Brandenburgische
Technische Universität
Cottbus - Senftenberg

Flug-
Triebwerks
Design

Bericht/Report

Cottbus 24.09.2024

Nr. /No.: FTD-PB-2024-001

Von/From: **Dipl.-Ing. Tianxiao Xie**

Tel.: +49 355 69-4332
Fax.: +49 355 69-2771

Seiten Bericht/
Pages Report: 36

An/to:

Anzahl der Anlagen/
Number of Attachments: 0

Projekt/Project: Flexible Wandstrukturen für akustische Liner (FLIER)

Thema/Subject: Dynamische mechanische Analyse und Simulation des Schwingungsverhaltens der flexiblen Wand

Schlüsselwort/Keywords: Dynamische mechanische Analyse (DMA), Vibration, Neuartige Liner-Struktur

Zusammenfassung/Summary:

Dieser Schlussbericht umfasst drei wichtige Untersuchungschwerpunkte, bei denen die Triebwerksintegrationsstudie, strukturelle Statik sowie Dynamik der neuartigen Liner-Konzepte analysiert wurden. Im Letzten Untersuchungsschwerpunkt wurde ein numerisches Modell zur Vorhersage des Schwingungsverhaltens der flexiblen Wand, die aus Polymermaterial besteht, aufgebaut und durch eine Shaker-Test validiert. Die benötigten Materialdaten wurden durch eine DMA ermittelt. Materialverhalten unter triebwerksspezifische Bedingungen wurde untersucht. Berichtzeitraum vom 01.06.2020 bis 31.03.2024

Unterschrift/Signature:

Prof. Dr.-Ing. Klaus Höchler

Inhaltsverzeichnis

1 Triebwerkspezifische Anforderungen an neuartige Linerkonzepte 1
1.1 Anforderungsliste und FHA 1
1.2 Statische strukturelle Charakterisierung 2
1.3 Ansatz der dynamischen Analyse 5
1.4 Ausblick 6
2 Dynamische strukturelle Analyse und Bestimmung der Materialeigenschaften 8
2.1 Fertigungstechnische Berücksichtigung 8
2.2 Vergleich zwischen klassischem und neuartigem Liner-Konzept 8
2.3 Ermittelung der Folieneigenschaften über DMA 12
2.4 Ausblick 16
3 Folienverhalten unter triebwerkspezifischen Randbedingungen 17
3.1 Physikalische Modelle der linear viskoelastischen Materialien 17
3.2 DMA-Test und Implementierung ins numerische Modell 19
3.3 Numerische und experimentelle Untersuchung der Folienvibration unter realen Einsatzbedingungen 25
3.4 Sicherheitsbedenken unter thermomechanischen Aspekten 35
3.5 Tabellarische gesamte Konzeptbewertung 37
Literaturverzeichnis 39

1 Triebwerkspezifische Anforderungen an neuartige Linerkonzepte

Während des Berichtszeitraumes zum Zwischenbericht (01.2021 – 12.2021) wurde vom Fachgebiet Flug-Triebwerksdesign der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus - Senftenberg die fertigungstechnische Integration im Rahmen von AP 4.2 bearbeitet und erste strukturmechanische Charakterisierungen nach AP 3.2 durchgeführt. Des Weiteren wurde eine Spezifikation für die Linerstrukturen nach AP 4.1 erstellt.

1.1 Anforderungsliste und FHA

Für die Erstellung der Spezifikation wurden die Regularien seitens der EASA (CS-25, CS-36, CS-E) detailliert betrachtet. Durch eine Ergänzung von spezifischen Daten wie z.B. dem vorgegebenen Bauraum oder den strukturmechanischen Randbedingungen kann ein späterer Betrieb im realen Triebwerk sichergestellt werden. Die entstandenen Inhalte der Anforderungsliste stehen den Projektpartnern zur Verfügung, sodass auch aus fertigungstechnischer und akustischer Sicht die Regularien eingehalten werden können. Die angedachte Linerstruktur wird regelmäßig mit den genannten Anforderungen verglichen. Dadurch können stetig Punkte herausgearbeitet werden, welche der Liner bereits erfüllt. Aber auch Anforderungen, welche im Verlauf des Projekts noch realisiert werden müssen, können dadurch identifiziert werden.

Zur Aufschlüsselung verschiedener Problemstellen hat die vorläufige System-SicherheitsAnalyse (System-Safety-Analysis; SSA) einen Entscheidenden beigetrag geliefert. Mögliche systembedingte Sicherheitsrisiken und ungewollte Fehlfunktionen während des Flugbetriebes können dadurch auch in einem niedrigen TRL-Level erkannt werden. Als Richtlinie für die grundlegende Systementwicklung und Sicherheits-Analyse dienen die ARP 4754 (Guidelines For Development Of Civil Aircraft Systems) und ARP 4761 (Guidelines and Methods for Conducting the Safety Assessment Process on Civil Airborne Systems and Equipment). Im Rahmen der fertigungstechnischen Integration der neuen Akustikliner wurde die schon in frühen Entwicklungsstadien umsetzbare vorläufige System-Sicherheits-Analyse (Preliminary System-Safety-Analysis; PSSA) durchgeführt. Als Grundlage für die PSSA wurden die Systeme „Akustikliner mit flexiblen Wabenwänden“ und „Akustikliner mit flexibler Deckschicht“ in ihre Komponenten zerlegt. Anschließend wurde jeder Komponente ihre wichtigsten funktionellen Eigenschaften zugewiesen. Die eigentliche PSSA besteht wie die SSA aus mehreren Methoden und Bewertungsverfahren. Im Rahmen der Installationsstudie und Konzeptbewertung wurde sich auf folgende vier Verfahren zur System-Sicherheits-Bewertung bezogen:

- FHA – Functional Hazardous Assessment
- FTA – Failure Tree Analysis
- RA – Risk Analysis

- FMECA - Failure mode, effects, and criticality analysis

Abbildung 1-6 zeigt für das Beispiel des PR-Liners die Anwendung der Methoden. Es hat sich speziell für den PR-Liner anhand der Analyse gezeigt, dass das Konzept einer flexiblen Deckschicht aus sicherheitstechnischer Sicht innerhalb eines Triebwerks nicht direkt umsetzbar ist. Die Folienfläche muss vor äußeren Einflüssen geschützt werden.

1.2 Statische strukturelle Charakterisierung

Es wurde das mechanische Verhalten der neuen Linerstrukturen unter den in Meilenstein 1 (Spezifikation) definierten statischen Belastungen erstellt. In gängigen Triebwerksmodellen wird die Stützstruktur der Akustikliner durch 6-Eck Honigwaben realisiert. Diese bestehen aus Nomex (Meta-Aramidpapier), welches mit einer Phenolharzschicht überzogen wurde. Die untere Deckschicht besteht ebenso wie die obere Deckschicht aus einem Faserverbund zwischen Kohlefaser und Epoxidharz. Aufgrund der Anforderung für Feuersicherheit (Fire Protection) werden in die untersten Lagen der unteren Deckschicht Glasfasergewebe anstelle von Kohlefaser einlaminiert. Im Gegensatz dazu werden die neuen Akustikliner mit flexiblen Wänden bzw. einer flexiblen Deckschicht mit einer rechteckigen bzw. quadratische Wabenformen umgesetzt. Sowohl Deck- und Grundschicht, als auch Stützstruktur bestehen aus einem Twillweave Organoblech mit E-Glass Fasern (PA6). Die Änderungen der Wabengeometrie, des Linermaterials, des Krümmungsradius und der Einsatz von flexiblen Folienstrukturen haben erheblichen Einfluss auf die strukturmechanischen Eigenschaften der Akustikliner. Es wurden deshalb Untersuchungen bezüglich des Versagens der Struktur durchgeführt. Dafür konnten erste parametrisierte CADModelle für den HR-Liner mit flexiblen Wänden sowohl für den geraden, als auch den gekrümmten Zustand erstellt werden (Abb. 1-1). Die Parametrisierung ermöglicht eine schnelle Anpassung der Abmessungen. Dadurch können die noch nicht endgültig festgelegten Maße von Aktiv- und Passivzelle variabel verändert werden und ermöglichen eine zügige Neuberechnung der FE-Analyse. Eine definierte Geometrie für den PR-Liner steht zurzeit fertigungsbedingt noch nicht zur Verfügung.

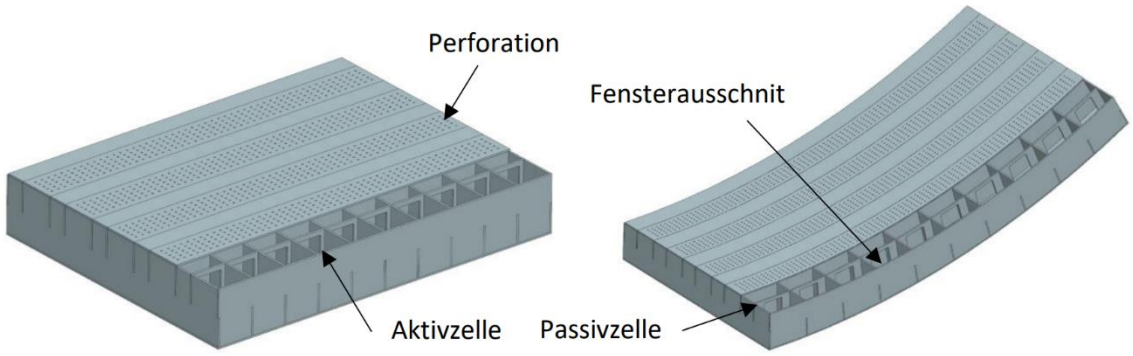


Abbildung 1-1: Aufbau eines HR-Liners mit flexiblen Folienwänden; links: gerader Liner; rechts: gekrümmter Liner

Für die statische Analyse der Wabenstruktur mussten weiterhin Last- und Verformungsrandbedingungen definiert werden. Die Lastrandbedingungen wurden Aktivzelle Passivzelle Perforation Fensterausschnit t ildung 1: Aufbau eines HR-Liners mit flexiblen Folienwänden; links: gerader Liner; rechts: gekrümmter Liner entsprechend der Anforderungen aus Meilenstein 1 und in Anlehnung an LaKS gewählt, um eine Vergleichbarkeit zwischen den untersuchten Linerstrukturen zu ermöglichen.

1. Globale Druckbelastung durch Druckdifferenzen (10 psi; 0,6896 bar)
2. Lokale Druckbelastung (Mechaniker mit Werkzeugkoffer)

Die Verformungsrandbedingungen (Lagerung in der Gondel) werden entsprechend dem Aufbau in Abbildung 1-2 im Turbo-Fantriebwerk für eine gekrümmte Linerstruktur angesetzt. In Richtung der Triebwerksachse werden die Liner an den zusammenlaufenden Deckschichten fest eingespannt (Abbildung 1-3: roter Bereich). Im realen Triebwerk existiert hier eine Klebeund Klemmverbindung mit der Gondel. Zusätzlich werden die Liner im Nebenstromkanal verschraubt. Aufgrund der aerodynamischen Anströmung des Fans und der axial zum Triebwerk relativ kurzen Linersegmente wird auf die Verschraubung im Einlauf oft verzichtet. Da ein Vollringmodell zu rechenintensiv wäre, wurden dem Simulationsmodell in Umfangsrichtung Symmetrierandbedingungen gegeben.

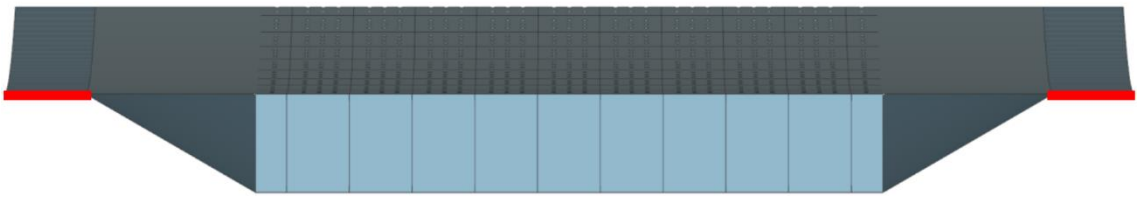


Abbildung 1-2: Verschiebungsrandbedingungen des gekrümmten Simulationsmodelles

Die Ergebnisse der FE-Analyse sind sowohl für den geraden, als auch für den gekrümmten HR-Liner mit flexiblen Wandstrukturen in Abbildung 1-3 dargestellt. Es ergeben sich maximale Verformungen von rund $70\mu m$ an der zu erwartenden Position in der Mitte einer jeden Zelle. Die Auswertung des Twillweave ergibt über die Fehlerkriterien nach Tsai-Wu einen InverseReverse-Faktor < 0,2. Daraus lässt sich schließen, dass die Struktur bautechnisch für die aufgebrachten statischen Lasten überdimensioniert ist. Sowohl für die Einsparung von Gewicht, als auch für die Einsparung an Kosten für das Material besteht hier die Möglichkeit eine Optimierung der Struktur durchzuführen. Aktuell sind

Wandstärken von 1mm Dicke aus PA6 für das Liner-Barrel-Rig angedacht. Im Vergleich dazu stehen die in Honeycombstrukturen gängigen Dicken von 0,196mm. Diesbezüglich stellt die statische Belastung jedoch keineswegs den kritischsten Lastfall dar. Weitere Untersuchungen sind hier im Bereich dynamischer Anregungen und Fehlerzustände wie z.B. durch Windmilling vorerst vorzunehmen, um die Geometrie abschließend anzupassen.

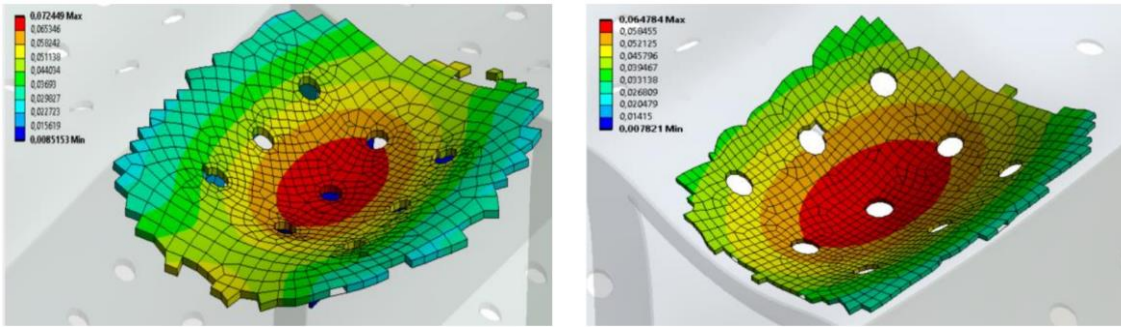


Abbildung 1-3: Totale Verformung unter der globalen Druckbelastung durch Druckdifferenzen (10psi); links: gerader Liner; rechts: gekrümmter Liner

Eine weiterführende Analyse der untersuchten Linerstrukturen aus LaKS bezüglich der Versagenskriterien für Faserverbundwerkstoffe bestätigt die getroffene Aussage. Die umgesetzte Wabenstruktur mit UD-Laminatplan weist eine starke Überdimensionierung bezüglich der statischen Lasten in Grund- und Deckschicht auf.

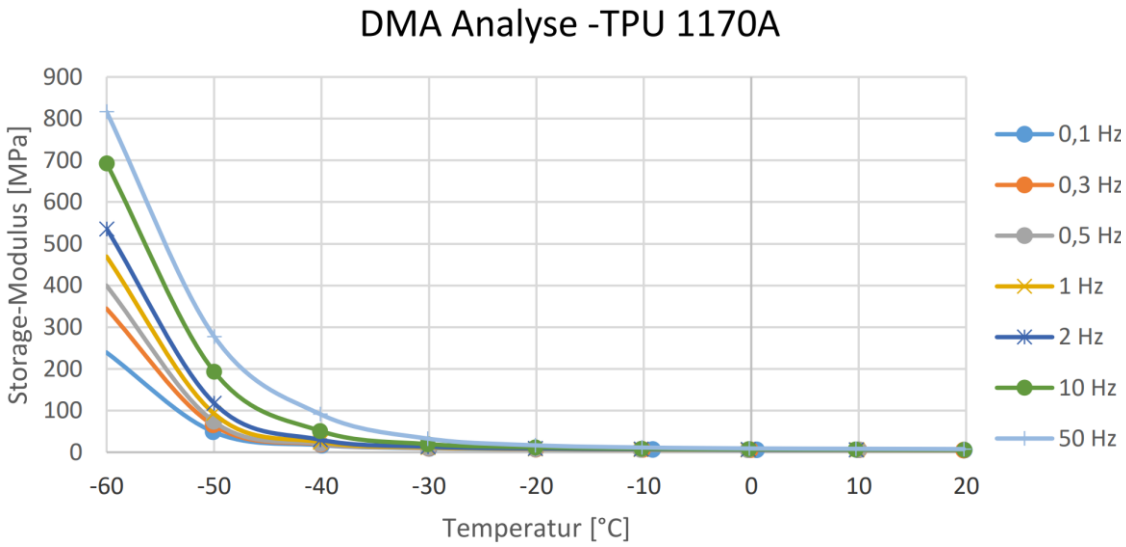


Abbildung 1-4: DMA-Analyse – TPU 1170A

1.3 Ansatz der dynamischen Analyse

Für die Anwendung einer FE-Simulation in Bezug auf das Folienmaterial ist die Definition der viskoelastischen Materialeigenschaften notwendig. Im Rahmen des Projekts wurde sowohl für PP als auch für TPU 1170A eine dynamisch mechanische Analyse (DMA) durch den Projektpartner TUD durchgeführt. Dabei kann die Abhängigkeit des E-Moduls von Temperatur, Anregungsfrequenz und Belastungsdauer untersucht werden. Letztlich gibt die DMA Aufschluss über die Zeitstandsfestigkeit und das Verhalten bei Temperaturschwankungen. Die Ergebnisse für TPU 1170A der Untersuchung sind in Abbildung 1-4 dargestellt.

