

FERROELEKTRET-METAMATERIALIEN ZUR SCHWINGUNGSREDUKTION DER HAUTFELDER EINES FLUGZEUGRUMPFS

J. Mildenberger*, D. Esposito*, S. Shariatinia*, H. Holzmann†, H. Atzrodt†

* TU Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM,
Otto-Berndt-Straße 2, 64287 Darmstadt, Deutschland

† Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Bartningstraße 47, 64289
Darmstadt, Deutschland

Zusammenfassung

Im Zuge des steigenden Innovationsdrucks in der Luftfahrt rücken Open-Fan-Antriebslösungen erneut in den Fokus, was mit einer verstärkten niederfrequenten akustischen Anregung der Rumpfstruktur durch die erste Blattfolgefrequenz des Fans einhergeht. Diese Studie untersucht den Einsatz vibroakustischer Metamaterialien in Kombination mit Ferroelekturen zur Schwingungsreduktion in den Außenfeldern eines Flugzeugrumpfes. Dabei wird einerseits die Grundlage für die Implementierung energieautarker Sensorik durch die Gewinnung von Energie mittels Energy Harvesting geschaffen, andererseits wird ein verbessertes Geräuschniveau für die Passagiere ermöglicht. Das vorgestellte Metamaterial erzielt eine Schwingungsreduktion von $-21,6$ dB im Frequenzbereich der ersten Blattfolgefrequenz von 300 Hz sowie eine maximale Reduktion der abgestrahlten Schalleistung in die Kabine von $-18,3$ dB.

Keywords

Metamaterial; Schwingungsreduktion; Hautfeld; Ferroelektret

NOMENKLATUR

Symbole

A	Fläche
D	Dämpfungsgrad
E	E-Modul
F	Kraft
N	Anzahl
P	Leistung
ν	Querkontraktionszahl
ω	Kreisfrequenz
ρ	Dichte
c	Schallgeschwindigkeit
d	Dämpfungskonstante
f	Frequenz
k	Federkonstante
m	Masse
n	Drehzahl
q	Verschiebung
t	Zeit
v	Geschwindigkeit

Indices

Al	Aluminium
m^2	BFF Blattfolgefrequenz
—	P Propeller
Pa	R Resonator
N	f Fluid

Abkürzungen

W	DLF	engl. Damping Loss Factor
—	EHR	Energy-Harvester Resonator
Hz	ERP	engl. Equivalent radiated power
$kg\ m^{-3}$	EZ	Einheitszelle
$m\ s^{-1}$	FE	Finite Elemente
$kg\ s^{-1}$	IXPP	engl. Irradiation Cross-Linked Polypropylene
Hz	RB	Randbedingung
$kg\ s^{-2}$	VAMM	Vibroakustisches Metamaterial
kg		
Hz		

1. EINLEITUNG

Die Akustik in der Flugzeugkabine von Propellerflugzeugen wird maßgeblich durch die Schallübertragung der Außenhaut, die durch das Druckfeld des Propellers angeregt wird, beeinflusst [1]. Dieses gekoppelte

System aus Akustik und Strukturmechanik ist besonders in dünnwandigen Strukturen wie Platten von Bedeutung, da hier vor allem Biege-Wellen für die Schallabstrahlung verantwortlich sind. Diese Wellen deformieren die Struktur transversal und erzeugen so akustische Druckwellen im angrenzenden Medium. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Biege-Wellen ist nicht nur abhängig von Material- und Geometriedaten, sondern auch frequenzabhängig. Es handelt sich bei der Biege-Wellen somit um eine dispersive Wellenart [2]. Um die Innenraumakustik zu verbessern, ist es daher entscheidend, die Amplituden der Biege-Wellen in der Rumpfhaut zu reduzieren. Diese Studie zielt darauf ab, das Transmissionsverhalten der Rumpfhaut bei Anregung durch die erste Blattfolgefrequenz zu optimieren, um die akustische Belastung der Passagiere zu minimieren. Hierzu wird die neuartige Technologie der Vibroakustischen Metamaterialien (VAMM) in Kombination mit Ferroelektronen eingesetzt. Diese innovative Methode ermöglicht nicht nur eine gezielte Beeinflussung des strukturdynamischen Verhaltens, sondern legt auch die Grundlage für die in Zukunft untersuchte dezentrale Energieernte mittels des piezoelektrischen Effekts.

Der folgende Aufbau dieser Arbeit behandelt zunächst die Problematik des Kabinenlärms bei Propellerflugzeugen und die Rolle von Biege-Wellen in der Schallübertragung. Es folgt eine umfassende Darstellung des aktuellen Standes der Wissenschaft zu VAMM und Ferroelektronen. Anschließend wird ein VAMM-Hautfeld sowohl experimentell als auch numerisch untersucht, gefolgt von einer Analyse einer skalierten Rumpfschnittung. Abschließend erfolgt ein Vergleich der Ergebnisse mit konventionellen Schallschutzmaßnahmen sowie eine eingehende Diskussion der Schallleistungsreduktion durch das VAMM.

2. HINTERGRUND

Die Modellierung von Kabinenlärm sowie die Entwicklung geeigneter Maßnahmen zur Lärmreduzierung in Passagierflugzeugen sind seit vielen Jahrzehnten ein zentrales Thema der Forschung. Im Allgemeinen wird Kabinenlärm überwiegend durch zwei Hauptquellen verursacht [3]:

- das Triebwerk, einschließlich Propeller und Motor, sowie
- die turbulente Grenzschicht (TBL) an der Rumpfhaut.

