante Eintrag des Getränkezubereiters erfolgt über die Ableitung der FRFs aus einem vereinfachten Schätzmodell. Die tragende Galley-Struktur wurde durch ein FEM-Modell abgebildet.

mit MSC Nastran berechnet. Ebenso erfolgte die Ableitung der FRFs aus FEM-Modellen mit MSC Nastran.

Zur besseren Verwaltung der Substrukturmodelle und schnellen Modellsynthese der zu berechnenden Gesamtsystemvariante aus den Substrukturmodellen wurde ein Software-Werkzeug zur Unterstützung entwickelt. Dieses unterstützt zusätzlich noch die Berechnung von FRFs aus Testdaten für Schritt 2.

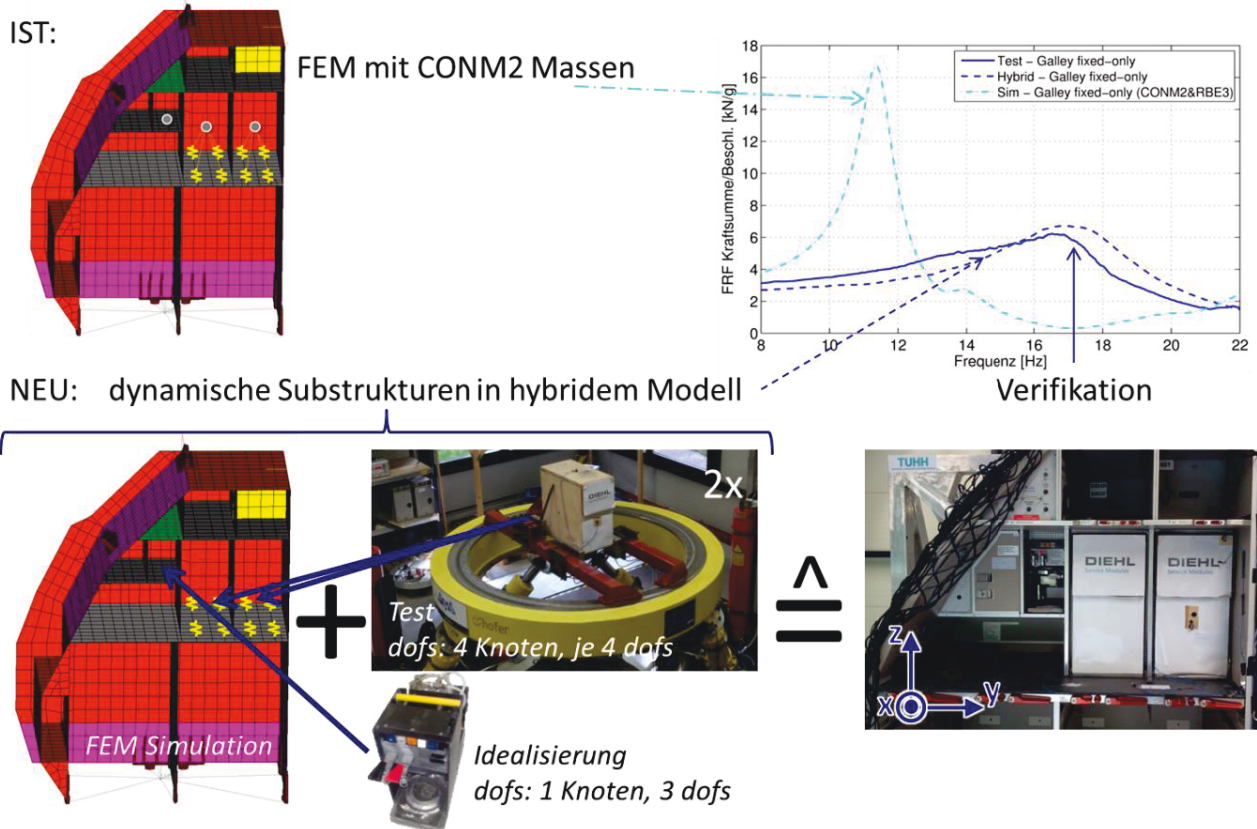


BILD 7. Anwendungsbeispiel der resultierenden Kraftantwort einer Galley, siehe [9]

Die Massenauskopplung der Beladungsmassen aus Wasserflaschen und Papierblöcken sowie deren Energiedissipation wird durch die Punktmassen im industrieeüblichen FEM-Modell (hellblau gestrichelt) nicht korrekt abgebildet, weswegen eine inakzeptable Abweichung der berechneten Resonanzfrequenz (31%) und resultierenden Maximalkräfte (170%) zu beobachten ist.

Das Berechnungsmodell mit der hybriden Kopplung von Frequenzantwortfunktionen der Substrukturen (blau gestrichelt) liefert hingegen eine gute Übereinstimmung mit der realen Messung des zusammengesetzten Systems (blau durchgezogen). Für das Galley-Beispiel liegen die Abweichung der Resonanzfrequenz bei 2,5% und die Abweichung der Antworthöhe bei 8,1%. Bei einer erwarteten Grenzabweichung der Messtechnik von 5,6% für diesen Messwert sind die berechneten Werte kaum schlechter als die messtechnisch überhaupt mögliche Genauigkeit der real gemessenen Benchmark-Kurve.