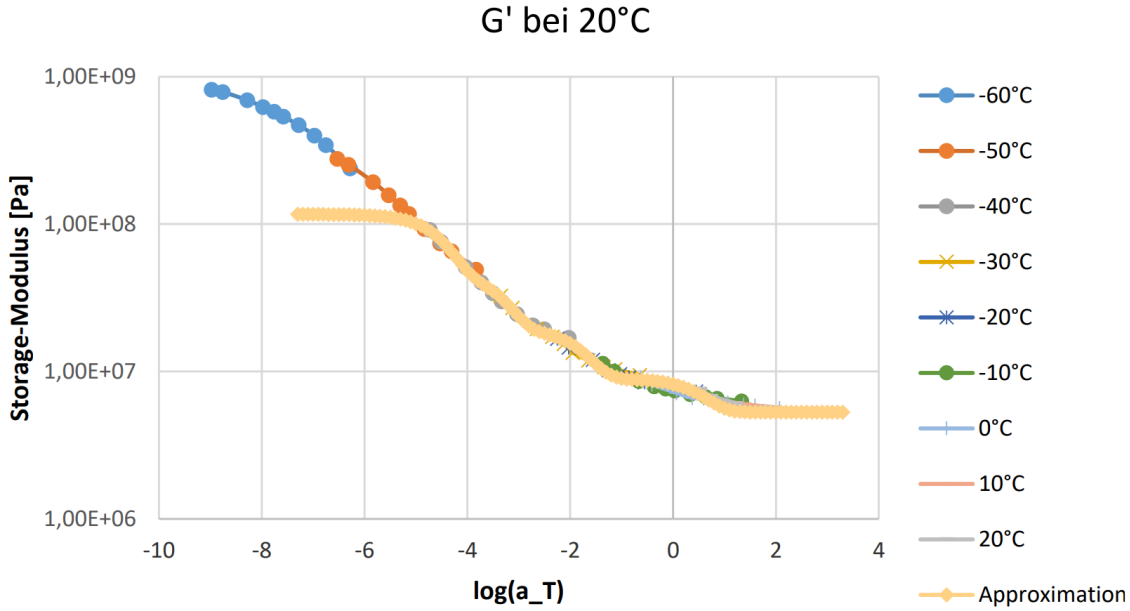


Abbildung 1-5: Masterkurve bei 23°C für TPU 1170A

Es lässt sich erkennen, dass TPU 1170A eine niedrige Glasübergangstemperatur (< -40 °C) besitzt. Dadurch ist über das gesamte Anwendungsspektrum in Anlehnung an die festgesetzte Spezifikation ein nahezu konstantes, von der Temperatur unabhängiges E-Modul zu erwarten. Im Vergleich dazu weist PP eine Glasübergangstemperatur bei ca. -15 °C auf. Hier treten sowohl strukturmechanische, als auch akustische Veränderung der Eigenschaften während eines normalen Flugzyklus auf. Durch das Temperatur-Zeit-Verschiebungsgesetz ist es über den Verschiebungskoeffizienten nach William-Landel-Ferry möglich für jede beliebige Temperatur eine Masterkurve aus dem DMA -Versuch zu definieren. Aus dieser lässt sich nach Abbildung 1-5 ablesen, dass TPU 1170A ein niedriges Relaxationsverhalten aufweist. Es ist ersichtlich, dass bei Belastungszeiten > $10^1\ s$ sich die Kurven bereits einem Wert von ca. $5{,}3 \cdot 10^6 Pa$ annähern. Weitere Betrachtungen sind

hier bezüglich des Einflusses der vorherrschenden Vibrationen notwendig. Die Gewonnen Daten der DMA-Masterkurve können über Gleichung 1 mittels einzelner Pronypaare dargestellt werden.

$$G(t) = \sum_{i=1}^{n} G_i \cdot e^{-\frac{t}{\tau_i}} + G_\infty \quad (1)$$

Die resultierende Kurve (gelb) der Funktion 1 ist in Abbildung 1-5 beschrieben. Durch die Erhöhung der Anzahl an Pronypaaren kann die Genauigkeit der Approximation verbessert werden. Die Daten von Masterkurve, Pronypaaren und Verschiebungskoeffizienten definieren das viskoelastische Materialverhalten der Folien vollständig. Diese Informationen stehen somit für weiterführende FE-Berechnung als Materialmodell zur Verfügung.

1.4 Ausblick

Die Integration des FLIER-Prototypen anhand realitätsnaher Anforderungen aus dem Luftfahrtbereich und die damit einhergehenden Einschränkungen der akustischen Auslegung bilden den Kern der Arbeiten von HAP 4. Diesbezüglich wurden Regularien der EASA übernommen und durch weitere Anforderungen erweitert. Gleichzeitig konnte eine PSSA erstellt und auf die geplanten Modelle angewandt werden. Die Erkenntnisse möglicher Problemstellen lässt sich dadurch noch vor der praktischen Umsetzung eines ersten LinerBarrel-Testrigs umsetzen

Weiterführend wurden statische FE-Simulationen durchgeführt. Es zeigt sich, dass diese Lastfälle keine kritischen Zustände definieren und die Strukturen diesbezüglich überdimensioniert sind. Optimierungen sind nach Prüfung der dynamischen Lastfälle angebracht.

Für die Umsetzung der Folien in den Simulationsmodellen muss das viskoelastische Materialverhalten definiert werden. Anhand der Daten, welche durch DMA-Tests gewonnen wurden, war es möglich diese Informationen zu ermitteln. Die Materialmodelle stehen damit für weiter Berechnungen zur Verfügung.

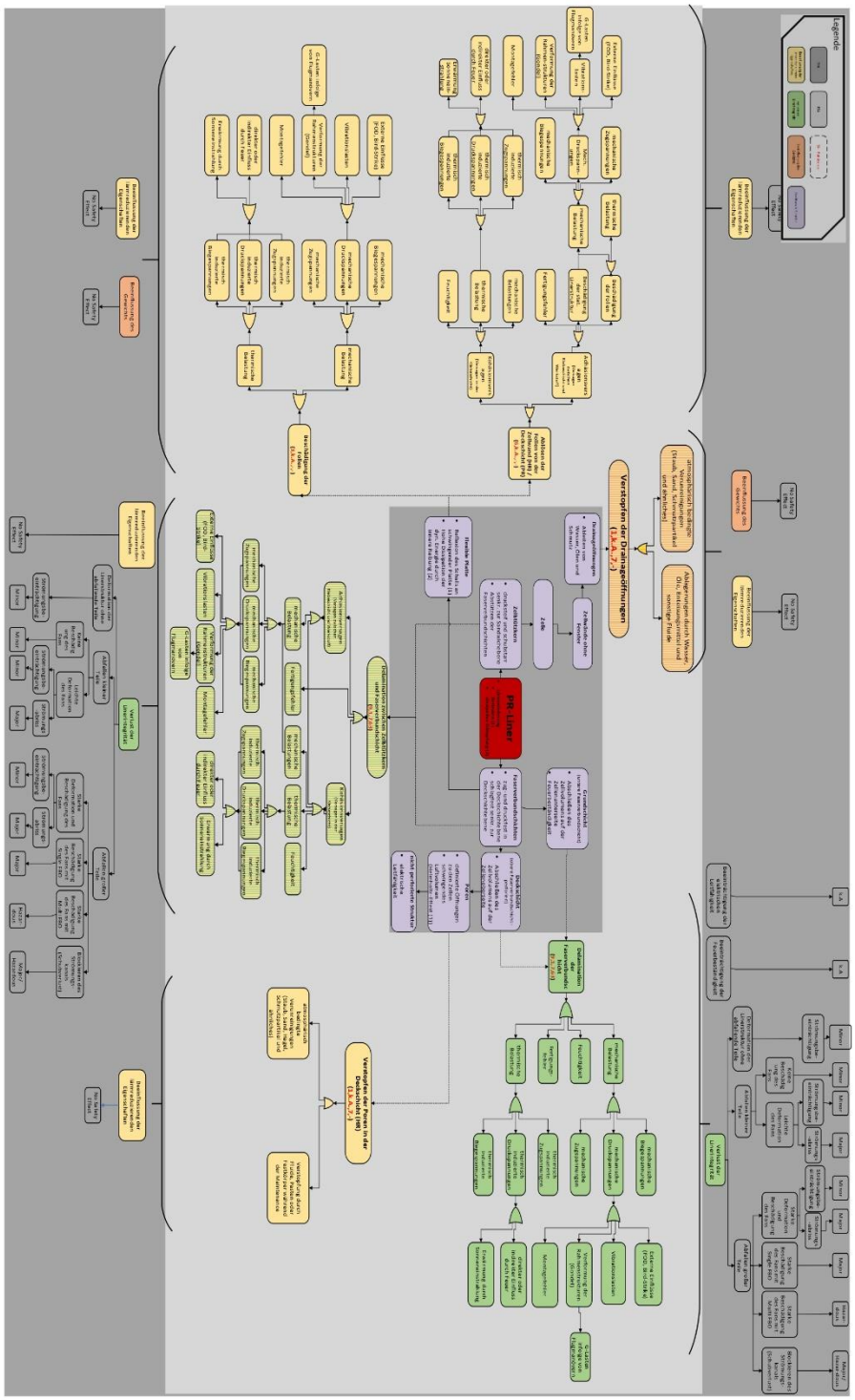


Abbildung 6: Systemsicherheitsanalyse PR- Liner mit schützender Deckschicht

2 Dynamische strukturelle Analyse und Bestimmung der Materialeigenschaften

Während des Berichtszeitraumes zum Zwischenbericht (01.2022 – 12.2022) wurde vom Fachgebiet Flug-Triebwerksdesign der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus - Senftenberg die fertigungstechnische Integration im Rahmen von AP 4.2 bearbeitet und die strukturmechanischen Charakterisierungen sowohl für statische, als auch dynamische Lastfälle nach AP 3.2 weitergeführt.

2.1 Fertigungstechnische Berücksichtigung

Die in Meilenstein 1 festgelegten Spezifikationen sind für die spätere Anwendung des Linerbarrelsim Triebwerk unbedingt zu erfüllen. Zum aktuellen TRL ist es jedoch nicht möglich, sämtliche Anforderungen umzusetzen. Hintergrund sind zum einen fehlende Simulationsmodelle, fertigungstechnische Schwierigkeiten oder fehlende Kenntnis über die Auswirkungen von Gestaltungsmerkmalen in der Praxis. In Zusammenarbeit mit dem Projektpartner TUD wurde deshalb eine Selektion an Anforderungen getroffen, welche für die ersten Teststrukturen angewendet werden können.

Im Vordergrund für die aktuelle Fertigung des Testliners stehen die akustischen Anforderungen. Für eine zielführende Simulation der akustischen Wirksamkeit wurde deshalb auf eine vorgeschriebene Drainage verzichtet. Außerdem wird der Einfluss von Vereisungen auf die Folienschwingung zum aktuellen Zeitpunkt nicht weiterverfolgt.

Für die praktische Validierung der FEM-Modelle sind für die ersten Tests nur ebene Samples vorgesehen. Sowohl Drucklasten, als auch Shakerversuche werden im Projektzeitraum durchgeführt und für die Validierung der Analyseergebnisse verwendet. Die Barrelrigstrukturen werden nicht gesondert untersucht, sondern mit den Erkenntnissen der ebenen Linersamples simuliert. Die Ermüdungserscheinungen des Folienmaterials werden sowohl mit DMA, als auch Relaxationstest untersucht. Zusätzlich wird der Einfluss von Feuchtigkeit auf das Verhalten der Folien genauer analysiert. Für die spätere Anwendung stehen Fertigungsmöglichkeiten im Vordergrund, welche wirtschaftlich anwendbar sind. Genauere Studien diesbezüglich erfolgen in Absprache mit dem Projektpartner der TUD.

Wichtig für den Einsatz ist das Gewicht der Liner. Bereits im aktuellen TRL müssen deshalb die geplanten Strukturen auch in Kombination mit den fertigungstechnischen Anforderungen beschränkt werden. Ziel ist eine erste Optimierung des Gewichts.

2.2 Vergleich zwischen klassischen und neuartigen Linerkonzepten

Die gängigen Linerkonzepte bewirken durch aktive Zellen und die perforierte Deckschicht ihren akustischen Nutzen. Der Übergang von konventionellen Honigwaben (Abb.

2-1 a) zu Waben mit einem quadratischen Querschnitt (Abb. 2-1 b) führt jedoch zu strukturmechanischen Besonderheiten, welche es zu beachten gilt.

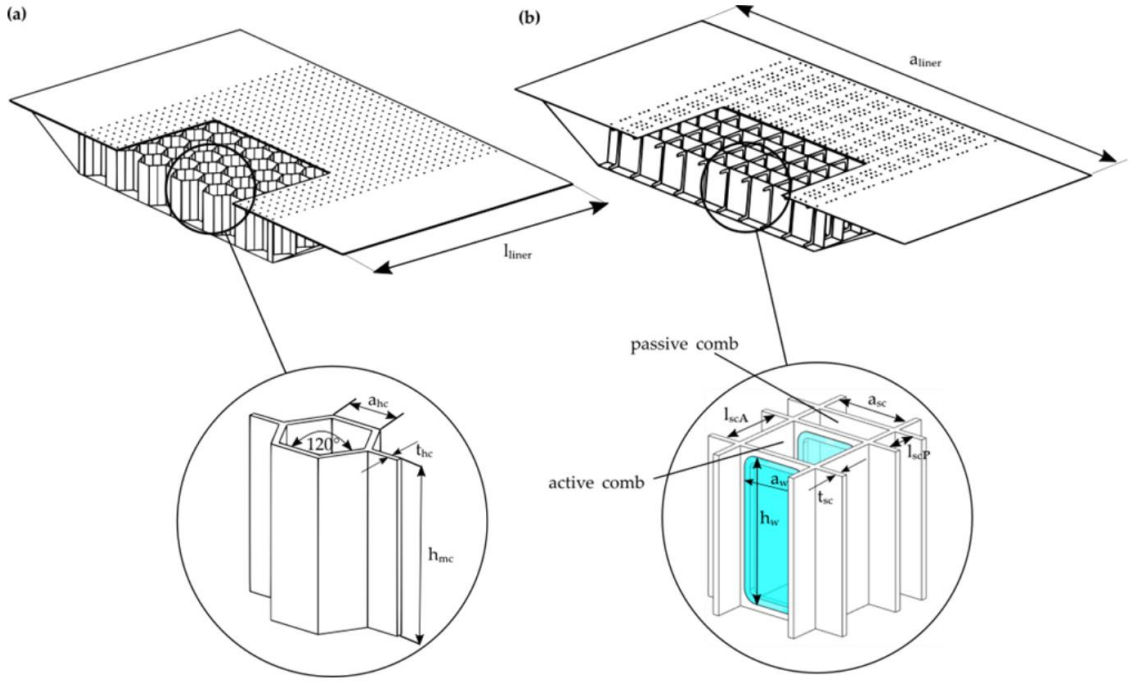


Abbildung 2-1: (a) Herkömmlicher HR-Liner und detaillierte Waben, (b) Resonator-Liner mit quadratischen Waben; Detail der quadratischen Zellen mit Folie (türkis).

Tabelle 2-1: Strukturkomponente, entsprechende Materialien und Dicke der akustischen Auskleidungskonfiguration.

Component	Face Sheet	Core	Back Plate		Cell Geometry	Mass [kg]
HR liner			10 UD-plies CFRP		Honeycomb	0.218
FHR-Type 1	2/2 Twill Weave * CFRP (0.2 mm)	Aramid Paper (Nomex) (0.194 mm)	Orientation: $[0/0/45/90/-45/_s]$ (1 mm)	2 UD-plies GFRP Orientation: $[0/90]$ (0.2 mm)	Square Cells	0.240
FHR-Type 2	PA6-GF–2/2 Twill Weave (1 mm)	PA6-GF–2/2 Twill Weave (1 mm)	PA6-GF–2/2 Twill Weave (1 mm)	PA6-GF–2/2 Twill Weave (1 mm)	Square Cells	0.573

Die Untersuchungen wurden in Anlehnung an die Vorarbeiten aus LAKS mit verschiedenen Struktur- und Materialkonfigurationen durchgeführt. In der Standardkonfiguration

wurde hier die Honigwabenstruktur berechnet, um Aufschluss über Spannungsänderungen mit veränderter rechteckiger Wabenstruktur zu erhalten. Der Aufbau von Deck- und Grundschichten wurde nach Tabelle 1-1 über Twillweave-Gewebe und UD-Schichten modelliert.

Der Übergang von Honigwaben zu rechteckigen Waben führt zu signifikanten Änderungen speziell für die dünne Deckschicht. Abbildung 2-2 vergleicht die auftretenden Materialbelastungen. Es ist ersichtlich, dass der Inverse Reserve Factor bei gleichem Material im Fall 2.b) über einem Wert von 1 liegt. Damit tritt Materialversagen bei veränderter Kernstruktur auf. Eine stärkere Deckschicht ist somit notwendig. Abbildung 2-2.c) nutzt das für die Testliner vorgesehene 1mm starke PA6. Es zeigt sich, dass hier eine hohe Sicherheit gegen Bruch auftritt. Der Liner ist in diesem Fall überdimensioniert, was sich wiederum negativ auf das Gewicht auswirkt.