Das Interesse der Untersuchung des Kabinenlärms in Passagierflugzeugen nahm in den 1950er und 1960er Jahren aufgrund der Einführung von Turbinen-Strahltriebwerken stark ab, und die Forschung konzentrierte sich fortan auf die akustische Schallabstrahlung der Rumpfhaut, die durch Turbulenzen an der Außenhaut verursacht wird. Im Zuge des aktuellen Wandels in der Luftfahrt hin zu wasserstoffbasierten Antriebskonzepten gewinnen

jedoch Konzepte wie der Open-Fan-Rotor wieder an Bedeutung. Damit einher geht eine niederfrequente akustische Anregung der Rumpfhaut durch die erste Blattfolgefrequenz des Propellers, die als Produkt der Propellerdrehzahl und der Anzahl an Blättern beschrieben wird, gemäß (1):

$$(1) \quad f_{\text{BFF}} = n_P \cdot N_P$$

BILD 1 zeigt das Schalldruckspektrum der akustischen Anregung der Rumpfhaut in der Nähe der Propellerebene eines Gulfstream-Testflugzeugs mit einem Open-Rotor-Triebwerk [4]. Das Spektrum wird von der ersten Blattfolgefrequenz $f_{\text{BFF1}} = 226,2 \text{ Hz}$ sowie deren Oberschwingungen bis zur siebten Ordnung dominiert. Durch die Anregung wird die

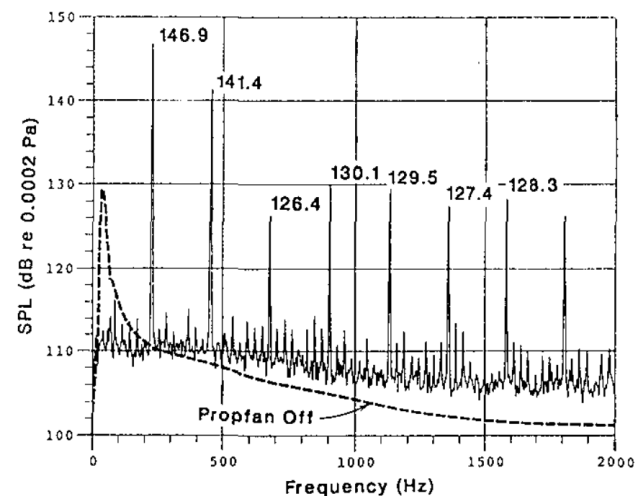


BILD 1. Schalldruckspektrum der akustischen Anregung der Außenhaut in der Nähe der Propellerebene eines Gulfstream-Testflugzeugs mit einem Open-Rotor-Triebwerk [4].

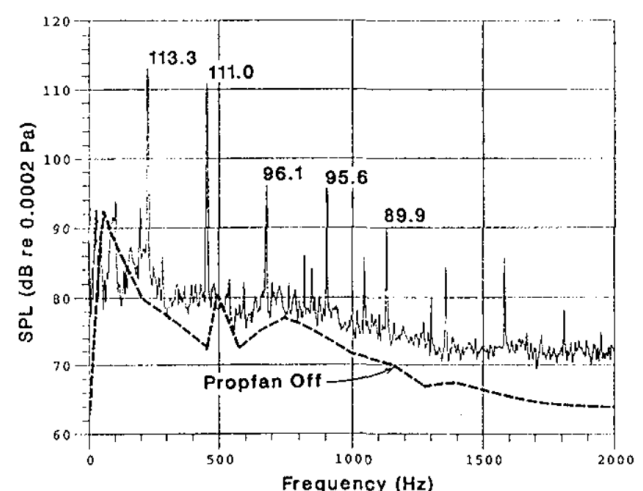


BILD 2. Schalldruckspektrum in der Kabine eines Gulfstream-Testflugzeugs mit einem Open-Rotor-Triebwerk [4].

Rumpfhaut transversal verformt, was zur akustischen Abstrahlung in die Kabine führt. Das daraus resultierende Schalldruckspektrum innerhalb der Kabine ist

in BILD 2 dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass der von den Passagieren wahrnehmbare Lärm ebenfalls maßgeblich durch die erste Blattfolgefrequenz sowie deren Oberschwingungen geprägt ist.

Aktuelle Forschungs- und Entwicklungsprojekte wie das CFM RISE Programm [5] nutzen eine Kombination aus einer zwölfblättrigen offenen Rotorstufe und einer nachgeschalteten, nicht rotierenden Stufe von Statorschaufeln. Aufgrund der hohen Leistungsfähigkeit dieser Triebwerke wird eine intensive akustische Abstrahlung in der Propellerebene erwartet. Bei einer angenommenen Propellerdrehzahl von $n_P = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $N_P = 12$ ergibt sich eine erste Blattfolgefrequenz von $f_{\text{BFF1}} = 300 \text{ Hz}$, die somit die Zielfrequenz des VAMMs in dieser Studie darstellt.

3. STAND DER WISSENSCHAFT

3.1. VAMM

VAMM stellen eine neuartige Technologie zur Reduktion von Schwingungen und Schall dar, indem sie die freie Ausbreitung von Wellen in spezifischen Frequenzbereichen, den sogenannten Stoppbändern, unterdrücken. Sie bestehen aus einer periodischen Anordnung von Einheitszellen (EZ). Jede EZ umfasst eine Grundstruktur, in der sich die strukturdynamische Welle ausbreiten kann, sowie einen oder mehrere lokale Resonatoren, die in einem periodischen Abstand angeordnet sind, der kleiner als die halbe Wellenlänge der adressierten Schwingung ist [6].

BILD 3 (a) illustriert den phänomenologischen Aufbau eines zweidimensionalen VAMM. Die Struktur besteht aus einer Platte, auf der Resonatoren räumlich verteilt angeordnet sind. Jeder Resonator setzt sich aus

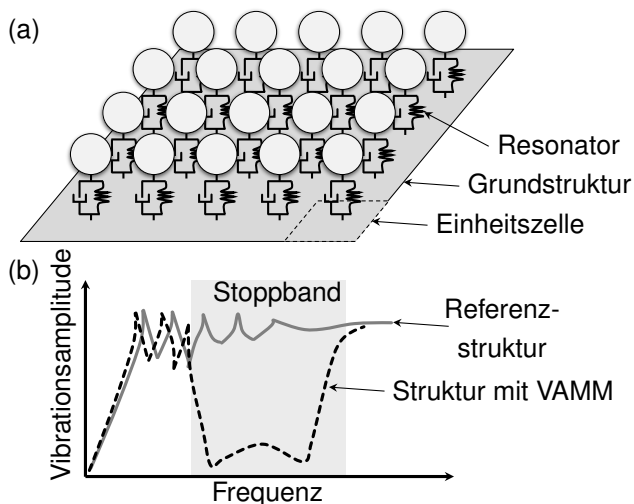


BILD 3. (a) VAMM bestehend aus einer Anordnung an periodisch angeordneten EZ, (b) Stoppband im Frequenzbereich.