Die frequenzbasierte Kopplung ist mittlerweile in den meisten großen kommerziellen Software-Werkzeugen implementiert. Im vorliegenden Fall wurde die Kopplung

#### 4. ZUSAMMENFASSUNG

Um die anspruchsvolle Auslegung von gewichtskritischen Leichtbauteilen unter Vibrationsanregung auch bei einer hohen Variantenvielfalt besser zu unterstützen, wurde ein methodischer Ansatz auf Basis von modularen Produktstrukturen und der dynamischen Substrukturierung entwickelt. Der Ansatz unterstützt die Auslegung durch die Kopplung weniger dynamischer Substrukturen zur Erzeugung einer hohen Variantenvielfalt. Dieses Vorgehen reduziert den Modellierungsaufwand gegenüber einer detaillierten Modellierung jeder vollständigen Produktvariante. Weiterhin wird der Testaufwand durch weniger und kleinere Tests von einzelnen Substrukturen an Stelle ganzer Produktvarianten reduziert. Durch die Möglichkeit, dynamische Substrukturmodelle mit Frequenzantwortfunktionen aus Simulation, Test oder Schätzmodellen ableiten zu können, wird die Vorhersagegenauigkeit der Berechnung weiter verbessert, insbesondere bei nur schlecht in der Simulation abbildbaren Schwingverhalten realer Substrukturen.

## Ausblick

Schaut man über die Anwendung auf Kabinenstrukturen hinaus, so wird für eine Anwendung die Betrachtung auch von höherfrequenten Anteilen notwendig.

Beispielsweise werden in Bereichen des Flugzeugs mit weniger spielbehafteten Kontaktflächen in den Transferstrecken auch höhere Frequenzen mit geringeren Wegen, aber höheren Beschleunigungen, übertragen. Im SEI-Fall bedeutet dies ein immer höherfrequenteres Anregungsspektrum je näher man sich an der Vibrationsquelle, den Triebwerken, befindet. Für die dynamische Substrukturierung und auch die allgemeine Modellierung kommen dadurch weitere Herausforderungen hinzu, da nun mehrere Moden der Strukturen angeregt werden. Hierbei liegen häufig unterschiedlich hohe Dämpfungswerte über den Frequenzgang hinweg vor, was die korrekte Abbildung im FEM-Modell sehr aufwendig macht und nur mit einer entsprechend guten Datenbasis aus realen Versuchen möglich ist.

Damit liegt ein Fokus in der weiteren Beschäftigung des Themengebiets zunächst wieder in der Analyse von realen dynamischen Strukturen unter realitätsnahen Anregungen, bevor auf eine Verwertung der Ergebnisse in der Synthese übergegangen werden kann. Für die versuchsbasierte Untersuchung von Leichtbaustrukturen unter höherfrequenter Anregung wird der Einsatz elektrodynamischer Schwingungserreger notwendig, wie in BILD 8 dargestellt.

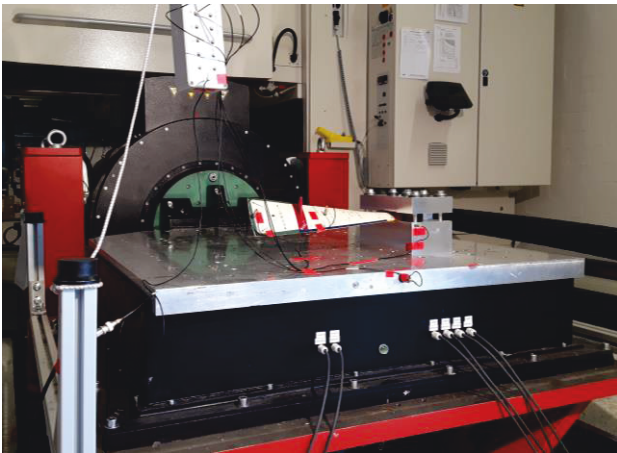


BILD 8. Vibrationstest

Das Bild zeigt einen Versuch mit einer Fan-Schaufel eines Jet-Triebwerks bei einem simulierten Triebwerksschaden. Der Test umfasst ein Rauschprofil von 10 bis 2000Hz, während der Schwingungserreger Spitzenkräfte bis 160kN realisieren muss.

## 5. LITERATURVERZEICHNIS

- [1] B. Plaumann: Systemanalyse und -synthese für die Auslegung varianter Leichtbaustrukturen unter dynamischen Lasten, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 2015
- [2] Gallardo, V.; Gaffney, E.; Bach, L.; Stallone, M.: „Blade loss transient dynamics analysis“, Cincinnati, 1981.
- [3] Aviation Rulemaking Advisory Committee: „Engine Windmilling Imbalance Loads - Final Report“, 1997.
- [4] B. Plaumann and D. Krause: Methodical support for the dimensioning of variant lightweight structures under dynamic excitations, in: international design conference - DESIGN, 2014.
- [5] D. Krause, G. Beckmann, S. Eilmus, N. Gebhardt, and R. Rettberg: Integrated Development of Modular Product Families - a Methods Toolkit, in: Advances in Product Family and Product Platform Design - Methods & Applications, T. Simpson, J. Jiao, Z. Siddique, and K. Hölttä-Otto, Eds. New York: Springer Science+Business Media, LLC., 2014.
- [6] D. de Klerk, D. J. Rixen, and S. N. Voormeeren: General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review, and Classification of Techniques, AIAA J., vol. 46, no. 5, S. 1169–1181, May 2008.
- [7] B. Jetmundsen, R. Bielawa, and W. Flannelly: Generalised frequency domain substructure synthesis, J. Am. Helicopter Soc., vol. 33, no. 1, S. 55–64, 1988.
- [8] B. Plaumann, O. Rasmussen, and D. Krause: System analysis and synthesis for the dimensioning of variant lightweight cabin interior, in: 54th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2013.
- [9] B. Plaumann and D. Krause: A methodical approach for dynamic system analysis & synthesis in the dimensioning of variant lightweight cabin interior, in: 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, 2014.