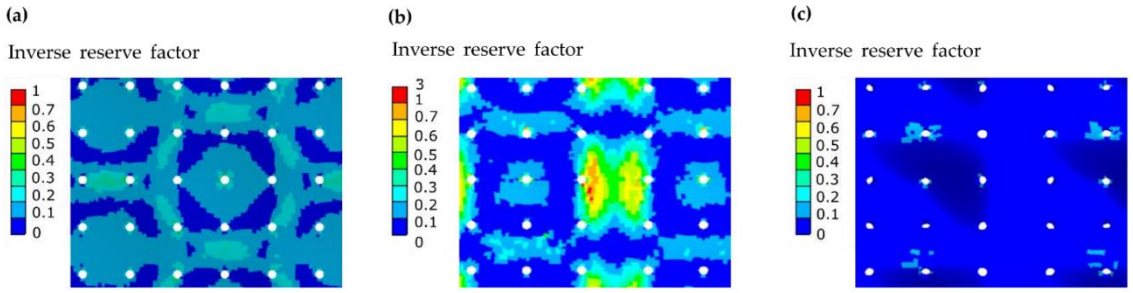


Abbildung 2-2: Auslastung der perforierten Deckschichten der Liner-Modelle (a) HR-Liner, (b) FHR-Liner mit Kohlefaser, (c) FHRLiner mit PA6-GF

Die neue Linerstruktur arbeitet sowohl mit Aktivzellen, als auch passiven Bereichen, um die Schwingung der Folie zu ermöglichen. Die Passivzellen müssen dabei nicht dieselben Abmaß aufweisen, wie eine gleichartige Aktivzelle. Für die Anwendung ergibt sich hier ein komplexes Optimierungsproblem. Die Variation des Abstands ermöglicht es, gezielt Spannungen für Linerstruktur herabzusetzen. Abbildung 2-3 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

Es zeigt sich, dass geringe Wandabstände die auftretenden Spannungen in den Fensterausschnitten und damit auch in den Folien verringern. Gleichzeitig führen kleine Passivzellen zu einer großen akustisch wirksamen Fläche. Dem entgegen steht jedoch die Zunahme des Gesamtgewichts für kleine Wandabstände. Der Wechsel von Wand mit Fensterausschnitt und Wand ohne Fensterausschnitt nimmt ab, wodurch insgesamt mehr Zwischenwände auf einer bestimmten Linerlänge notwendig sind. Es gilt hier den Ausgleich zu finden zwischen Folienspannung, akustischer Performance und angestrebtem Gewicht. Abbildung 2-4 zeigt den Einfluss der genannten Parameter auf die Spannungen

innerhalb eines Fensterausschnitts. Am stärksten belastet sind die Stege im oberen Bereich des Fensters. Je nach Materialstärke und Wabenabstand sind gezielte Spannungsvorgaben möglich.

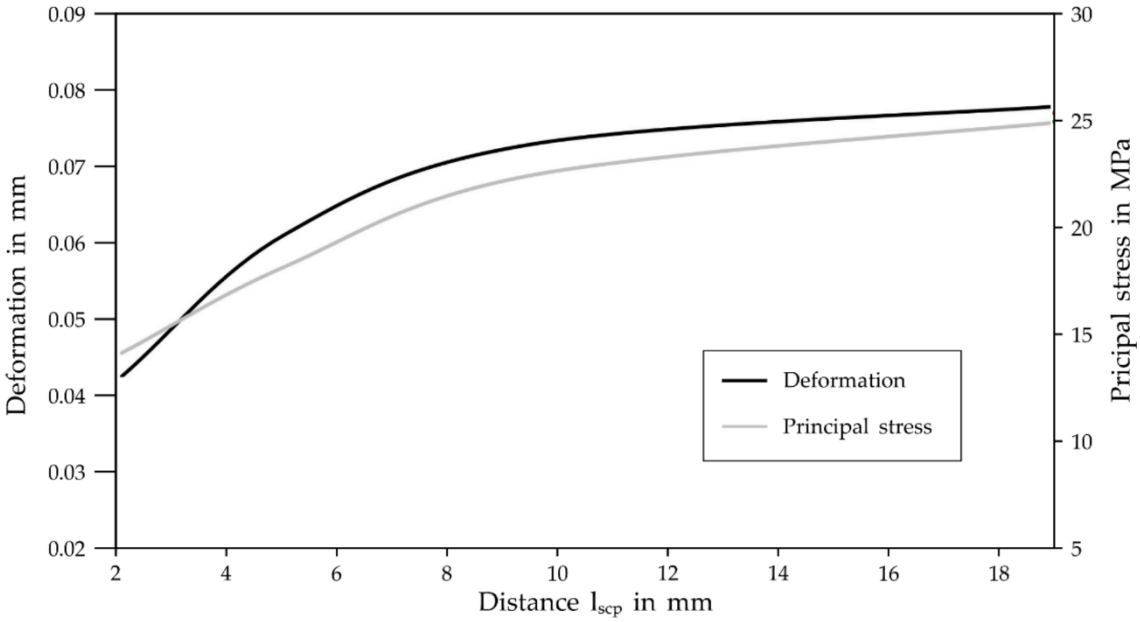


Abbildung 2-3: Spannungs- und Dehnungsänderung für verschiedene passive Zellabstände. (lscp siehe Abb. 2-1)

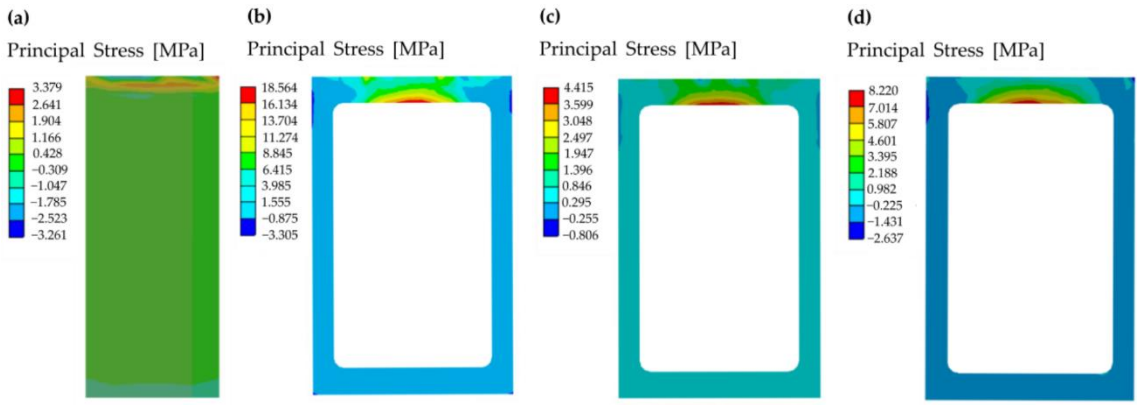


Abbildung 2-4: Verteilungsdiagramm der Hauptspannungen der Kernwände für den (a) HR-Liner; (b) FHR-Liner Typ 1; (c) FHRLiner Typ 2 mit t_sc=1 mm und l_scP=5 mm; (d) FHR-Liner Typ 2 mit t_sc=0,25 mm und l_scP=5 mm.

2.3 Ermittelung der Folieneigenschaften über DMA

Der Einsatz von Folien innerhalb eines Triebwerks bringt strukturmechanische Herausforderungen mit sich, welche für eine erfolgreiche Integration der Liner berücksichtigt werden müssen. Viskose Materialien und deren Eigenschaften sind abhängig von den vorherrschenden Temperaturen und auftretenden dynamischen Anregungen. Das verwendete Folienmaterial TPU 1170 A wurde deshalb einer dynamisch-mechanischen Analyse unterzogen, um Aussagen über die Änderung der Materialeigenschaften während des Betriebs treffen zu können. Abbildung 2-5 zeigt die Änderung des Speichermoduls E‘ in Abhängigkeit der Temperatur. Für ein besseres Materialverständnis wurden zudem insgesamt sechs Proben untersucht, welche sowohl parallel, als auch orthogonal zur Fertigungsrichtung ausgeschnitten wurden. Der Vergleich der Speichermodule und der ungeordnete Wechsel der parallelen und orthogonalen Proben lässt hier keine Vorzugsrichtung erkennen. Es wird deshalb von einem isotropen Material ausgegangen.

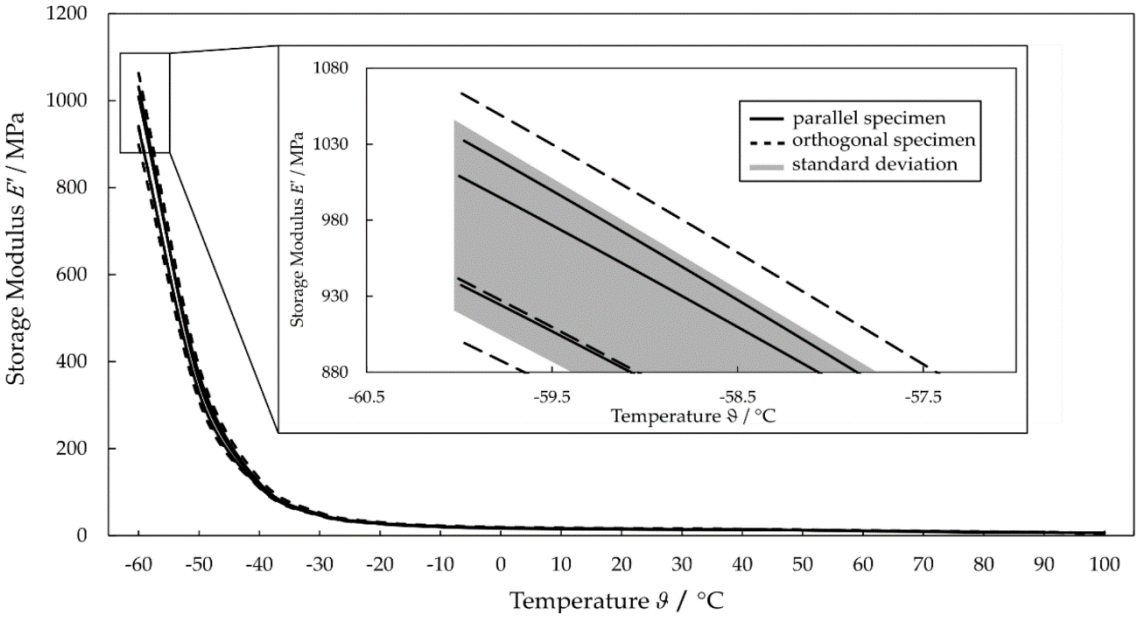


Abbildung 2-5: DMA-Ergebnisse für die Probe in paralleler und orthogonaler Richtung.

Auf Grundlage dieser Erkenntnisse und den geringen Standardabweichungen im Speichermodul der sechs Proben wurden die Ergebnisse für die weiteren Analysen gemittelt. Abbildung 2-6 zeigt die mittleren Werte von Speichermodul, Verlustmodul und Verlustfaktor tan δ in Abhängigkeit der Temperatur für Frequenzen zwischen 0,1 Hz und 50 Hz. Der Einfluss der Anregungsfrequenz ist dabei im Bereich tieferer Temperaturen signifikant, wobei höhere Frequenzen bei gleichen Temperaturen zu niedrigeren E‘ und E‘‘ führen. Das Maximum des Verlustfaktors lässt auf eine Glasübergangstemperatur von rund

-50°C schließen. Im Bereich höherer Temperaturen (>-10°C) ist ein annähernd konstanter Verlauf erkennbar.

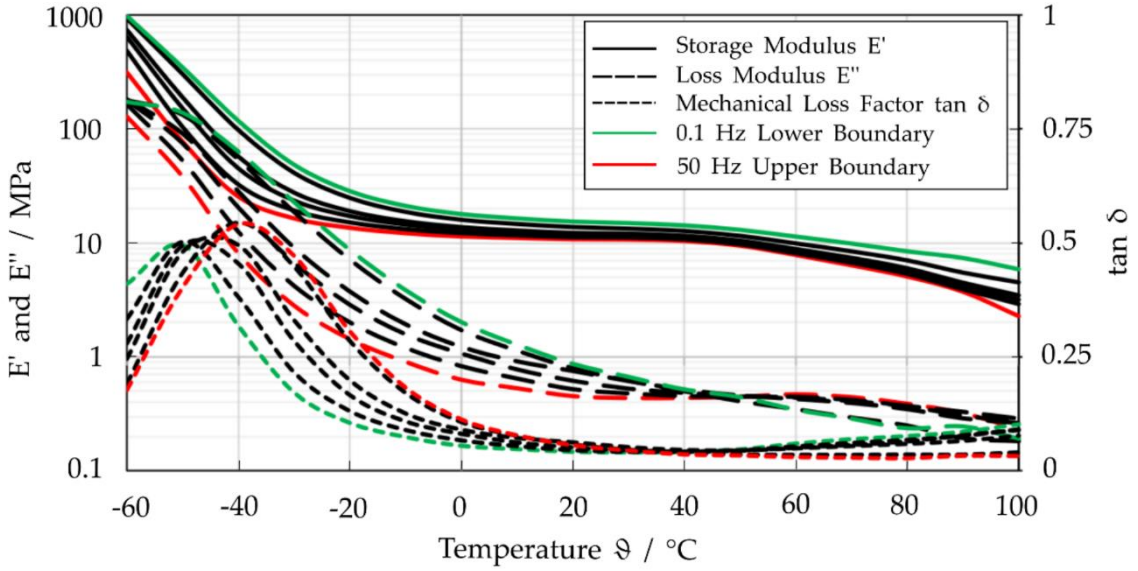


Abbildung 2-6: Mittelwerte für Speichermodul E' und Verlustmodul E" bei den Frequenzen f = 0,1, 0,3, 0,5, 1, 2, 3, 5, 10, 30, 50 Hz

Die gemittelten Werte wurden für die Temperatur-Teit-Verschiebung (TTS) genutzt. Die Verschiebungsfaktoren wurden zunächst unter Verwendung des WLF-Verfahrens bestimmt, um die TTS durchzuführen. Dabei wurden die Konstanten C_1= 9 und C_2= 155 aus den Messergebnissen durch Kurvenanpassung abgeleitet. Zusätzlich wurde eine Näherung für das Materialverhalten über den gesamten Temperaturbereich mittels Polynomnäherung 8. Grades ermittelt und mit den WLF-Verschiebungsfaktoren verglichen. Beide Näherungen haben für den Temperaturbereich von T_g (-50 °C) bis T_Ref (20 °C) einen ähnlichen Verlauf. Bei etwa 40 °C weicht das WLF-Verfahren jedoch stark von der Polynomnäherung ab. Dies entspricht dem angegebenen Gültigkeitsbereich der WLF-Methode von etwa 100 °C über T_g. Folglich kann eine Polynomnäherung achten Grades eine genauere Beschreibung des Schaltkurvenverlaufs bei höheren Temperaturen liefern. Um die resultierenden Unterschiede darzustellen und zu diskutieren, wurden für beide Methoden Masterkurven mit einer Referenztemperatur von 20 °C erstellt. In diesem Zusammenhang wurde die horizontale Datenverschiebung von E', E" und tan δ unter Verwendung einer logarithmischen Skala der Frequenzachse durchgeführt. Die einzelnen Datensätze wurden durch eine Trendlinie in Form einer Polynomnäherung dargestellt, um den Verlauf der verschiedenen Datensätze des DMA zu visualisieren.

Die aus dem Polynomansatz generierte Masterkurve zeigt für den Wertebereich kleiner log (f/Hz) = 4 eine diskontinuierliche Approximation der Korrelation. Für den Wertebe-

reich oberhalb log (f /Hz) = 4, liefert die Masterkurve einen glatten Verlauf, der das Materialverhalten im bezeichneten Frequenzbereich annähert. Die mit den Shift-Faktoren der WLF-Methode erzeugte Masterkurve zeigt dagegen für den gleichen Wertebereich eine vergleichsweise diskontinuierliche Annäherung an das Materialverhalten und weist eine größere Abweichung von den Anpassungskurven in den einzelnen Datensätzen auf. Für eine genauere Beschreibung des frequenzabhängigen Materialverhaltens von TPU erscheint daher die aus der Polynomnäherung generierte Masterkurve besser geeignet und wurde daher im Folgenden verwendet.

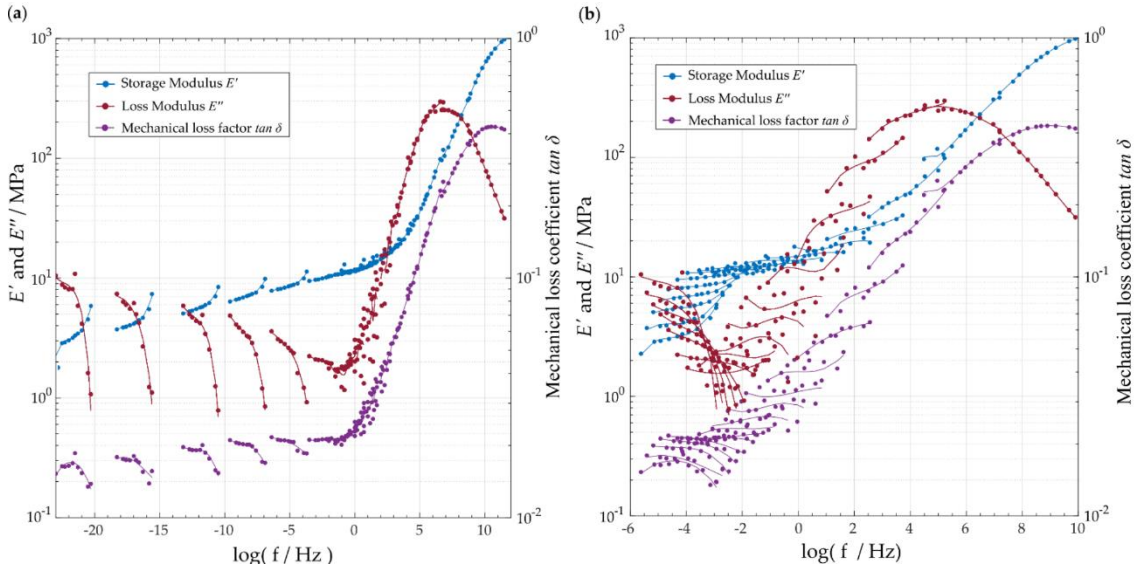


Abbildung 2-7: Masterkurven, die durch Verschiebung von E' und E" unter Verwendung des TTS-Prinzips in Bezug auf eine Referenztemperatur von 20 °C erzeugt wurden: (a) unter Verwendung einer Polynomnäherung achten Grades und (b) der WLF-Verschiebungsfaktoren

Die generierten Kurven liefern über die Annäherung über das Maxwell-Wichert-Modell eine ausreichend genaue Beschreibung der Temperatur- und Frequenzabhängigkeit des Folienmaterials. Die auf diese Weise ermittelten Parameter können für weitere Simulationen an den FE-Solver übergeben werden.