einem Feder-Masse-Dämpfer-System zusammen und ist auf die gleiche Eigenfrequenz abgestimmt. Durch Anwendung der Bloch-Floquet-periodischen

Randbedingungen (RB) wird die Wellenausbreitung in der als infinit periodisch angenommenen Struktur durch die Dispersionsrelation beschrieben [7, 8]. BILD 3 (b) zeigt eine schematische Darstellung eines Stoppbands im Frequenzbereich. Die Startfrequenz des Stoppbands entspricht der Eigenfrequenz der Resonatoren, während die Bandbreite eine Funktion der relativ effektiv schwingenden Masse ist.

Das Potenzial von VAMM zur Verringerung von Schwingungen und Schallabstrahlung wurde bereits in verschiedenen Anwendungen wie der Automobilindustrie [9], Flugzeugkabinen [10] und Lärmschutzwänden [11] nachgewiesen.

3.2. Ferroelektrete

Ferroelektrete sind piezoelektrisch aktive dielektrische Materialien, die in den letzten Jahren vermehrt im Kontext von Energiegewinnung und sensorischen Anwendungen, insbesondere in der Mensch-Maschine-Interaktion, an Bedeutung gewonnen haben [12–15]. Sie können mechanische Energie aus der Umgebung in elektrische Energie umwandeln, was externe Energiequellen und Verkabelungen überflüssig macht und ein kompakteres Systemdesign ermöglicht. Insbesondere in der Luftfahrt zeigt sich dieses Potenzial vielversprechend, da der Wegfall der elektrischen Zulassung von Sensorik im Bordnetz des Flugzeugs erhebliche Vorteile bieten kann. Im Vergleich zu Piezokeramiken weisen Ferroelektrete eine signifikant höhere mechanische Nachgiebigkeit und eine deutlich niedrigere Permittivität auf. Obwohl ihr piezoelektrischer Kopplungskoeffizient typischerweise geringer ist, was zu einer reduzierten Energieumwandlungseffizienz führt, bieten Ferroelektrete dennoch wesentliche Vorteile. Dazu gehören ihre geringe Dichte, hohe maximale Dehnbarkeit sowie ihre Eignung für die Integration in Resonatoren für niederfrequente Schwingungsanwendungen. Durch diese Eigenschaften eignen sich Ferroelektrete deutlich besser als herkömmliche piezoelektrische Materialien für die Nutzung als elektromechanisches Wandlmaterial in Energie erntenden VAMM.

In der vorliegenden Arbeit wird das Ferroelektret *Ir-radiation Cross-Linked Polypropylene* (IXPP) eingesetzt, wobei ausschließlich die mechanischen Eigenschaften untersucht werden. Die Elektroden bleiben dabei im Leerlauf. Die Untersuchung des Potentials zur Energieernte wird in zukünftigen Studien erfolgen.

4. VAMM-HAUTFELD

In dieser Studie wird ein akademisches Modell eines Hautfelds aus Aluminium mit den Abmessungen $200 \text{ mm} \times 500 \text{ mm} \times 1,5 \text{ mm}$ verwendet. Die Dimensionen der EZ werden mit $L_{\text{EZ}} = 10 \text{ cm}$ quadratisch gewählt, was die Platzierung eines Clusters von zwei mal vier Resonatoren gemäß BILD 4 auf dem Hautfeld ermöglicht. Da der Schwerpunkt der Untersuchung auf der Reduktion der Schallabstrahlung des

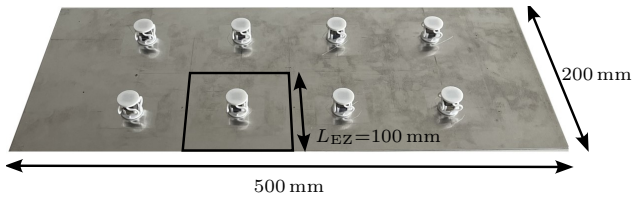


BILD 4. Untersuchtes VAMM-Hautfeld.

Hautfelds liegt und dieses aufgrund seiner dünnwandigen, plattenartigen Struktur einen dominierenden Einfluss auf die Schallabstrahlung ausübt, werden in diesem Modell die in realen Rumpfstrukturen vorhandenen Versteifungen durch Stringer und Spanten nicht berücksichtigt.

4.1. Lokalresonatoren

Es wird ein Resonatorkonzept entwickelt, das die Anforderungen an die Zielfrequenz von 300 Hz erfüllt, wobei das Ferroelektret im primären Kraftfluss zwischen der seismischen Masse und der Grundstruktur positioniert ist. BILD 5 (a) zeigt das Konzept, welches aus einem additiv gefertigten Mechanismus aus Polyamid 12 (PA12), dem aus 36 Schichten bestehenden Ferroelektret-Stapel sowie einer seismischen Masse aus Stahl von $m_R = 7,7 \text{ g}$ besteht. Mit einer Gesamtmasse von $9,3 \text{ g}$ eines Resonators beträgt die relativ hinzugefügte Masse des Hautfelds $18,8 \%$. Unter Berücksichtigung der Spanten und Stringer reduziert sich die relative Masse der Resonatoren auf etwa 10% . Das zugehörige mechanische Ersatzmodell eines Resonators ist in BILD 5 (b) dargestellt. Die Verschiebung am Fußpunkt wird durch q_1 und die Verschiebung der seismischen Masse durch q_2 beschrieben. Die Steifigkeiten der parallelen Federn, bestehend aus PA12 und Ferroelektret, werden durch k_{PA12} und k_{IXPP} charakterisiert.