Basierend auf den experimentellen Ergebnissen des DMA und der Analyse des TTS zeigt sich, dass die viskoelastischen Materialeigenschaften der TPU-Folie innerhalb des analysierten Frequenz- und Temperaturbereichs signifikant variieren. Daher ist es unerlässlich, die Materialeigenschaften des aufgebrachten Folienmaterials eines Akustikliners im Hinblick auf die vorherrschenden Umgebungsbedingungen eines Flugzyklus unter Berücksichtigung von Temperatur und Vibration zu bewerten. Der Akustikliner ist im Betrieb einem weiten Temperaturbereich ausgesetzt. Die kritischen Punkte für die Einhaltung der gesetzlichen Standards sind jedoch auf bestimmte Punkte während der Flugbahn be-

schränkt. Für die Zulassung ist die Einhaltung der International Civil Aviation Organization (ICAO, Annex 16, Kapitel 14) erforderlich. In diesem Zusammenhang sind die seitliche Referenzpunkt, die Überflugreferenz und die Anflugreferenz aufgrund ihrer Bodennähe besonders wichtig für die Reduzierung der Schallpegel. Im Hinblick auf die möglichen Temperaturszenarien erscheint die Annahme eines Temperaturbereichs von -20 bis 50 °C innerhalb der angestrebten Flugabschnitte sinnvoll (Abbildung 2-8 a). Gleichzeitig führen die unterschiedlichen Bedingungen beim Rollen, Starten, Steigen, Anfliegen und Landen zu unterschiedlichen Schwingungsverhältnissen im Inneren des Triebwerks. Die Kurve eines typischen Testverfahrens für ein Turbofan-Triebwerken in Analogie zum RTCA DO-160G variiert zwischen 5 Hz und 2000 Hz. Die unterschiedlichen Schwingungsszenarien, die von der Anregungsfrequenz und den Beschleunigungsamplituden abhängen, wirken sich direkt auf das viskoelastische Verhalten des Materials und damit auf das akustische Verhalten des Systems aus. Untersuchungen zeigen, dass thermoplastische Polymere insbesondere bei hohen Frequenzen bei sinusförmiger Anregung zu einer Eigenerwärmung führen. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass die mechanischen Eigenschaften in einem komplexen Zusammenhang mit den vorhandenen Umgebungs-, Belastungs- und geometrischen Bedingungen stehen und anhand experimenteller Untersuchungen für den jeweiligen Anwendungsfall analysiert werden müssen. Da der mechanische Verlustkoeffizient ein wichtiger Materialparameter bei der Auslegung von Akustiklinern ist, wird seine Frequenzabhängigkeit für die angegebenen Temperaturen von -20 °C, 20 °C und 100 °C bestimmt. Die Temperaturabhängigkeit führt zu einem signifikanten Unterschied zwischen den einzelnen Dämpfungskurven. Hohe Temperaturen verringern den Unterschied zwischen den Dämpfungswerten bei 5 Hz und 2000 Hz. Folglich wird für akustische Auskleidungen in Strahltriebwerken ein Material mit hohen Dämpfungseigenschaften benötigt. Diese Materialien sollten eine minimale Temperatur- und Frequenzabhängigkeit aufweisen. Aufgrund des großen Temperatur- und Frequenzbereichs während eines Flugzyklus sind jedoch Änderungen der Materialeigenschaften, insbesondere bei Polymeren, unvermeidlich. Daher müssen die Frequenz- und Temperaturabhängigkeit im Designprozess von akustischen Auskleidungen berücksichtigt werden. In diesem Zusammenhang könnte eine Einengung des Wertebereichs für Frequenz und Temperatur auf die entscheidenden Flugphasen zu einer geeigneteren Materialauswahl führen und die Gesamtleistung des Akustikliners verbessern. Der vorgestellte experimentelle Ansatz ist aufgrund der Anforderungen an die verwendete Temperatur-Zeit-Überlagerung nur auf homogene Materialien und die Beschreibung linear viskoelastischen Verhaltens anwendbar. Diese Materialien wurden als thermorheologisch einfache polymere Materialien definiert. In den vorgestellten Untersuchungen wurden die frequenz- und temperaturabhängigen viskoelastischen Materialeigenschaften einer 8 thermoplastischen Folie für den Einsatz in neuartigen Akustiklinern ermittelt und unter realen Bedingungen eines Strahltriebwerks analysiert.

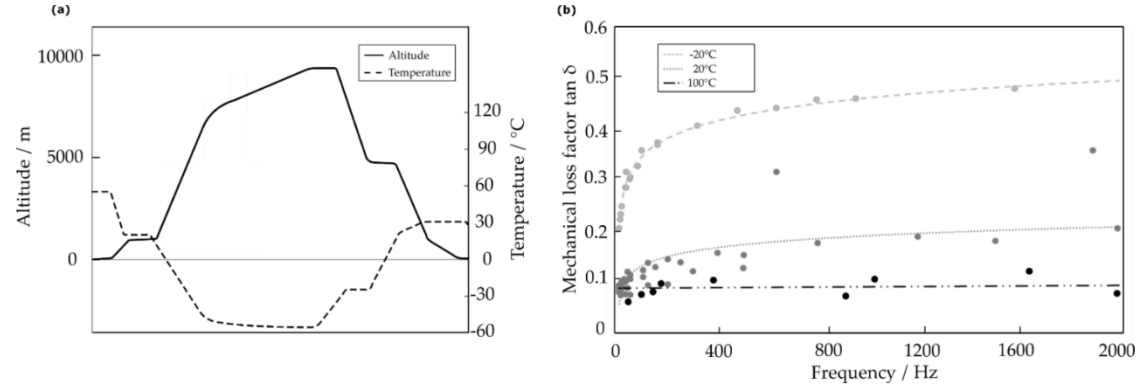


Abbildung 2-8: (a) Schematischer Flugzyklus mit typischem Temperaturverlauf; (b) Änderung des mechanischen Verlustfaktors in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz des Standard-Sinusschwingungstests (vergleiche RTCADO-160G)

2.4 Ausblick

Die Integration des FLIER-Prototypen anhand realitätsnaher Anforderungen aus dem Luftfahrtbereich und die damit einhergehenden Einschränkungen der akustischen Auslegung bilden den Kern der Arbeiten von HAP 4. In Abstimmung mit dem Projektpartner TUD wurden gezielt Anforderungen an einen ersten Testliner gestellt.

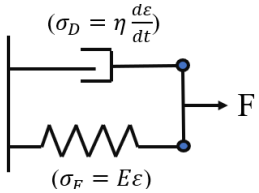
In Hinblick auf statische Lastfälle kommt es zu Besonderheiten beim Wechsel der Honigwabenstruktur hin zu Rechteckwaben. Die strukturmechanischen Belastungen sind hier zu berücksichtigen und stärkere Oberflächen oder andere Materialien sind für eine stabile Konstruktion notwendig. In Zusammenspiel mit den Folienspannungen und der wirksamen akustischen Fläche ergibt sich ein komplexes Optimierungsproblem zur gezielten Reduzierung der Linermasse.

Die DMA führt zu der Erkenntnis, dass die Folien über einen weiteren Temperaturbereich annähernd konstante Speicher- und Verlustmodule aufweisen. Bei niedrigen Temperaturen entfällt diese Konstanz jedoch. Die Beeinflussung der akustischen Wirksamkeit ist hier wahrscheinlich.

3 Folienverhalten unter triebwerkspezifischen Randbedingungen

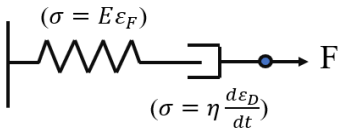
3.1 Physikalische Modelle der linear viskoelastischen Materialien

Das im FLIER-Projekt eingesetzte Polymermaterial (TPU) zeigt bei mechanischer Beanspruchung ein im Vergleich zu anderen Werkstoffen besonders stark ausgeprägtes viskoelastisches und viskoses Verhalten. Die auftretenden Deformationen eines solchen Materials sind teils elastischer (reversibler) und teils viskoser (irreversibler) Natur. Nicht wie bei gewöhnlichen Werkstoffen, deren mechanische Eigenschaften wie E-Modul, Schubmodul usw. nur temperaturabhängig sind, zeigt das viskoelastisches Material nicht nur eine Temperaturabhängigkeit, sondern auch eine Abhängigkeit der Deformationszeit und -geschwindigkeit. Aufgrund des viskosen Anteils im viskoelastischen Material entsteht bei der Beanspruchung im Gegensatz zu ideal elastischem Körper ein zeitlicher Verzug (Phasenverschiebung bei periodischer Beanspruchung) zwischen Spannung und Dehnung. Um diese Eigenschaften zu charakterisieren, wurden verschiedene Modelle vorgestellt, die verschiedene Kombinationen aus Federn und Dämpfern darstellen. Die einfachsten Modelle sind z.B. Kelvin-Modell und Maxwell-Modell. Das Kelvin-Modell stellt eine parallele Schaltung zwischen Feder und Dämpfer (**Abb. 3-1 links**) dar. Bei diesem Modell wird die Verformung des Körpers durch den Dämpfer gebremst, und das Ausmaß der gesamten Verformung wird durch die Feder begrenzt. Nach Entlastung kehrt der Körper mit bestimmtem Zeitverzug, der vom Dämpfungskoeffizienten abhängt, wieder in die Ausgangsposition zurück. Das Maxwell-Modell stellt im Vergleich dazu eine serienweise Schaltung zwischen Feder und Dämpfer (**Abb. 3-1 rechts**) dar. So eine Kombination führt dazu, dass der Körper nach Beanspruchung nicht mehr von selbst in die Ausgangsposition zurückkehren kann.



$$\sigma = \sigma_D + \sigma_F = \eta \frac{d\varepsilon}{dt} + E\varepsilon$$

Kelvin-Modell



$$\sigma = \eta(\dot{\varepsilon} - \frac{\dot{\sigma}}{E})$$

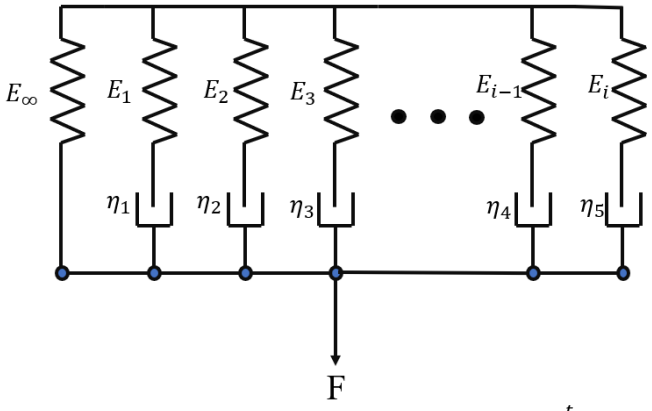
Maxwell-Modell

Abbildung 3-1: Kelvin-Modell, Maxwellmodell und deren physikalische Differentialgleichung

Ein wichtiger Vorgang bei der viskoelastischen Verformung ist die Entspannung und deren Zeitkonstante. Als Beispiel eines Maxwell-Modells ergibt sich als Lösung der Diffe-

rentialgleichung mit einer konstanten Dehnung ab Zeitpunkt Null der Entspannungsverlauf der Spannung $\sigma(t) = \sigma_0 e^{-\frac{t}{\tau}}$ mit $\tau = \frac{\eta}{E}$. Bei $t = \tau$ ist die Spannung auf 36,8 Prozent der anfänglichen Spannung gesunken.

Aufgrund der hohen Komplexität der molekularen Strukturen der Polymere, finden im Material normalerweise Entspannungsvorgänge mit verschiedenen Zeitkonstanten statt, die durch Kelvin- oder Maxwell-Modelle allein nicht hinreichend charakterisiert werden können. Um dies zu berücksichtigen, wird das sogenannte „Allgemeines Maxwell-Modell“ eingeführt. Das Modell (Abb. (3-2)) besteht aus zahlreichen parallelgeschalteten Maxwell-Modellen, und jedes einzelne Maxwell-Modell verfügt über eigene Zeitkonstante ($\tau_i = \frac{\eta_i}{E_i}$), bzw. eigenen Entspannungsvorgang. Die globale Entspannung ist dann eine Überlagerung einzelner Entspannungsvorgänge.



Globale Entspannungsfunktion: $E_0 = E_\infty + \sum_i^N E_i e^{\left(-\frac{t}{\tau_i}\right)}$, mit $\tau_i = \frac{\eta_i}{E_i}$

Abbildung 3-2: Allgemeines Maxwell-Modell

Die Integralform der Differentialgleichung des Maxwell-Modells ergibt sich aus der mathematischen Herleitung der Differentialform:

$$\sigma(t) = E(t)\varepsilon(0) + \int_0^t E(t-\hat{t})\frac{d\varepsilon(\hat{t})}{d\hat{t}}d\hat{t}.$$

Die Integralgleichung des Maxwell-Modells zeigt, dass die Spannung zum Zeitpunkt t von der Geschichte der Dehnung von 0 bis t abhängig ist. Eine allgemeine Formulierung basierend auf einer Tensoranalyse ergibt (ohne anfängliche Dehnung):

$$\sigma = \int_0^t 2G(t-\hat{t})\frac{de_{dev}}{d\hat{t}}d\hat{t} + I\int_0^t K(t-\hat{t})\frac{de_{\mathrm{vol}}}{d\hat{t}}d\hat{t},$$

mit e_{dev} der deviatorische Teil der Dehnung und e_{vol} der volumetrische Teil der Dehnung. Zur Bestimmung der Integration muss die Entspannungsfunktion vorgegeben werden. Eine dynamisch-mechanische Analyse wird normalerweise eingesetzt, um die Entspannungsfunktion zu bestimmen.

Ein anderer Faktor, der bei der Charakterisierung des viskoelastischen Materials berücksichtigt werden muss, ist die Temperatur. Bisherige Beobachtung der viskoelastischen Materialien deuten drauf hin, dass das viskoelastische Verhalten einem sogenannten Zeit-Temperatur-Superpositionsgesetz (TTSP) unterliegt. Häufig wird beobachtet, dass die bei verschiedenen Temperaturen gemessene rheologische Eigenschaft derjenigen bei der Referenztemperatur entspricht, wenn man die Zeit (oder Frequenz) entsprechend verschiebt. Mathematisch kann das Gesetz in der folgenden Form dargestellt werden:

$$E(t,T) = E(\frac{t}{a_T}, T_0) \text{ (Zeitbereich)},$$

$$E'(f,T) = E'(a_T \cdot f, T_0) \text{ (Frequenzbereich)},$$

$$E''(f,T) = E''(a_T \cdot f, T_0) \text{ (Frequenzbereich)},$$

mit a_T die sogenannte TTSP-Funktion. Eine typische TTSP-Funktion ist z.B. „Williams-Landel-Ferry (WLF)-Funktion“, die eine folgende Form hat:

$$\log_{10} a_T = -\frac{C_1(T-T_0)}{C_2+(T-T_0)},$$

bei der C_1 und C_2 vom Material und der gewählten Referenztemperatur abhängen. Eine allgemeine TTSP-Funktion, wie z.B. eine Polynomfunktion, kann für eine genauere Verschiebung erstellt werden.

Die Messung der Entspannungsfunktion für das TPU-Material und der Einsatz des TTSP-Gesetzes zur Aufstellung der Masterkurve werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

3.2 DMA-Test und Implementierung ins numerische Modell

Zur Charakterisierung der temperatur- und frequenzabhängigen Eigenschaften der viskoelastischen Materialien wird eine dynamische mechanische Analyse (DMA) durchgeführt. In diesem Test wird eine Materialprobe durch eine periodische Last beansprucht, und die lokalen zeitlichen Antworten der Dehnung und Spannung, die wie das Anregungssignal auch eine periodische Natur aufweisen, werden ermittelt. Aufgrund der Entspannungsprozesse, die während der Beanspruchung auftreten, entsteht im Gegensatz zu linearelastischem Körper ein zeitlicher Verzug (Abb. 3-3) zwischen Dehnungs- und Spannungssignal.

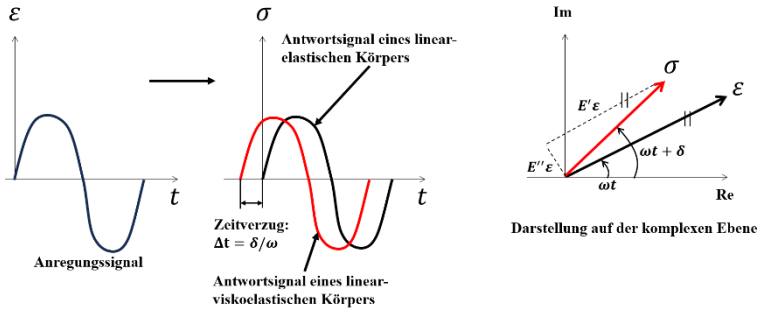


Abbildung 3-3: Physikalische Bedeutung der durch DMA ermessenen Größen.