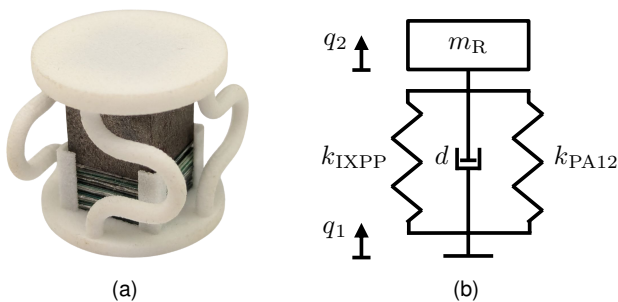


BILD 5. (a) Resonator bestehend aus Mechanismus, Ferroelektret und seismischer Masse, (b) mechanisches Ersatzmodell des Resonators.

4.2. Experimentelle Parameterbestimmung

Die Parameterbestimmung der acht Resonatoren erfolgt mittels eines Impedanzmesskopfs am Fußpunkt der Resonatoren. Der Messaufbau wird, wie in BILD 6 gezeigt, mechanisch mittels eines elektrodynamischen Schwingerregers (*engl. Shaker*) fußpunkterregt.



BILD 6. Messaufbau zur Parameterbestimmung der Resonatoren.

Für die gemessene Inertanz (effektive Masse) des Messaufbaus wird eine analytische Beschreibung gemäß des mechanischen Ersatzmodells aus BILD 5 aufgestellt:

$$(2) \quad \hat{H}(\eta) = m_F + m_R \frac{1 + 2iD\eta}{1 + 2iD\eta - \eta^2}$$

mit dem Frequenzverhältnis $\eta = \omega/\omega_0$ und dem Lehr'schen Dämpfungsmaß $D = d/(2m\omega_0)$. m_F und m_R beschreiben die Masse des Fußpunkts sowie die seismische Masse. Die gedämpfte Eigenkreisfrequenz ergibt sich nach $\omega_d = \omega_0\sqrt{1 - D^2}$.

BILD 7 zeigt exemplarisch die Inertanz eines Systems mit $m_F = 20 \text{ g}$, $m_R = 10 \text{ g}$, $f_0 = 250 \text{ Hz}$ und verschiedenen Dämpfungsgraden $D \in [0,04 ; 0,3]$.

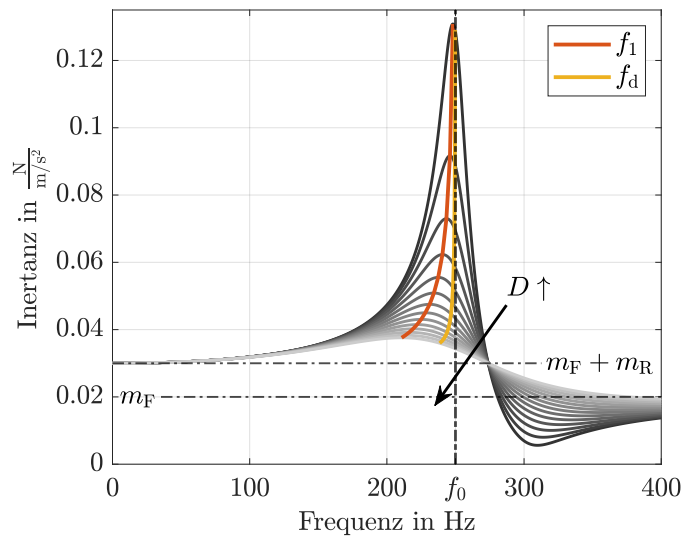


BILD 7. Analytische Lösung der Inertanz des Messaufbaus zur Parameterbestimmung mit unterschiedlichen Dämpfungsgraden.

Für $\eta = 0$ konvergiert die Inertanz zur Gesamtmasse des Systems, für $\eta \rightarrow \infty$ konvergiert sie zur Masse des Fußpunkts. Die orangefarbene Trajektorie zeigt das Maximum mit der Frequenz f_1 , während die gelbe Trajektorie die gedämpfte Eigenfrequenz des Systems darstellt. Bei stark gedämpften Systemen kann weder die gedämpfte noch die ungedämpfte Eigenfrequenz direkt aus dem Maximum der Inertanz abgelesen werden kann. Aus diesem Grund werden analytische Gleichungen für das Lehrsche Dämpf-

fungsmaß und die ungedämpfte Eigenfrequenz des Resonators auf Basis von (2) hergeleitet. Die Gleichungen sind im Anhang in (6) und (7) aufgeführt, wobei die Lösung des Dämpfungsgrads numerisch mit der MATLAB-Funktion *vpaolve* ermittelt werden kann. Somit lassen sich die Resonatorparameter direkt aus der Übertragungsfunktion $\hat{H}(\eta)$ unter Berücksichtigung der Frequenz und Amplitude des Maximums f_1 und $\hat{H}_{\max}$ sowie der Teilmassen des Systems bestimmen.

BILD 8 zeigt die experimentell ermittelten Inertanzen der acht untersuchten Resonatoren. Die daraus abgeleiteten Parameter sind in TAB 1 aufgelistet.

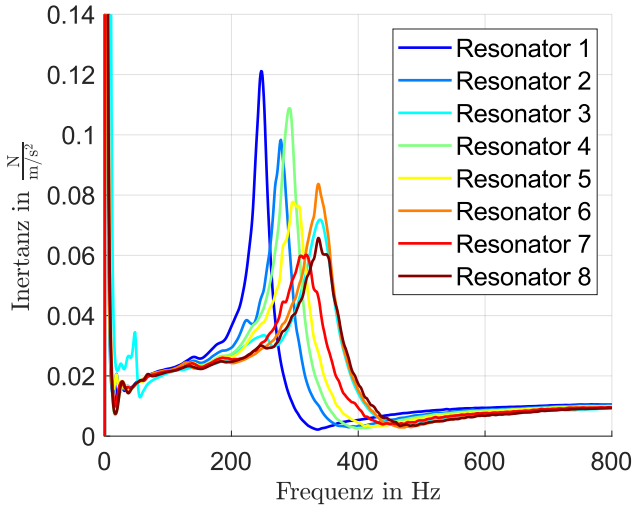


BILD 8. Inertanzen des experimentellen Messaufbau zur Parameterbestimmung.