Ein Verhältnis zwischen Dehnung und Spannung nach dem hookeschen Gesetz ergibt das komplexe E-Modul:

$$E(\omega) = \frac{\sigma}{\varepsilon} = E'(\omega) + iE''(\omega) = \hat{E}(\omega)\exp(i\delta(\omega)),$$

mit $\sigma = \hat{\sigma}\exp(i(\omega t + \delta))$ und $\varepsilon = \hat{\varepsilon}\exp(i\omega t)$. Die Gleichung hat gezeigt, dass bei einem zeitlichen Verzug von Null das komplexe E-Modul identisch mit dem eines linear-elastischen Körpers ist. Der reale und imaginäre Teil des komplexen E-Moduls werden jeweils als Speicher- und Verlustmodul genannt, deren physikalische Bedeutungen in der Abbildung 3-3 deutlich zu erkennen sind. Bei einem geringen Phasenverschiebungswinkel ist der Speichermodul ähnlich wie das gewöhnliche E-Modul. Ein Verhältnis zwischen Speicher- und Verlustmodul ergibt den sogenannten Verlustfaktor:

$$tan\delta = \frac{E''}{E'},$$

der ein Maß für die Dämpfungseigenschaft des viskoelastischen Materials darstellt. Wird das allgemeine Maxwell-Modell zur Charakterisierung des viskoelastischen Materials eingesetzt, lassen sich das Speicher- und Verlustmodul durch eine Reihenentwicklung im Frequenzbereich berechnen:

$$E'(\omega) = \frac{\hat{\sigma}}{\hat{\varepsilon}}\cos(\delta) = E_0(m_\infty + \sum_i^N m_i \frac{\omega^2\tau_i^2}{1+\omega^2\tau_i^2}),$$

$$E''(\omega) = \frac{\hat{\sigma}}{\hat{\varepsilon}}\sin(\delta) = E_0 \sum_i^N m_i \frac{\omega\tau_i}{1+\omega^2\tau_i^2}.$$

Mit einer geeigneten Anzahl der Terme in der Reihenentwicklung lassen sich die Parameter E_0, m_i durch Kurve-fitting der experimentell ermittelten $E'_{exp}(\omega)$ und $E_{exp}''(\omega)$ bestimmen. In der Abbildung 3-4 wurden die gemessenen Speichermodule bei verschiedenen Temperaturen (von -60 bis 90 °C) gezeigt. Es ist erkennbar, dass das Speichermodul mit zunehmender Temperatur geringer wird, welches auf eine Erweichung durch Erwärmung (bzw. Verhärtung durch Abkühlung) hindeutet. Es wurden zwar nur Experimente für eine Frequenzvariation von 0,1 bis 50 Hz durchgeführt, ermöglicht das TTSP-Gesetz jedoch eine Erweiterung der Frequenzvariation durch Verschiebung vorhandener

Kurven. Laut dem TTSP-Gesetz verhält sich das viskoelastische Material bei hoher Frequenz und hoher Temperatur identisch mit dem bei niedriger Frequenz und niedriger Temperatur. D.h., die Verhärtung des viskoelastischen Materials durch zunehmende Frequenz, bzw. schnellere Verformung, wird durch die Erweichung aufgrund der Temperaturerhöhung ausgeglichen.

Eine Verschiebung vorhandener Kurven erfolgt entweder über eine spezielle Funktion, wie die erwähnte WLF-Funktion des letzten Abschnitts, oder über eine allgemeine Polynomfunktion, die für einen breiteren Temperaturbereich anwendbar ist. In der Abb. 3-5 wurden alle Punkte aus der Abb. 3-4, die bei verschiedenen Temperaturen gemessen worden sind, auf eine Referenztemperatur von 20 °C verschoben, wodurch eine sogenannte Masterkurve entstand, die die Verteilung des Speichermoduls bei 20 °C für einen viel breiteren Frequenzbereich (von 10^{-18} bis 10^{11}) darstellt. Diese Vorgehensweise reduziert insbesondere bei manchen Kriechversuchen drastisch die notwendige Versuchszeit, indem ein Langzeittest bei niedriger Temperatur durch einen Kurzzeittest bei hoher Temperatur ersetzt wird und damit dieselbe Schlussfolgerungen aus dem Versuch gezogen werden können.

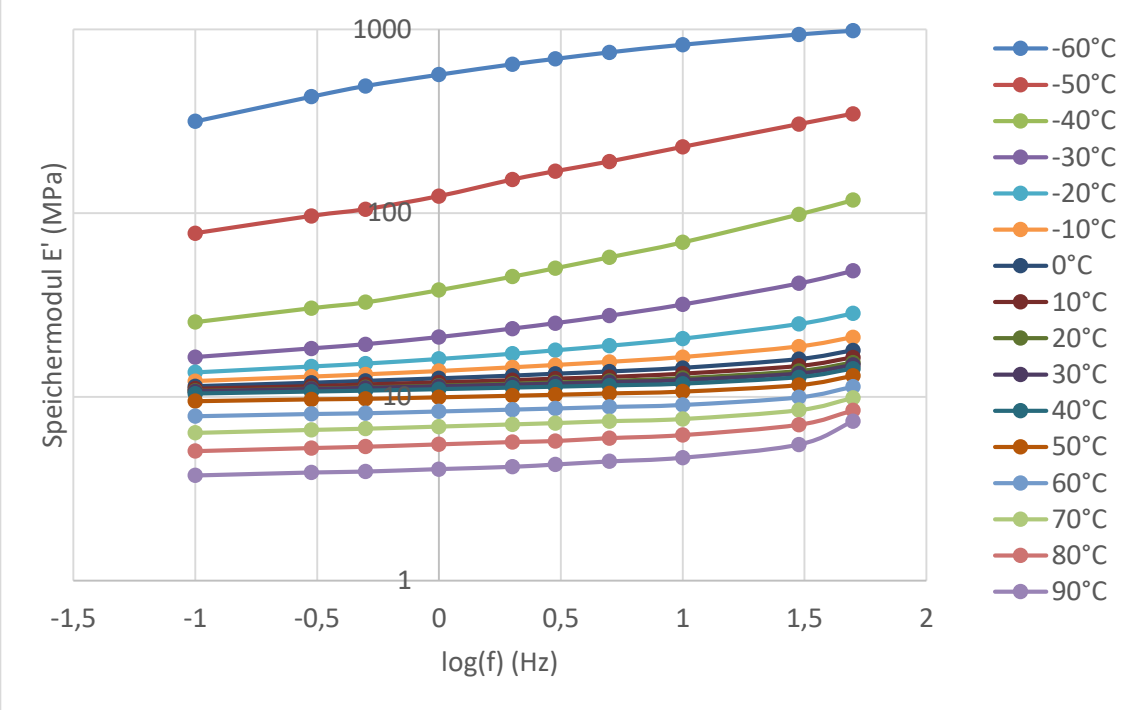


Abbildung 3-4: Die gemessenen Speichermodule von 0,1 bis 50 Hz (-1 bis 1,699 in logarithmischer Darstellung) bei verschiedenen Temperaturen

Da die meisten kommerziellen FEM-Programme für die Simulation viskoelastischer Materialien eine mathematische Formulierung der Masterkurve in der Form einer Prony-Reihenentwicklung erfordert, muss ein Kurvenfitting-Prozess durchgeführt werden. In

der Abb. 3-6 wurde ein Fitting mit 10 Termen in der Prony-Reihenentwicklung dargestellt. Die verwendeten Koeffizienten wurden in der Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Tabelle 3-1: Zusammenfassung der Prony-Koeffizienten

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6	m_7	m_8	m_9	m_{10}
0,0046	0,0833	0,0776	0,0440	0,3112	0,0018	0,1757	0,1649	0,0587	0,0698
τ_1	τ_2	τ_3	τ_4	τ_5	τ_6	τ_7	τ_8	τ_9	τ_{10}
1,4e-6	1,4e-9	2,4e-10	7,8e-7	2,6e-13	0,0151	1,9e-11	7,3e-12	3,3e-9	3,3e-8

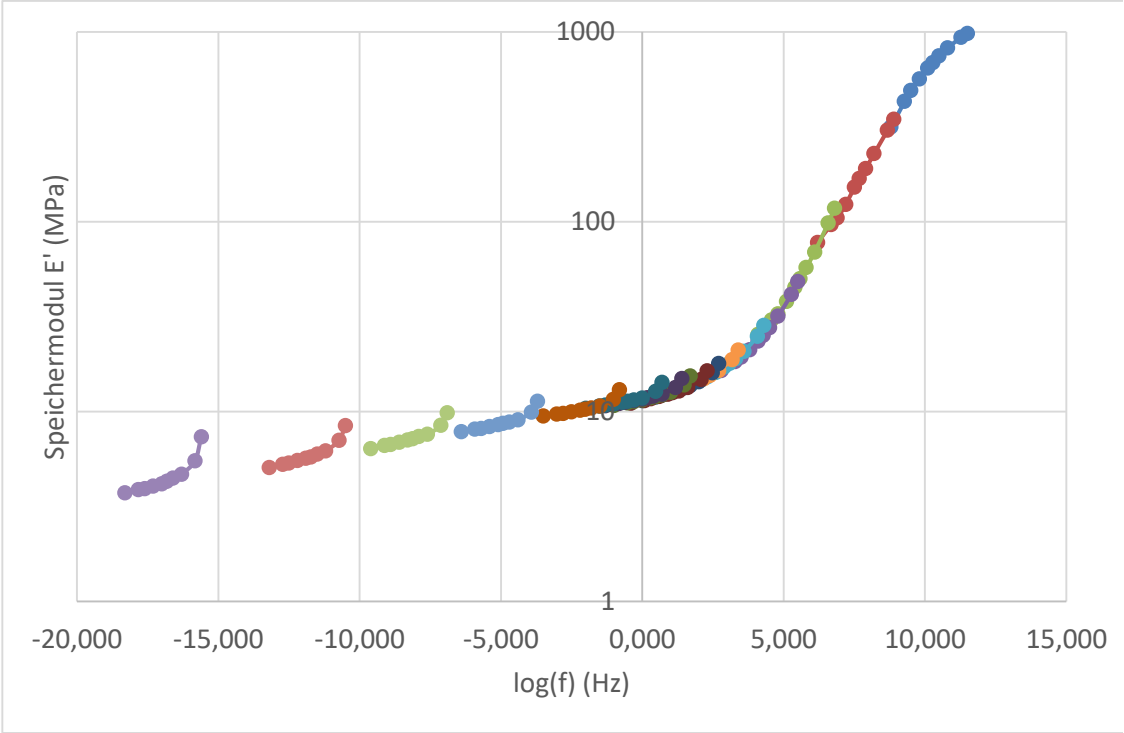


Abbildung 3-5: Masterkurve bei 20 °C

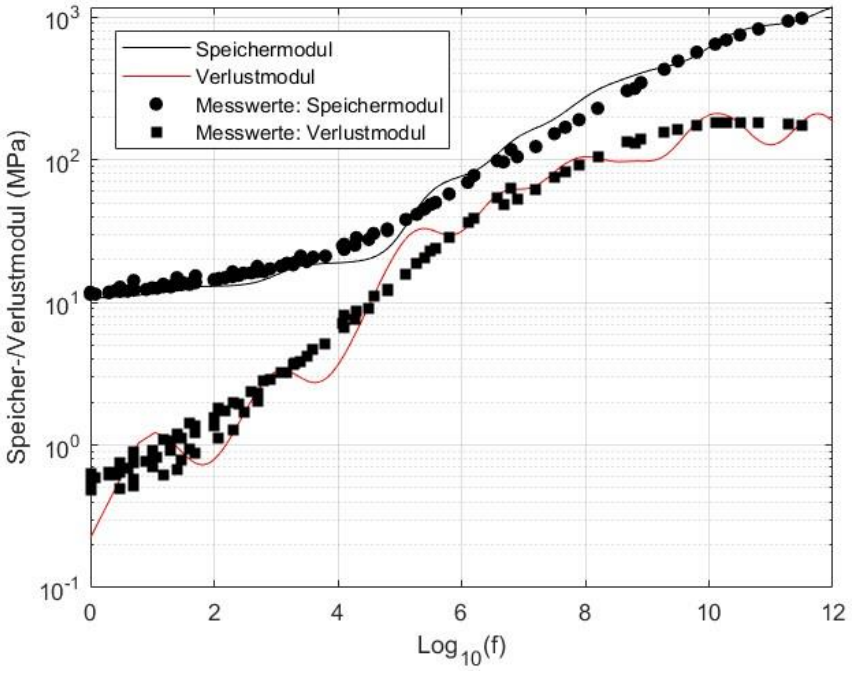


Abbildung 3-6: Annäherung der gemessenen Speicher- und Verlustmodule durch Prony-Reihenentwicklung

Die bemerkenswerten Schwankungen entlang der Kurve der berechneten Speicher- und Verlustmodule mittels Prony-Reihenentwicklung sind darauf zurückzuführen, dass ein Entspannungsprozess mit unendlich vielen Zeitkonstanten durch eine Reihenentwicklung mit finiten Termen (hier 10) angenähert werden muss. Wird die Anzahl der Terme in der Prony-Reihenentwicklung weiter erhöht, könnte eine bessere Annäherung mit geringeren Welligkeiten entlang der Kurve erreicht werden. Dies hat jedoch eine Optimierungsaufgabe mit einer enormen Anzahl der Parameter zur Folge.

Die numerische Implementierung des viskoelastischen Materials in ANSYS-Mechanical erfolgt über APDL-Befehle (*APDL-Snippet*). Sobald die Materialeigenschaften über APDL-Befehle definiert wird, werden die Materialdaten aus der Standardbiblothek ignoriert. In der Tabelle 3-2 werden die einzelnen Befehle der Reihenfolge nach aufgelistet und mit Kommentaren versehen.

Tabelle 3-2: APDL-Befehle zur Implementierung der viskoelastischen Eigenschaften

1	CMSEL, s, Membrane	Die Komponente mit dem Namen „Membrane“ wählen
2	mat_id = 50000	Definition eines Parameters als Kennnummer für die gewählte Kompnente
3	EMODIF, all, mat, mat_id	Wechsel zur Materialdefinition

4	MP, ex, mat_id, emodul	Der gewälten Komponente das E-Modul mit dem Wert von „emodul“ zuschreiben
5	MP, PRXY, mat_id, prxy	Der gewälten Komponente die Querkontraktioszahl mit dem Wert von „prxy“ zuschreiben
6	MP, DENS, mat_id, dens	Der gewählten Komponente die Dichte mit dem Wert von „dens“ zuschreiben
7	*dim,prony_pairs,array,anz_pr,2 *do,i,1,anz_pr,1 prony_pairs(i,1)=prony_%i% prony_pairs(i,2)=tau_%i% *enddo	Die vorhin definierte Prony-Koeffizienten in einem zweidimensionalen „Array“ speichern. Die erste Spalte für m_i und die zweite für τ_i
8	TB,PRONY,mat_id,1,anz_pr,SHEAR *do,i,1,anz_pr,1 TBDATA,2*i-1,prony_pairs(i,1),prony_pairs(i,2) *enddo	Die Tabelle zur Definition der Prony-Reihenentwicklung für G-Modul öffnen und warten bis Werte eingeschrieben werden. Die Koeffizienten, die vorhin im Array gepeichert worden waren, werden mittels einer Schleife in die Tabelle neheneinander hinzgefügt. Z.B., $m_1, \tau_1, m_2, \tau_2, \ldots$
9	TB,PRONY,mat_id,1,anz_pr,BULK *do,i,1,anz_pr,1 TBDATA,2*i-1,prony_pairs(i,1),prony_pairs(i,2) *enddo	Die Tabelle zur Definition der Prony-Reihenentwicklung für K-Modul öffnen und warten bis Werte eingeschrieben werden. Die Koeffizienten, die vorhin im Array gepeichert worden waren, werden mittels einer Schleife in die Tabelle neheneinander hinzgefügt. Z.B., $m_1, \tau_1, m_2, \tau_2, \ldots$
10	*dim,poly_shift,array,anz_poly,1 *do,i,1,anz_poly,1 poly_shift(i,1)=a%i% *enddo	Koeffizienten der polynomen Verschiebungsfunktion in einem „Array“ speichern und für weitere Anwendung vorbereiten
11	mod_shift=1 *IF,mod_shift,eq,1,then	Zwei Optionen der Verschiebungsfunktion stehen zur Verfügung, die eine ist WLF-Funktion und die andere ist eine polynome Funktion. Die Option wird durch „mod_shift“ bestimmt (1 für WLF und 2 für

	tb,shift,mat_id,1,3,WLF ! Use WLF shift function
	
	tbdata,1,T_Tref,WLF_C1,WLF_C2 ! Parameter of WLF Fct.
	
	*ELSEIF,mod_shift,eq,2,then
	
	tb,shift,mat_id,1,anz_poly+1,user ! Use poly shift function Poly 8 fit with Ax(T-Tref)^X
	
	tbdata,1,T_Tref
	
	*do,j,1,anz_poly,1
	
	tbdata,j+1,poly_shift(j,1)
	
	*enddo
	
	*endif
		Polynom). Da die polynome Funktion von 8. Grad eingesetzt wurde, wurd die Koeffizienten ebenfalls über eine Schleife in die entsprechende Tabelle hinzugefügt.

3.3 Numerische und experimentelle Untersuchung der Folienvibration unter realen Einsatzbedingungen

Zur Untersuchung des Folienvibrationsverhaltens wurden numerische Modelle aufgebaut und anhand eines Versuchs validiert, in denen das im Abschnitt 2 vorgestellte Materialmodell integriert wird. Der Versuchsgegenstand (Abb. 3-7 links) besteht aus 9 identischen Kammern (in der Abbildung nur eine in der Ecke dargestellt), die durch TPU-Folie bedeckt und deren Rahmen aus Faserverbundmaterial gefertigt wird. Der Versuchsgegenstand wurde auf einen Shaker angebracht, damit er einer Vibrationsumgebung ausgesetzt werden kann. Mögliche Vibrationsrandbedingungen, die während des Betriebs eines Strahltriebwerks vorkommen könnten, wurden in der durch Rolls-Royce zur Verfügung gestellten Tabelle 3-3 zusammengefasst, und können durch den eingesetzten Shaker problemlos realisiert werden.

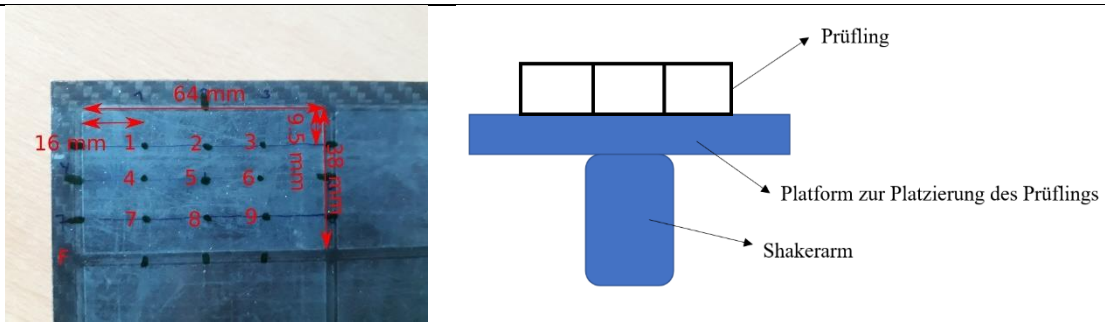


Abbildung 3-7: Dimension eines Folien-Resonators und die Positionen der Messpunkte

Tabelle 3-3: Triebwerkspezifische Vibrationsrandbedingungen

f [Hz]	V [mm/s]	a [g]	d [mm P-P]	d [in P-P]
5	39,9	0,1	2,5401	0,1000
14	111,7	1,0	2,5401	0,1000
24	68,9	1,1	0,9143	0,0360
74	212,6	10,1	0,9144	0,0360
141	112,5	10,2	0,2540	0,0100
200	159,6	20,4	0,2540	0,0100
2000	16,0	20,4	0,0025	0,0001

Die Messung der Folienvibration an der Oberfläche erfolgt über Laservibrometer, und die entsprechenden Messpunkte wurden in der Abbildung gezeigt. Durch den Laservibrometer werden die Beschleunigung, Geschwindigkeit und Abstand für ein bestimmtes Zeitfenster als zeitliche Signale erfasst und für weitere Datenverarbeitung, wie beispielsweise Fouriertransformation, vorbereitet. Aufgrund der hohen Steifigkeit der Rahmenstruktur und der Plattform, wurde angenommen, dass der Rahmen dasselbe Anregungssignal wie der Shaker hat. Basierend auf dieser Annahme, wurde die Frequenzgangsfunktionen (bzw. Übertragungsfunktionen) zwischen Punkt 1 bis 9 und einem Punkt am Rahmen gemessen. Die gemessenen Übertragungsfunktionen wurden schließlich zur Validierung mit den numerisch berechneten Übertragungsfunktionen verglichen. In der Abbildung 3-8 wurden die experimentell ermittelten Frequenzgangsfunktionen dargestellt. Es sind mehrere Resonanzfrequenzen deutlich zu erkennen, bei denen die in der Nähe von 600 Hz eine Hauptresonanz erscheint. Da die Punkte 1 und 9 diagonal, bzw. rotationsymmetrisch, zueinanderstehen, weisen sie erwartungsgemäß ähnliches Spektrum auf. Da die zeitlichen Signale einem „*Low-Pass-Filter*“ bis 1000 Hz ausgesetzt worden sind, wurden die Frequenzinformationen ab 1000 Hz ausgefiltert.

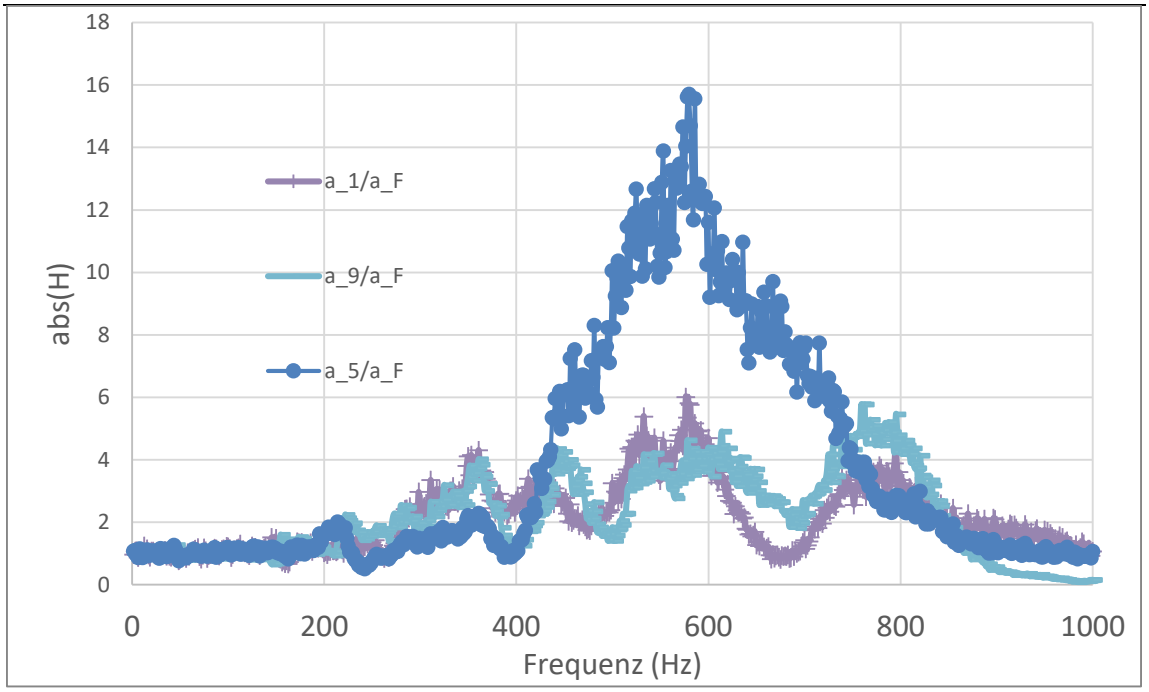
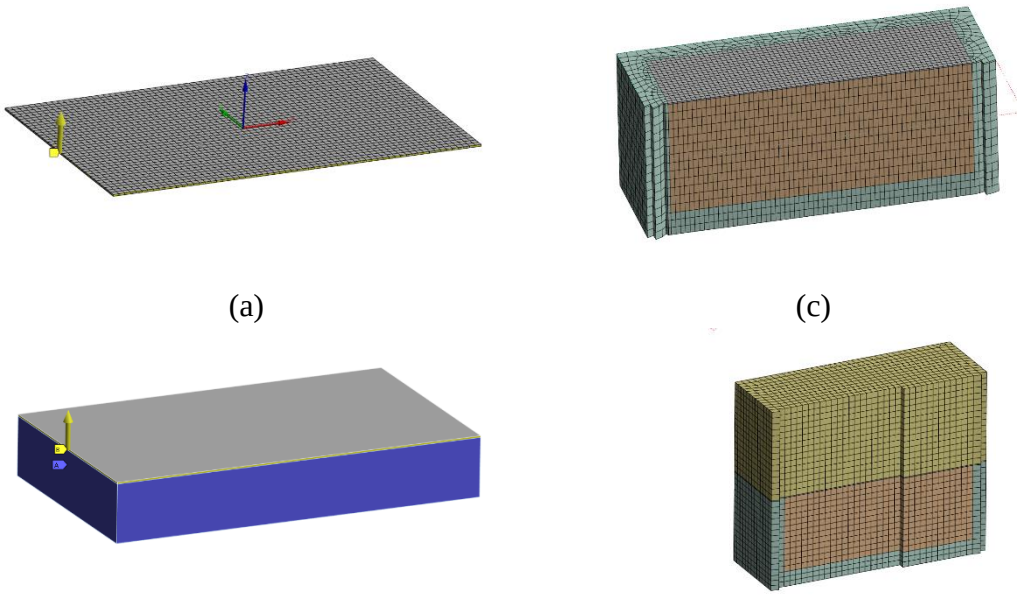


Abbildung 3-8: Experimentell gemessenen Frequenzgangsfunktionen zwischen für Messpunkte 1, 5 und 9



(a) (c)

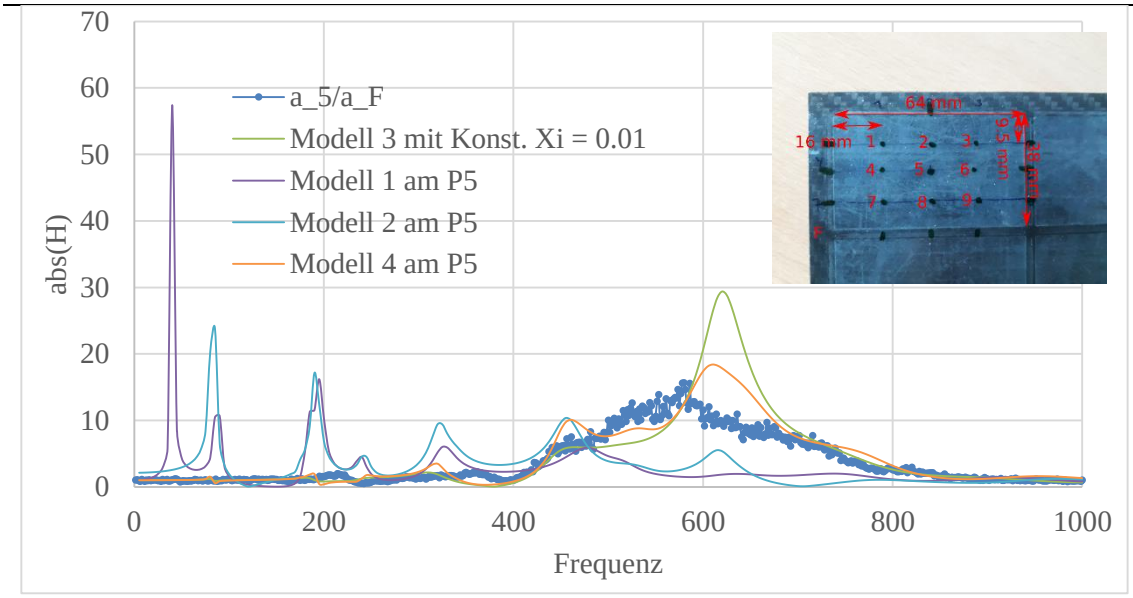
(b) (d)

Abbildung 3-9: Die vier verschiedenen eingesetzten numerischen Modelle, (a) Modell mit nur eine Folie; (b) Modell mit Folie und dem Luftvolumen in der Kammer, (c) mit zusätzlicher Berücksichtigung der Rahmenstruktur im Vergleich zu Modell b, (d) mit zusätzlicher Berücksichtigung des Luftvolumens oberhalb der Folie im Vergleich zu Modell c

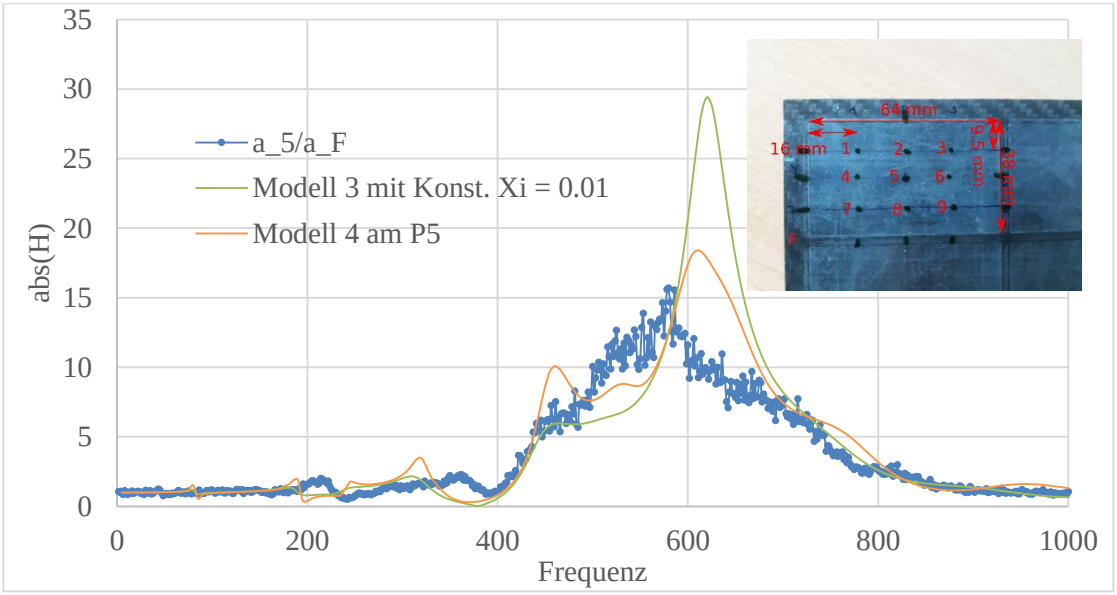
Für die numerischen Simulationen wurden nach physikalischer Komplexität vier verschiedene Modelle eingesetzt und deren Simulationsergebnisse miteinander verglichen. Die Modelle unterscheiden sich vor allem dadurch, ob die akustischen Effekten mitberücksichtigt werden. Außer Modell a werden in allen anderen Modellen (b bis d) die Druckschwankung, die durch Folienvibration hervorgerufen wird, berücksichtigt. Im Modell b wurde nur das Luftvolumen in der Kammer in den Betracht gezogen, während auf der Kammerwänden eine perfekte Schallreflektion ohne Energieverluste stattfindet. Die Anregung erfolgt im Modell b über die vier Ränder der Folie. Im Modell c und d wurden die Rahmenstruktur, die als rigide betrachtet wurde, mit simuliert, welches den Vorteil mit sich bringt, dass die Anregungsposition, so wie im Versuch, auf der unteren Seite der Rahmenstruktur definiert werden kann. Unterschied zwischen Modell c und d besteht darin, dass im Modell d sich die Schallwelle auch in die Umgebung, die durch ein Luftvolumen oberhalb der Folie mit Null-Reflexion auf allen anderen 5 Wänden simuliert wird, ausbreiten kann.

Die harmonische FEM-Analyse wurde für die Bestimmung der Frequenzgangsfunktion zwischen zwei beliebigen Punkten verwendet. Das Anregungssignal ist ein harmonisches Signal und wird durch Frequenz, Amplitude und Phasenverschiebung festgelegt. Das Antwortsignal an einem bestimmten Messpunkt zeigt im Vergleich zum Anregungssignal zwar dieselbe Frequenz, hat jedoch, geprägt von der Frequenzgangsfunktion, eine andere Amplitude und eine gewisse Phasenverschiebung. Da die Frenquenzgangsfunktion unabhängig vom Anregungssignal ist, wurde für die Bestimmung der Frequenzgangsfunktion zuerst keine triebwerkspezifischen Vibrationsrandbedingungen verwendet. Da die Messung nur bis 1000 Hz reicht, wurde das Anregungssignal in der numerischen Simulation ebenfalls nur bis 1000 Hz variiert.

In der Abbildung 3-10 wurden ein Vergleich zwischen der experimentell ermittelten und numerisch berechneten Frequenzgangsfunktion (hier zwischen dem Punkt 5 und dem Rahmenpunkt) dargestellt (**Modell a bis d entsprechen Modell 1 bis 4 in den späteren Abbildungen**). Modell a und b haben eine besonders starke Resonanz im niedrigen Frequenzbereich aufgezeigt, während im Experiment die erste auffällige Resonanz erst ab 200 Hz auftritt. Eine deutliche Verbesserung durch Modell c und d deutet drauf hin, dass eine mechanische Vibration solcher dünnwandigen Struktur mit den akustischen Effekten stark gekoppelt ist, und die Position des Anregungssignals für die Simulation sehr wichtig ist. Es erscheint, dass die Druckschwankung insbesondere innerhalb der Kammer die Folienvibration zuerst gedämpft und dann verstärkt hat, welches auf eine variierende Phasenverschiebung zwischen Druckschwankung und Folienvibration hindeutet. Das Luftvolumen oberhalb der Folie im Modell d hat insbesondere bei der Hauptresonanz in der Nähe von 600 Hz eine deutlich stärkere Dämpfung im Vergleich zum Modell c hervorgerufen. Dies ist höchstwahrscheinlich drauf zurückzuführen, dass die Folie durch Schallausbreitung Energie an die Umgebung abgibt.