TAB 1. Resonatorparameter aus dem experimentellen Messaufbau zur Parameterbestimmung.

Resonator	f_0	D
Nr. 1	248,0 Hz	3,2 %
Nr. 2	279,7 Hz	4,0 %
Nr. 3	344,0 Hz	5,7 %
Nr. 4	293,4 Hz	3,6 %
Nr. 5	300,0 Hz	5,2 %
Nr. 6	339,8 Hz	4,8 %
Nr. 7	323,4 Hz	6,9 %
Nr. 8	341,7 Hz	6,3 %

Die ungedämpften Eigenfrequenzen variieren dabei zwischen 248 Hz und 344 Hz, was eine Streuung von nahezu 100 Hz ergibt. Diese Abweichungen sind zum einen auf Fertigungstoleranzen bei der manuellen Faltung des IXPP und die daraus resultierenden unterschiedlichen Vorspannkkräfte zurückzuführen. Zum anderen resultieren sie aus der Streuung der Materialparameter des IXPP. Des Weiteren streut der Dämpfungsgrad zwischen 3,2 % und 6,9 %, was ebenfalls auf die genannten Fertigungstoleranzen zurückzuführen ist.

Zur Validierung der Resonatorparameter sind in BILD 19 sowohl die analytischen Lösungen der

Inertanzen gemäß (2) als auch die experimentell ermittelten Inertanzen, basierend auf den Parametern aus TAB 1, dargestellt. Es zeigt sich eine maximale relative Abweichung der Amplituden von 0,8 % bei der Frequenz f_1 . Damit bestätigen die ermittelten Ersatzmodelle eine ausreichende Übereinstimmung mit den realen Systemen und spiegeln deren Verhalten mit hoher Genauigkeit wider.

4.3. Numerische Untersuchung des Hautfelds

Die Ergebnisse der experimentellen Charakterisierung der Resonatoren werden genutzt, um ein numerisches Finite Elemente (FE)-Modell des VAMM-Hautfelds zu entwickeln. Dieses Modell dient dazu, den Frequenzgang eines Referenzhautfelds als auch eines VAMM-Hautfelds vorherzusagen, insbesondere hinsichtlich der Reduktion der Oberflächenbeschleunigung der Platte über das relevante Frequenzspektrum von 0 Hz bis 500 Hz. Die Grundstruktur besteht aus Schalenelementen auf Basis der Reissner-Mindlin-Plattentheorie mit den Materialeigenschaften $\rho_{A1} = 2638 \text{ kg/m}^3$, $E_{A1} = 67 \text{ MPa}$ und $\nu_{A1} = 0,365$. Die Resonatoren werden durch die in (3) dargestellte Bewegungsgleichung eines Einmassenschwingers unter Einbezug des Fußpunkt-Freiheitsgrades abgebildet.

$$(3) \quad \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & m_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d & -d \\ -d & d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_g & -k_g \\ -k_g & k_g \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix}$$

Die Steifigkeit $k_g = k_{PA12} + k_{IXPP}$ beschreibt dabei die Ersatzsteifigkeit des Mechanismus und des IXPP. Im Falle des VAMM-Hautfelds werden acht Resonatoren mit den Parametern aus TAB 1 über den Freiheitsgrad q_2 mit dem Schalenmodell der Grundstruktur gekoppelt. Die Bewegungsgleichung des FE-Modells bestehend aus Grundstruktur und Resonatoren hat mit Gleichung (4) die Form einer Differentialgleichung zweiter Ordnung. Das Netz des FE-Modells ist in BILD 9 gezeigt.

$$(4) \quad M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = F$$

Die Abschätzung der Dämpfung der Grundstruktur über das gesamte Frequenzspektrum ist komplex. Daher ist es erforderlich, experimentelle Daten zu verwenden, um das Dämpfungsverhalten der Grundstruktur in Abhängigkeit der Frequenz zu charakterisieren. Weitere Details zu den verwendeten experimentellen Daten sind im Abschnitt 4.4 beschrieben.

Das Hautfeld wird unter freien Randbedingungen gemäß BILD 9 im Punkt (325 mm 125 mm 0) harmonisch krafteingereggt, und die mittlere Beschleunigung über die Messpunkte bestimmt. Die resultierende Akzeleranz ist in BILD 10 dargestellt. Im niederfre-

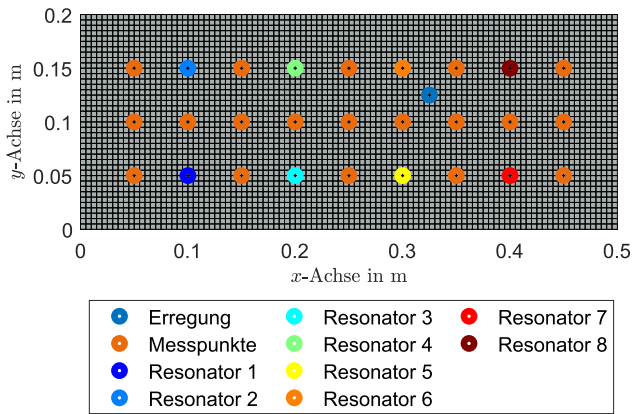


BILD 9. Netz des VAMM-Hautfelds zur numerischen Untersuchung.

quenten Bereich bis etwa 100 Hz verhalten sich die beiden Hautfelder nahezu identisch. Während das Referenz-Hautfeld im Frequenzbereich von 200 Hz bis 400 Hz ein schwach gedämpftes dynamisches Verhalten aufweist, zeigt das VAMM-Hautfeld ein deutlich stärker gedämpftes Verhalten mit veränderten Eigenfrequenzen. Oberhalb des Bereichs besitzt das VAMM-Hautfeld mehr Dämpfung, die Eigenfrequenzen verschieben sich jedoch nahezu nicht. Im untersuchten Frequenzbereich ist jedoch kein ausgeprägtes Stoppband erkennbar, was auf die unzureichende Periodizität der Lokalresonatoren auf dem Hautfeld zurückzuführen ist. Eine wirksame Schallschutzmaßnahme kann demnach nur erreicht werden, wenn das VAMM über mehrere Hautfelder hinweg aufgebracht wird.