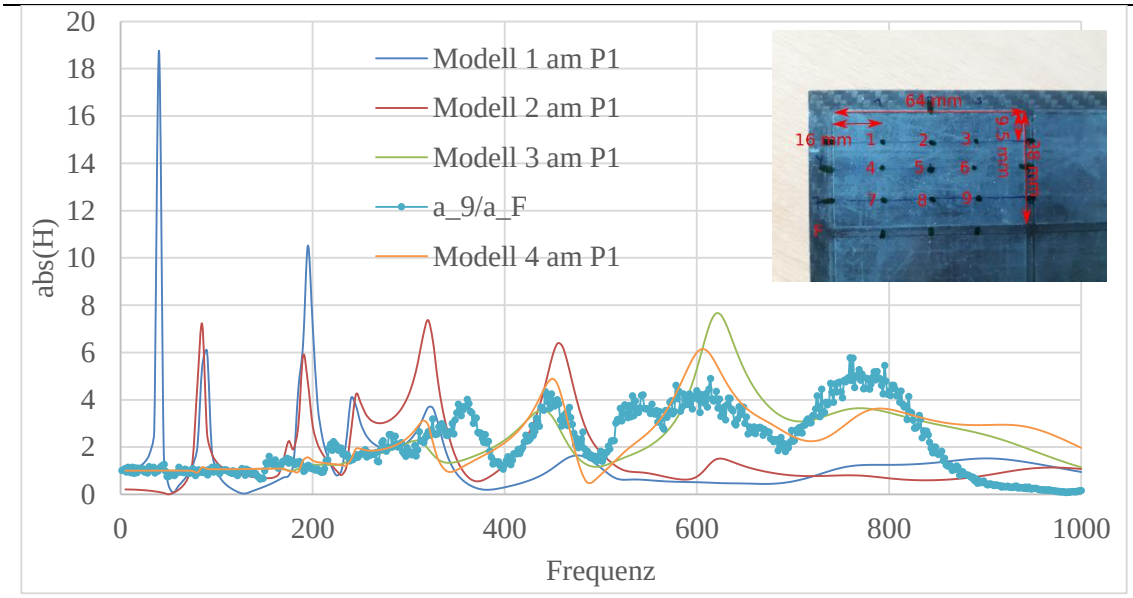


(a)

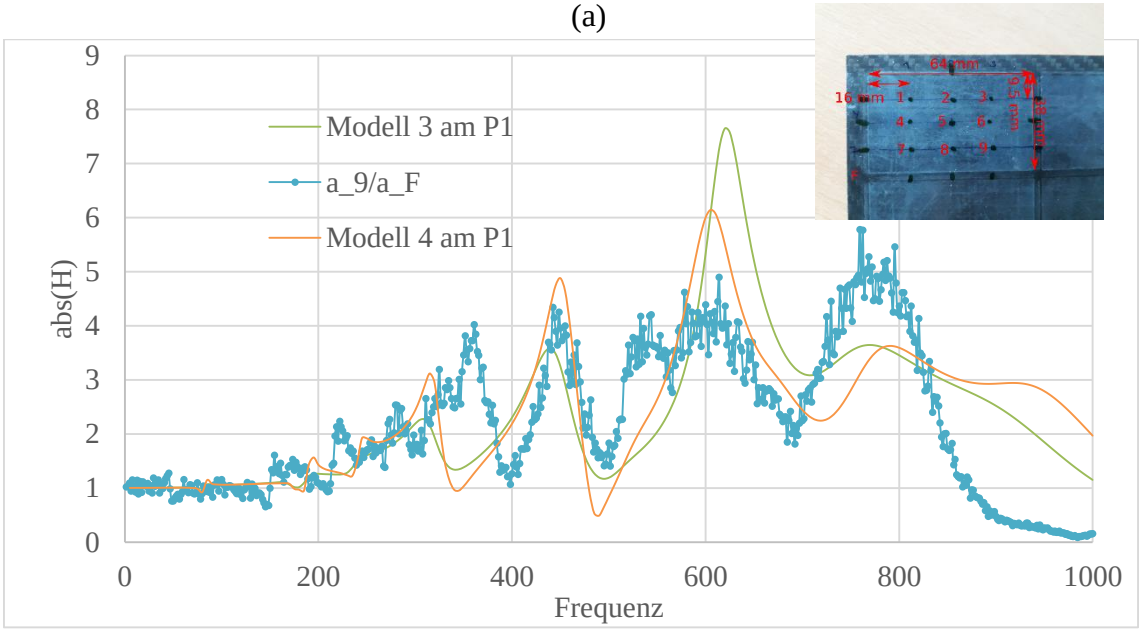


(b)

Abbildung 3-10: Vergleich zwischen verschiedenen Modellen und Experiment anhand der Frequenzgangsfunktion zwischen dem Punkt 5 und dem Rahmenpunkt, (a) Vergleich aller Modelle, (b) Vergleich unter Modell 3 und 4. **Nebenbemerkung: Modelle 1 bis 4 entsprechen den Modellen a bis d in der Abbildung 3-9**



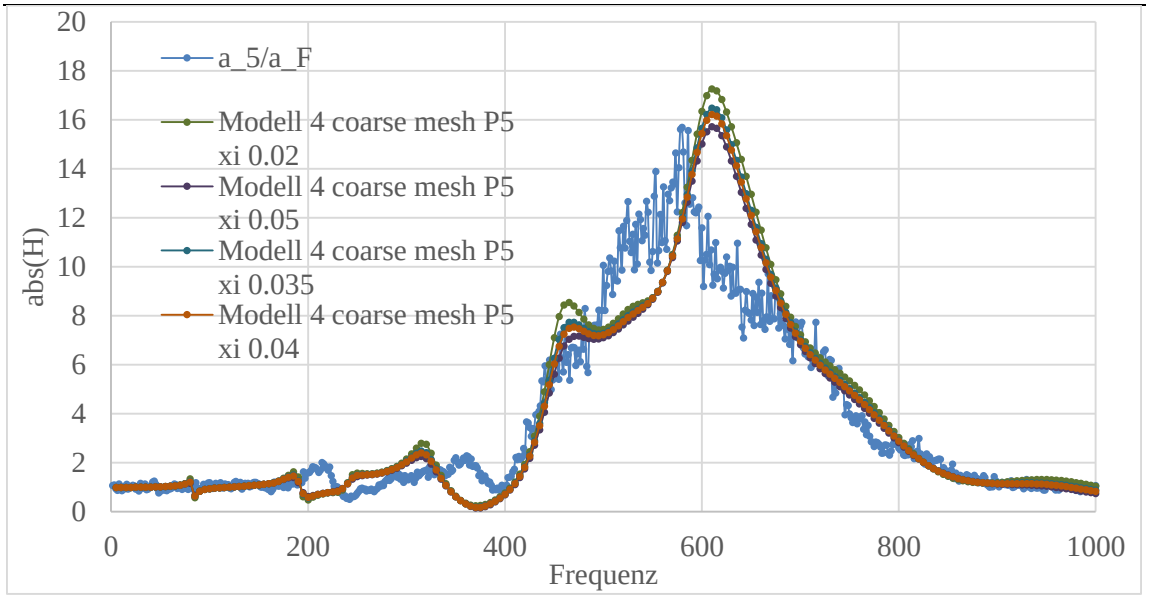
(a)



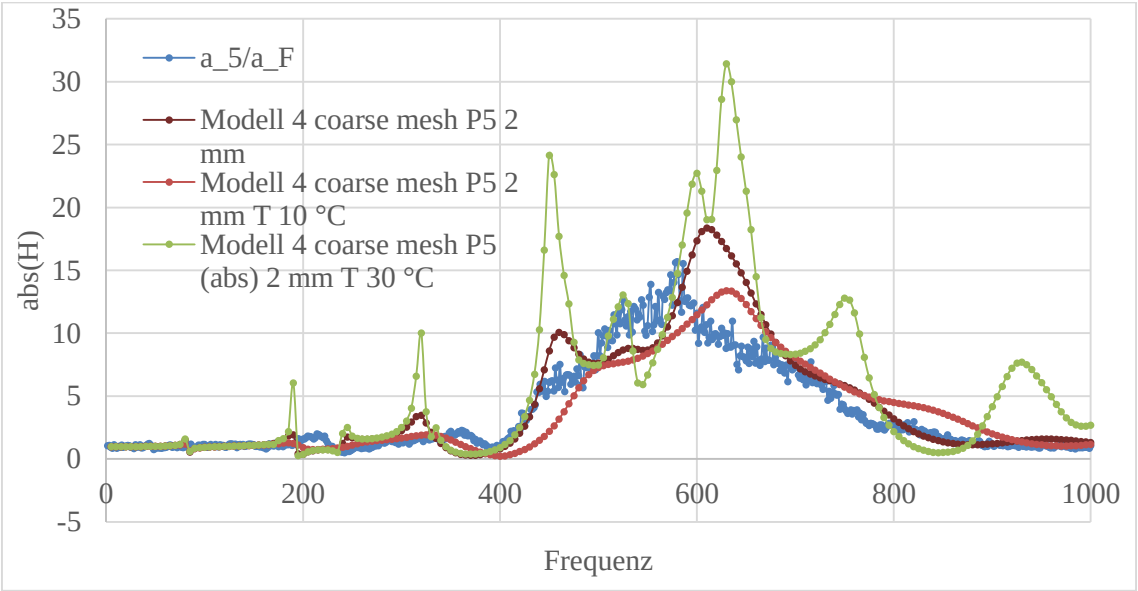
(b)

Abbildung 3-11: Vergleich zwischen verschiedenen Modellen und Experiment anhand der Frequenzgangsfunktion zwischen dem Punkt 3 und dem Rahmenpunkt, (a) Vergleich aller Modelle, (b) Vergleich unter Modell 3 und 4**. Nebenbemerkung: Modelle 1 bis 4 entsprechen den Modellen a bis d in der Abbildung 3-9**

Ähnlich wird in der Abbildung 3-11 ein Vergleich für die Frequenzgangsfunktion zwischen dem Punkt 3 und dem Rahmenpunkt dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass das



(a)

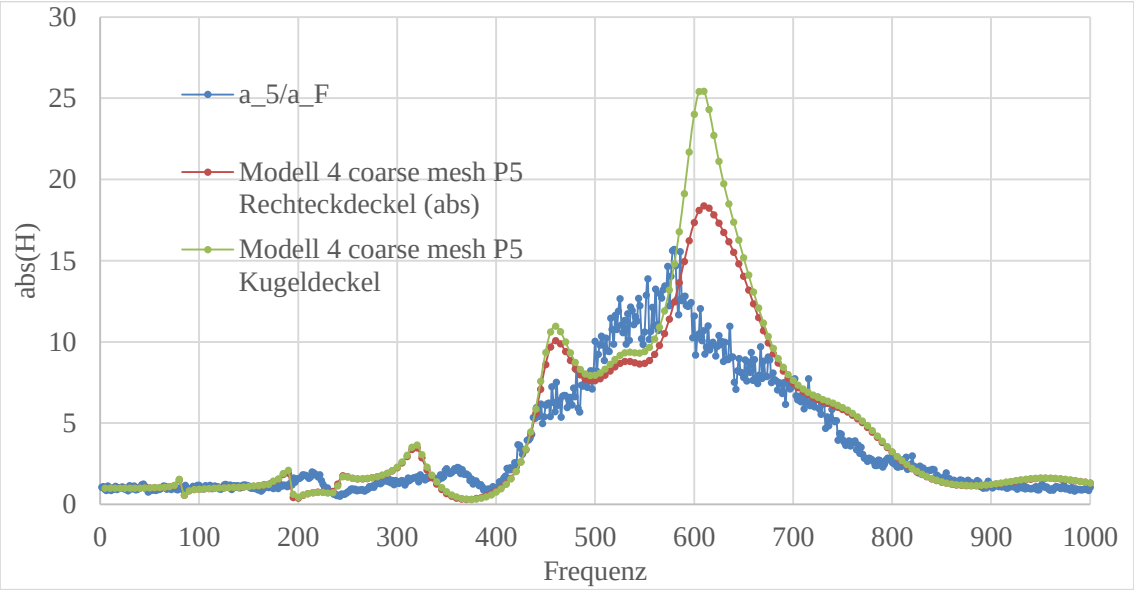


(b)

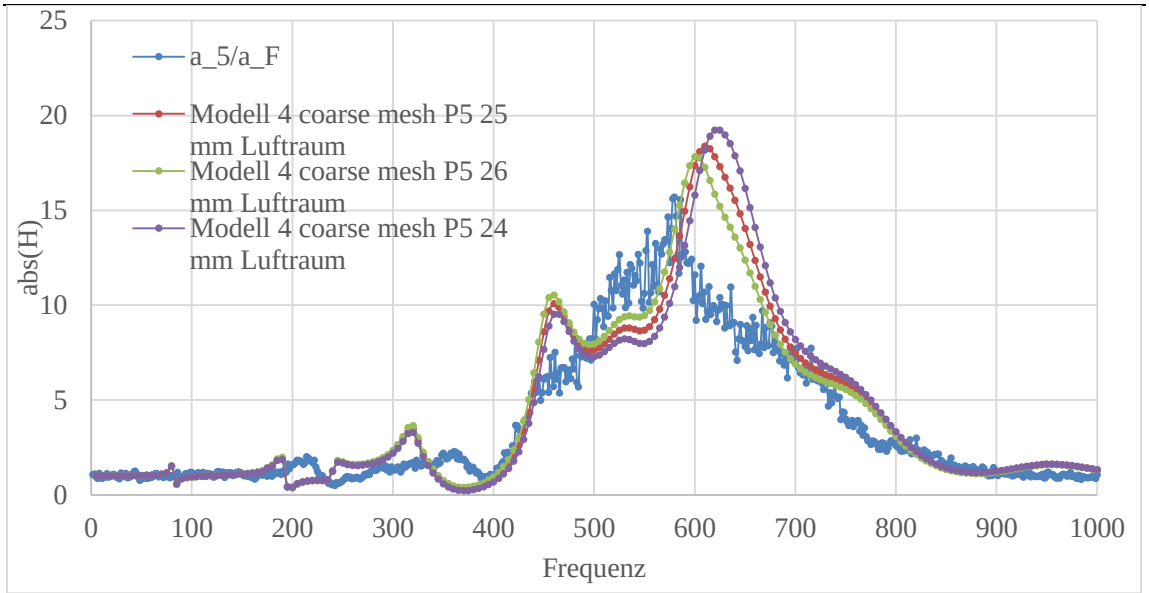
Abbildung 3-12: Einfluss der Modellparameter auf Frequenzgangsfunktion zwischen dem Punkt 5 und dem Rahmenpunkt, (a) Einfluss der strukturellen Dämpfung, (b) Einfluss der Materialtemperatur

Modell d mit Abstand das Beste ist. Mit dem Modell d lassen sich die Hauptresonanzstellen zwischen 400 und 800 Hz recht gut vorhersagen, während die Resonanzstellen von 0 bis 400 Hz im Vergleich zum Experiment eine leichte Verschiebung nach links zeigen. Um die Einflüsse einiger relevanten Parameter zu untersuchen, wurde als nächstes eine Parameterstudie durchgeführtIn der Abbildung 3-12 wurden die Einflüsse der strukturellen Dämpfung und der Materialtemperatur dargestellt. Abbildung 3-12a zeigt, dass die strukturelle Dämpfungskonstante zusätzliche Dämpfung zu der bereits vorhandenen

viskoelastischen Dämpfung einführt und sorgt dafür, dass die Amplitude der Frequenzgangsfunktion an verschiedenen Resonanzstellen weiter reduziert werden kann. 5 Prozent zusätzliche strukturelle Dämpfung bringt eine Verbesserung für die Simulationsergebnisse hinsichtlich der berechneten Amplitude der Frequenzgangsfunktion. Im Gegensatz zu den Einflüssen der strukturellen Dämpfung ist der Einfluss der Temperatur viel stärker, welches auf die Auswirkung der Temperatursuperpositionsfunktion zurückzuführen ist. Bei 10 °C über der Referenztemperatur (20 °C), bei der die Masterkurve der viskoelastischen Eigenschaften aufgestellt wird, bleiben die Resonanzstellen kaum verändert, während die viskoelastischen Dämpfungseffekten deutlich geringer ausfallen. Dieses Verhalten steht im Einklang mit der negativen Temperaturabhängigkeit des mechanischen Verlustfaktors und zeigt gleichzeitig den Zusammenhang zwischen viskoelastischer Dämpfung und dem mechanischen Verlustfaktor. Bei 10 °C niedriger als die Referenztemperatur verhärtet sich das viskoelastische Material, und die Frequenzgangsfunktion bewegt sich entsprechend nach rechts. Dies verbessert zwar den Vergleich zwischen Experiment und Simulation bis ca. 400 Hz, verschlechtert jedoch die Vorhersage der Hauptresonanzstelle bei ca. 600 Hz. Insofern lässt sich eine stabile akustische Performance gegenüber Temperaturschwankungen zweifeln.



(a)



(b)

Abbildung 3-13: Einfluss der Form des oberen Luftvolumens (a) und der Tiefe des unteren Luftvolumens (b) auf die Frequenzgangsfunktion zwischen dem Punkt 5 und Rahmenpunkt

Des weiteren wurden die Einflüsse der Form des oberen Luftvolumens in der Simulation und der Tiefe des Luftvolumens in der Kammer untersucht und die Ergebnisse in der Abbildung 3-13 eingetragen. Laut Abbildung 3-13a weist die Form des Luftvolumens oberhalb der Folie, das als eine schallabsorbierende Umgebung dient, gewisse Einflüsse auf die Dämpfungseffekte an Resonanzstellen ab 400 Hz, während alle anderen Resonanzstellen nicht beeinflusst werden. Bemerkenswert ist dagegen der Einfluss aus der Variation der Tiefe der Luftkammer. Bei einer Zunahme der Luftraumtiefe verschiebt sich die Position der Hauptresonanz in der Nähe von 600 Hz nach links und nähert sich der gemessenen Position der Hauptresonanz. Die Frequenzgangsfunktion unterhalb von 400 Hz scheint unempfindlich gegenüber der Tiefenvariation der Luftkammer zu sein.

Da die Abweichung vor allem bis 400 Hz durch die Variation relevanter Parameter keine Verbesserung aufweist, wurde der Versuch von einem zweiten Mitarbeiter wiederholt. In der Abbildung 3-14 wurden die alten Messergebnisse gegenüber den neuen aufgezeigt. Neben dem reduzierten Betrag bewegen sich alle Resonanzstellen in der neuen Messung nach links, wobei die ersten zwei Resonanzstellen mit besonders großer Linksverschiebung ausfallen. Im Gegensatz zum bisherigen Vergleich konnte das Modell nach leichter Anpassung des E-Moduls eine sehr versprechende Verteilung im Vergleich zum neuen Versuch liefern, was zu der Vermutung führt, dass bei der alten Messung des 1. Mitarbeiters Fehler dabei sein könnte. Aufgrund der Nichtverfügbarkeit des ersten Mitarbeiters konnte der potentielle Fehler nicht aufgeklärt werden. Sollte die wiederholte Messung des zweiten Mitarbeiter als zuverlässigere angenommen werden, können die Resonanzstellen

(nahezu alle) bei 150 Hz, 270 Hz, 412 Hz und 553 Hz hervorragend prognostiziert werden. Ein überschätzter Betrag der simulierten Frequenzgangsfunktion bei entsprechender Resonanzstelle deutet auf eine unterschätzte Dämpfungseigenschaft.