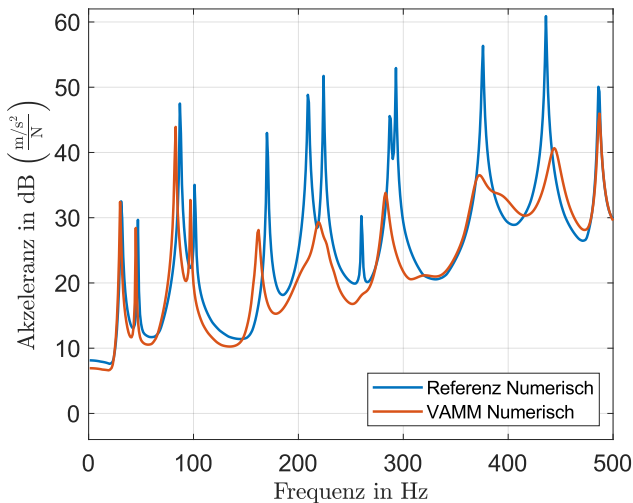


BILD 10. Numerisch ermittelte mittlere Akzeleranz des Referenz-Hautfelds und des VAMM-Hautfelds.

4.4. Experimentelle Untersuchung des Hautfelds

Zur Validierung des numerischen Modells werden zwei unterschiedliche Versuchsaufbauten eingesetzt, die sich in ihren Anregungspunkten unterscheiden. Der erste Aufbau dient der Ermittlung der modalen Dämpfung der Grundstruktur. Auf Basis der ermittelten Dämpfungsparameter wird ein zweiter

Versuchsaufbau verwendet, um zu evaluieren, ob das numerische Modell in der Lage ist, die experimentellen Ergebnisse auch bei einer abweichenden Anregung präzise vorherzusagen. Zu diesem Zweck wird ein zufällig gewählter Erregungspunkt verwendet, der sich von demjenigen des ersten Aufbaus unterscheidet. Das folgende BILD 11 zeigt den

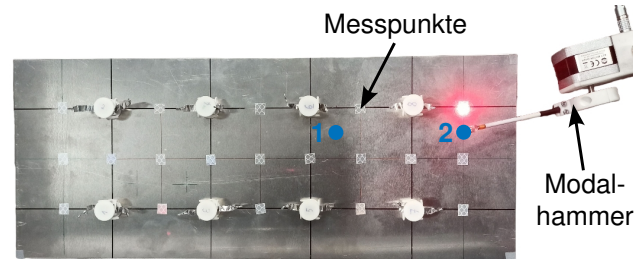
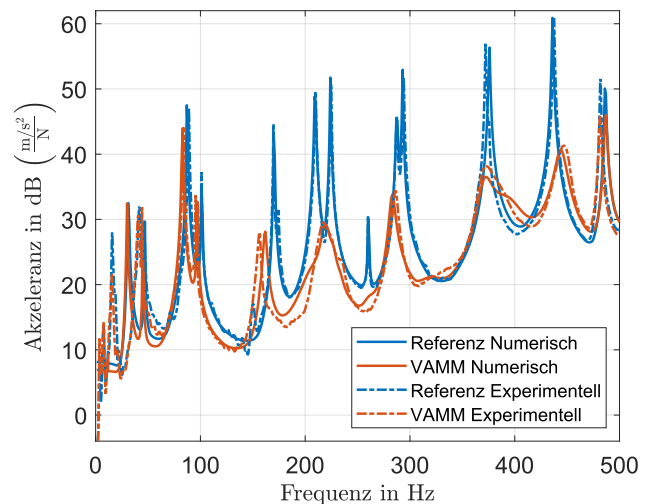
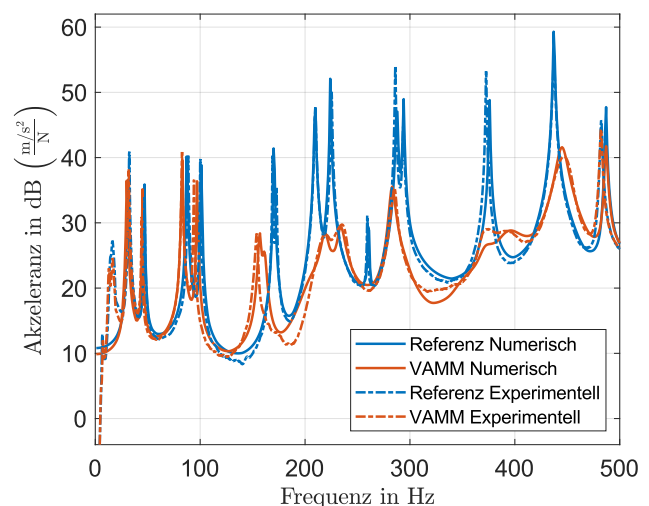


BILD 11. Versuchsaufbau zur Bestimmung der Akzeleranz des Hautfelds mit den Anregungspunkten 1 und 2.



(a)



(b)

BILD 12. Experimentell und numerisch ermittelte mittlere Akzeleranz des Referenz-Hautfelds und des VAMM-Hautfelds bei Erregung im (a) Punkt 1, (b) Punkt 2.

Versuchsaufbau zur Bestimmung der Akzeleranz des Hautfelds. Das Hautfeld ist auf Schaumstoff gelagert, um die im numerischen Modell angenommenen freien RB nachzubilden. Die Anregung erfolgt mittels eines Modalhammers an den beiden Punkten 1 und 2, während die Oberflächenbeschleunigung an den Messpunkten mit einem Laser-Doppler-Vibrometer gemessen wird.

In BILD 12 (a) ist ersichtlich, dass das numerische Modell das dynamische Verhalten sowohl des Referenz-Hautfelds als auch des VAMM-Hautfelds für den Anregungspunkt 1 präzise abbildet. Die experimentellen Daten zeigen ebenso das zuvor beschriebene, verstärkte Dämpfungsverhalten des VAMM-Hautfelds im Frequenzbereich um 300 Hz. Zudem reproduziert das Modell das Verhalten der Hautfelder bei der Erregung am Punkt 2 mit hoher Genauigkeit.

Das numerische Modell, dessen Grundlage die Charakterisierung der Resonatoren sowie die experimentellen Dämpfungsdaten der Grundstruktur bilden, ermöglicht somit mit einer hohen Übereinstimmung zu den experimentellen Daten eine valide Abschätzung des Frequenzgangs. Infolgedessen kann dieses Modell als Basis für die numerische Untersuchung einer skalierten Rumpfsektion dienen.

5. SKALIERTE RUMPFSEKTION

Die experimentelle Charakterisierung der acht Resonatoren ermöglicht eine Abschätzung der Verteilungen der Resonatorparameter. Die ungedämpfte Eigenfrequenz f_0 wird mittels einer Normalverteilung, der Dämpfungsgrad D hingegen mit einer logarithmischen Normalverteilung abgeschätzt. Dadurch wird sichergestellt, dass der Dämpfungsgrad nur positive Werte annimmt. Die ermittelten Erwartungswerte und Standardabweichungen der Parameter sind in TAB 2 dargestellt. Die entsprechenden Dichtefunktionen sind in BILD 13 abgebildet.

TAB 2. Erwartungswert μ und Standardabweichung σ der Verteilungen der Resonatorparameter der skalierten Rumpfsektion.

Parameter	Verteilung	μ	σ
f_0	Normal	308,7 Hz	34,6 Hz
D	Log-Normal	4,98 %	1,36 %

Im Folgenden wird ein Bereich von 4×4 Hautfeldern als skalierte Rumpfsektion untersucht. Die Hautfelder werden an den Rändern zu einer periodischen Anordnung mit den Nachbarfeldern gekoppelt. Die durch Stringer und Spanten hervorgerufene Versteifung wird in dieser Analyse vernachlässigt, da das Ziel dieses erweiterten Modells darin besteht, eine höhere Periodizität in der Metamaterialstruktur zu erzielen. Aufgrund der Veränderung der Dimensionen der Grundstruktur im Vergleich zum Modell eines einfachen Hautfelds handelt es sich um ein neues System mit mehr Eigenfrequenzen im gleichen Frequenz-

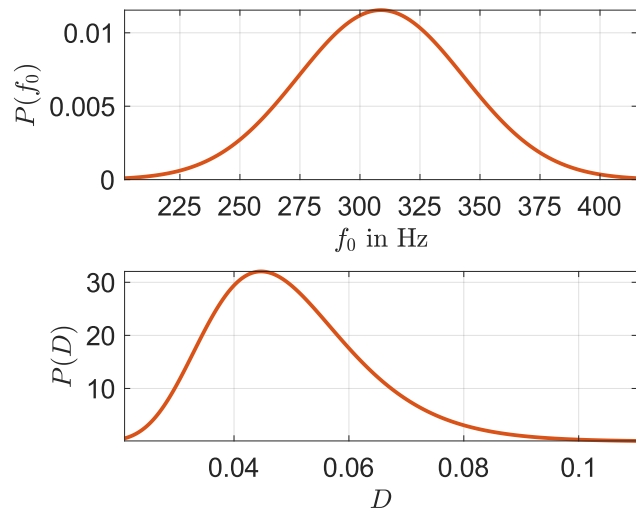


BILD 13. Dichtefunktionen der Resonatorparameter der skalierten VAMM-Rumpfsektion.

band. Infolgedessen ist eine direkte Verwendung der modalen Dämpfungswerte aus 4.3 nicht möglich. Die ermittelten Werte werden daher gemittelt und als konstante modale Dämpfung für das Modell verwendet. Für die skalierte Referenz-Rumpfsektion ergibt sich daraus ein effektiver Dämpfungsgrad von 1,8 % und für die skalierte VAMM-Rumpfsektion ein effektiver Dämpfungsgrad von 4,9 %. BILD 14 zeigt das Netz der skalierten VAMM-Rumpfsektion, welches insgesamt 128 Resonatoren umfasst. Die Parameterverteilungen der Resonatoren entsprechen den Dichtefunktionen, wie sie in TAB 2 dargestellt sind. Die Positionierung der Resonatoren auf den diskreten Punkten innerhalb der Rumpfsektion erfolgt zufällig.

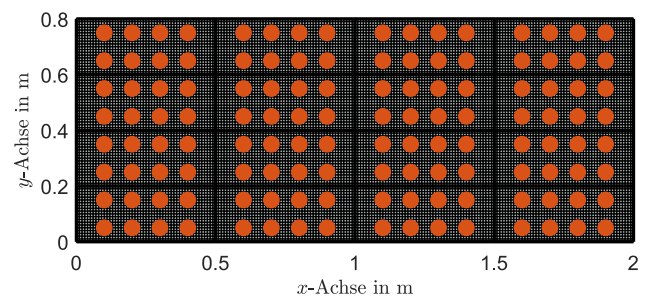


BILD 14. Netz der skalierten VAMM-Rumpfsektion.

In BILD 15 ist die mittlere Akzeleranz der skalierten Referenz-Rumpfsektion und der VAMM-Rumpfsektion dargestellt. Es lässt sich eine signifikante Reduktion der Schwingungen im Frequenzbereich von 200 Hz bis 380 Hz beobachten. Die maximale Reduktion von etwa -29 dB liegt bei 304 Hz. Für Frequenzen über 380 Hz tragen die Dämpfungseigenschaften der Resonatoren zu einer beträchtlichen Verringerung der Dynamik des Systems bei.