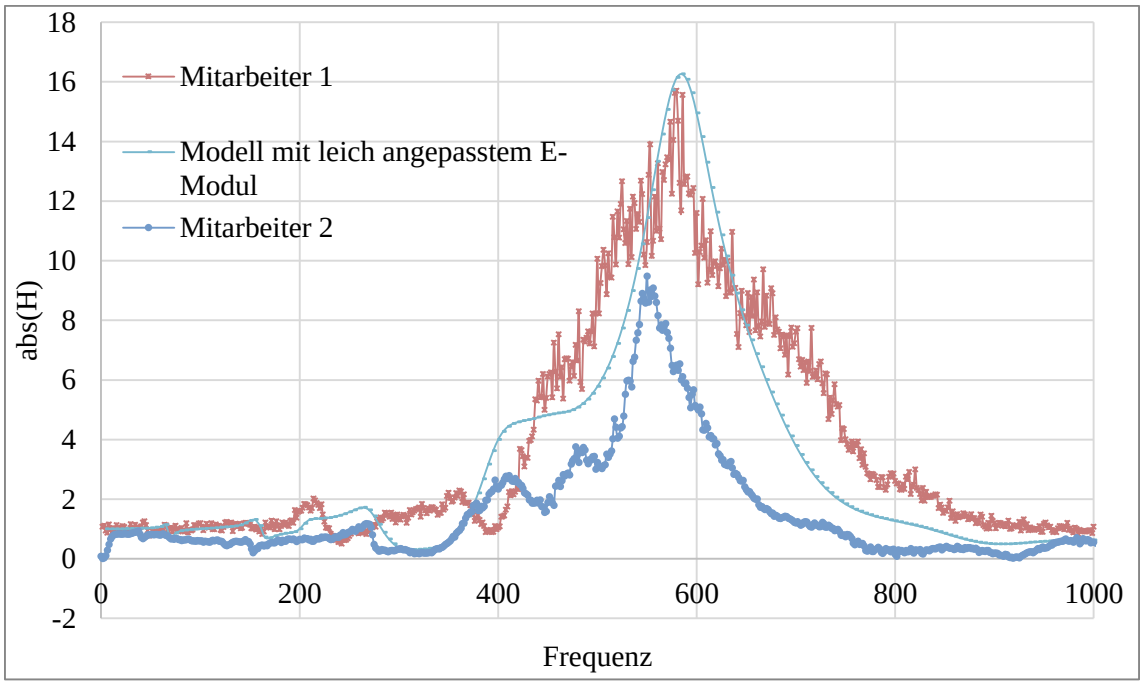
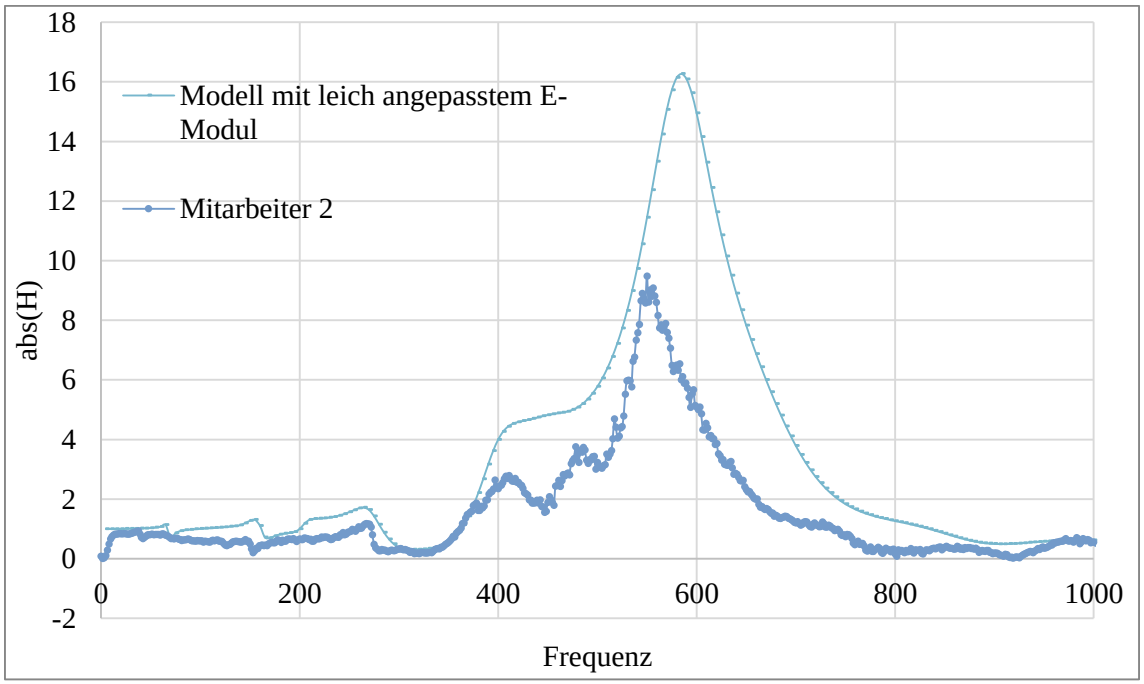
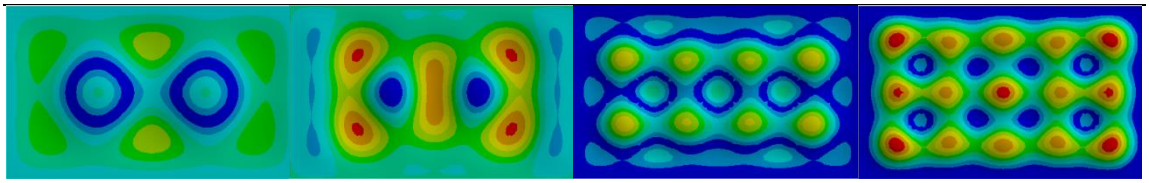


Abbildung 3-14: Versuchswiederholung durch 2. Mitarbeiter und der Vergleich mit der Simulation mit leicht angepasstem E-Modul





150 Hz 270 Hz 420 Hz 590 Hz

Abbildung 3-15: Die Schwingungsformen der Folie bei verschiedenen Resonanzfrequenzen

Neben den Frequenzgangsfunktionen sind auch die Schwingungsformen der Folie bei verschiedenen Resonanzfrequenzen auch von großer Bedeutung. In der Abbildung 3-15 wurden die Schwingungsformen jeweils bei 150 Hz, 270 Hz, 420 Hz und 590 Hz dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmender Resonanzfrequenz die Schwingungsmuster komplizierter werden, und mehr Schwingungsbäuche zu beobachten sind. Abgesehen von der Komplexität der Schwingungsmuster zeigen sie auch eine ausgeprägte geometrische Symmetrie.

3.4 Sicherheitsbedenken unter thermomechanischen Aspekten

Für eine erfolgreiche Integration der neuartigen Liner-Struktur ins Triebwerk spielen neben der akustischen Performance viele andere Faktoren entscheidende Rollen, wie z.B. die Sicherheit, die Zuverlässigkeit, die Wirtschaftlichkeit usw. Wird die Zuverlässigkeit als erstes betrachtet, muss vor allem demonstriert werden, dass die akustische Performance bei wechselhaften Umgebungsbedingungen wie Druck und Temperatur eine ausreichende Stabilität aufweist. Neben der akustischen Performance muss ebenfalls sichergestellt werden, dass die Folie, die am empfindlichsten ist, der thermomechanischen Ermüdung gewachsen ist, weil jede Flugmission eine große Temperatur- und Druckvariation der Umgebung erleben wird.

Das im Fokus stehende Polymermaterial TPU 1170 weist zwar für einen Temperaturbereich zwischen 20 und 60 °C relativ stabile Stoffeigenschaften auf, nimmt jedoch die Temperaturabhängigkeit mit sinkender Temperatur immer stärker zu, insbesondere wenn die Temperatur unterhalb von 0 °C fällt. Die sinkende Temperatur steigert die Steifigkeit des Materials und gleichzeitig auch die Gefahr eines Bruchversagens durch Versprödung. Die jüngsten Versuche hatten einen Glasübergangstemperaturbereich von TPU 1170 von ca. -30 bis -50 °C vermittelt. Dieser Temperaturbereich stellt für die Luftfahrt keine Seltenheit dar und nötigt weitere gezielte thermomechanische Untersuchungen, um die Zuverlässigkeit des Materials zu beweisen. Über mögliches Versagen durch Materialversprödung hinaus, stellt die thermomechanische Ermüdung ebenfalls eine wichtige Rolle dar, weil sich der Ausdehnungskoeffizient eines Polymermaterials von dem des Faserverbundmaterials deutlich unterscheidet (Abbildung 3-16). Ein „Mismatch“ des Ausdeh-

nungskoeffizienten sorgt bei wechselhafter Temperaturbedingung für Ansammlung interner Spannungen und möglicherweise permanenter Verformungen, die eventuell die akustische Performance der polymeren Folien vernichten würden.

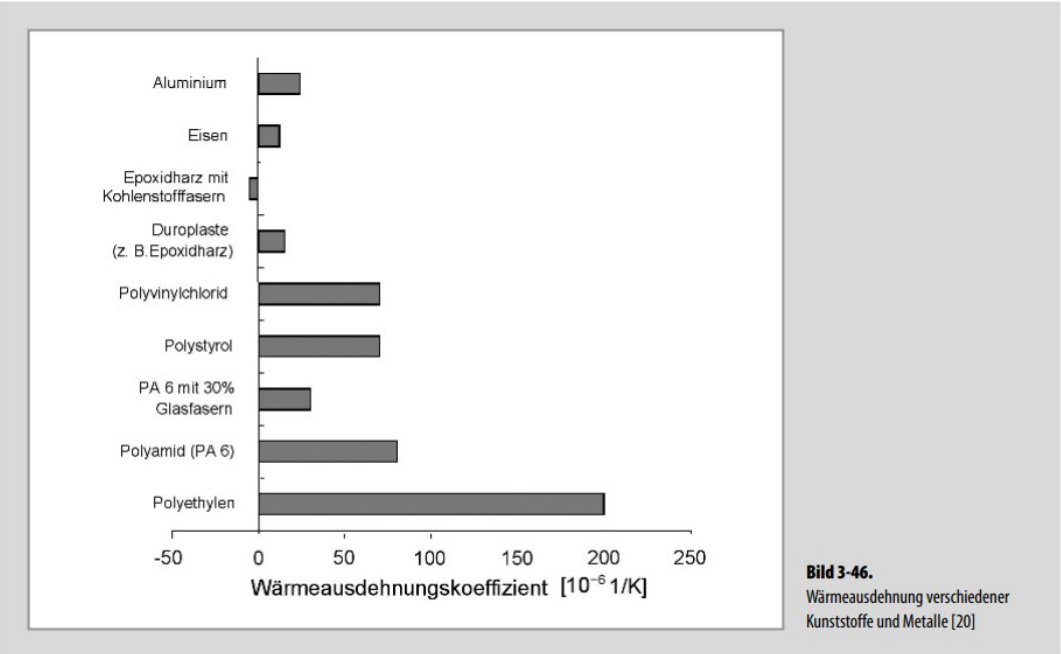


Abbildung 3-16: Vergleich der Ausdehnungskoeffizienten verschiedener Materialien

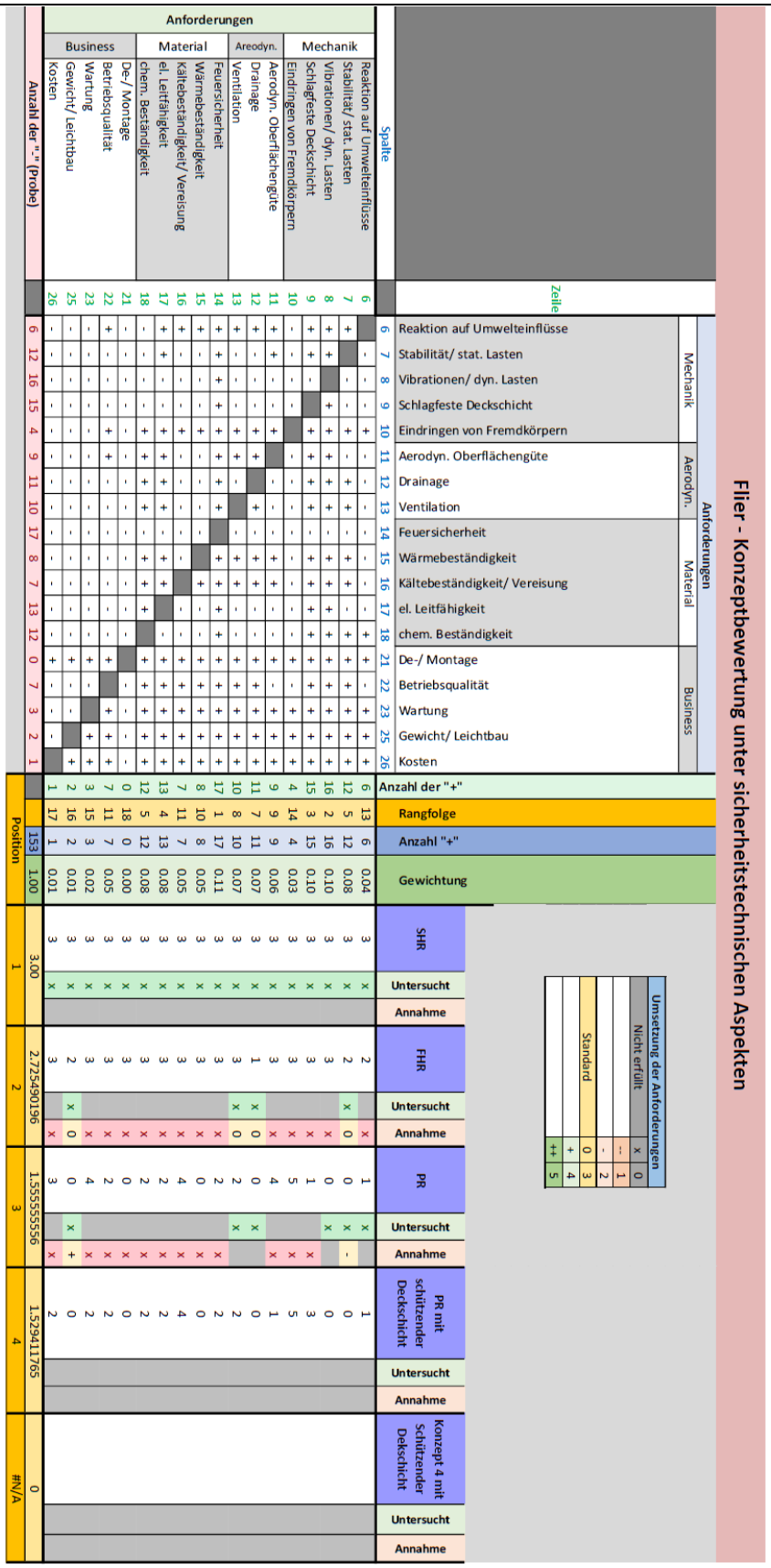
Abbildung 3-17: Einflüsse der UV-Strahlung auf mechanischen Eigenschaften verschiedener Polymermaterialien

Die vom Partner Frauenhofer IAP durchgeführte Untersuchung der Einflüsse aus der UV-Strahlung und der Kontakt mit Medien wie Ethylenglycol (Kühlmedium), Hydrauliköl

und Kerosin zeigen weitere Schwachstellen für einen zuverlässigen Einsatz im Triebwerk. Laut der Untersuchung erhöht die UV-Strahlung nach 1000 h das E-Modul von TPU-1170A um ca. 40 Prozent, und die Versprödung nimmt ebenfalls zu. Eine Vergilbung danach wurde ebenfalls beobachtet.

Ein Kontakttest mit typischem Hydrauliköl aus dem Strahltriebwerk endete mit der Zerstörung des Materials (TPU 1170A wurde aufgelöst). Das bedeutet, dass die Folien, die Kernelemente für die akustische Performance sind, jegliche Kontakt mit Hydrauliköl unterbunden werden müssen. Dies wird aber bei der technischen Umsetzung nicht einfach sein, und könnte die Einsatzbarkeit dieses Konzeptes (FHR/PR-Liner) in Frage stellen.

3.5 Tabellarische gesamte Konzeptbewertung


Flier - Konzeptbewertung unter sicherheitstechnischen Aspekten
Anforderungen
Mechanik
Aerodyn.
Material
Business
Reaktion auf Umwelteinflüsse
Stabilität/ stat. Lasten
Vibrationen/ dyn. Lasten
Schlagfeste Deckschicht
Eindringen von Fremdkörpern
Aerodyn. Oberflächengüte
Drainage
Ventilation
Feuersicherheit
Wärmebeständigkeit
Kältebeständigkeit/ Vereisung
el. Leitfähigkeit
chem. Beständigkeit
De-/ Montage
Betriebsqualität
Wartung
Gewicht/ Leichtbau
Kosten
Anzahl der "+"
Rangfolge
Anzahl "+"
Gewichtung
SHR
FHR
PR
PR mit schützender Deckschicht
Konzept 4 mit Schützender Deckschicht
Untersucht
Annahme
Umsetzung der Anforderungen
Nicht erfüllt
Standard
Position
3.00
2.725490196
1.555555556
1.529411765
#N/A

Literaturverzeichnis

[01] **Ansys, 2011:** *Ansys Fluent User´s Guide, 3. Auflage,* USA: Ansys Inc., 2011; Abgerufen im Januar 2016