Insofern eine hinreichende Periodizität über mehrere Hautfelder hinweg gegeben ist, weist das VAMM demnach ein beträchtliches Potenzial zur Reduktion von Schwingungen und somit von Lärm in der Kabine

auf. Im Folgenden wird das vorgestellte VAMM zur Quantifizierung des Potenzials mit konventionellen Schallschutzmaßnahmen verglichen.

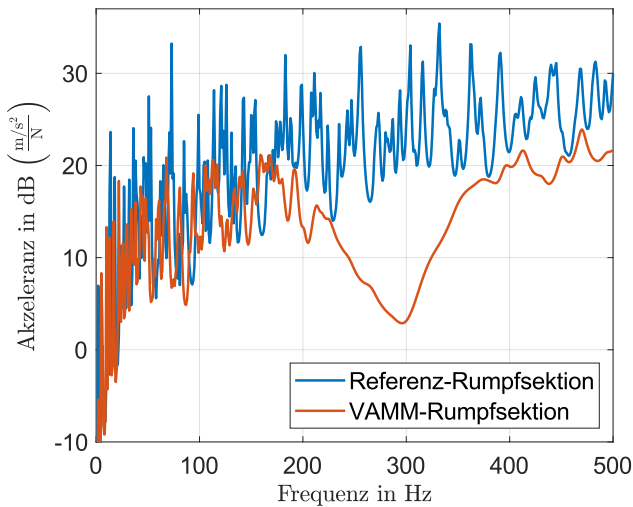


BILD 15. Mittlere Akzeleranz der skalierten Referenz-Rumpfsektion und der VAMM-Rumpfsektion.

5.1. Vergleich mit konventioneller Schallschutzmaßnahme in der Luftfahrt

Viskoelastische Materialien zeichnen sich durch hohe Dämpfungseigenschaften aus, weshalb sie in zahlreichen Bereichen, darunter in der Luft- und Raumfahrt sowie in anderen Industriezweigen, zum Einsatz kommen. In der Luftfahrt finden Ansätze wie das *Free-layer damping* (FLD), das *Constrained-layer damping* (CLD) und das *Tuned viscoelastic damping* (TVD) [16, 17] Anwendung. In der Literatur finden sich diverse Studien, welche sich mit dem effektiven Dämpfungsverlustfaktor von Flugzeugpanelen befassen [18, 19].

Im Folgenden wird das vorgestellte VAMM mit einer konventionellen Dämpfungsmaßnahme der Hautfelder verglichen. Die mittlere Oberflächengeschwindigkeit eines FE-Modells der skalierten Referenz-Rumpfsektion wird unter Verwendung eines den Literaturwerten entsprechenden effektiven *Damping Loss Factor* (DLF) von $D = 7\%$ bestimmt und mit der skalierten VAMM-Rumpfsektion verglichen. Die resultierende Akzeleranz ist in BILD 16 veranschaulicht. Im Vergleich zu BILD 15 zeigen die Systeme qualitativ ähnliche Verhaltensweisen. Die Referenz-Rumpfsektion weist jedoch geringere Amplituden in den Eigenfrequenzen auf, was auf die stärkere Dämpfung zurückzuführen ist. Das filterähnliche Verhalten des VAMM kann jedoch nicht durch konventionelle Maßnahmen erreicht werden, was die Anwendung des VAMM für Anregungen in bestimmten Frequenzbereichen besonders vorteilhaft macht. Die maximale Schwingungsreduktion ergibt sich bei 303 Hz mit $-21,6$ dB. Im nächsten Abschnitt wird abschließend die effektiv abgestrahlte Schallleistung der Rumpfsektionen verglichen.

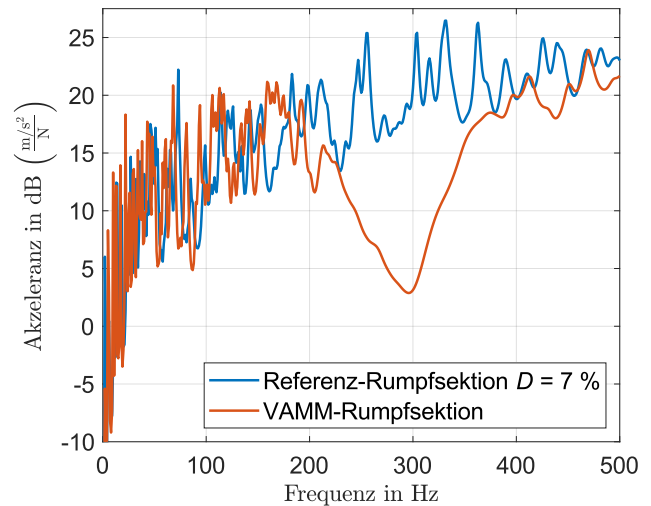


BILD 16. Mittlere Akzeleranz der skalierten Referenz-Rumpfsektion mit $D = 7\%$ und der VAMM-Rumpfsektion.

5.2. ERP der skalierten VAMM-Rumpfsektion und konventioneller Schallschutzmaßnahmen

Die effektiv abgestrahlte Schallleistung (*Equivalent radiated power* (ERP)) wird nach Gleichung (5) aus der Summe des Produkts der Oberfläche A_μ und dem Quadrat der mittleren transversalen Geschwindigkeit $v_{n,\mu}$ über alle finite Elemente N_e des Hautfelds bestimmt [20].

$$(5) \quad P_{\text{ERP}} = \frac{1}{2} \rho_f c_f \sum_{\mu=1}^{N_e} A_\mu v_{n,\mu}^2$$

Dabei beschreibt $\rho_f = 1,1225 \text{ kg/m}^3$ die Dichte der Luft und $c_f = 346,25 \text{ m/s}$ die Schallgeschwindigkeit auf Meereshöhe. Da sich Kabineninnendruck und Temperatur je nach Flugphase ändern, variiert auch die ERP. Das Verhältnis der Schallleistungen der beiden Rumpfsektionen bleibt jedoch unverändert. In BILD 17 ist die ERP der Referenz-Rumpfsektion

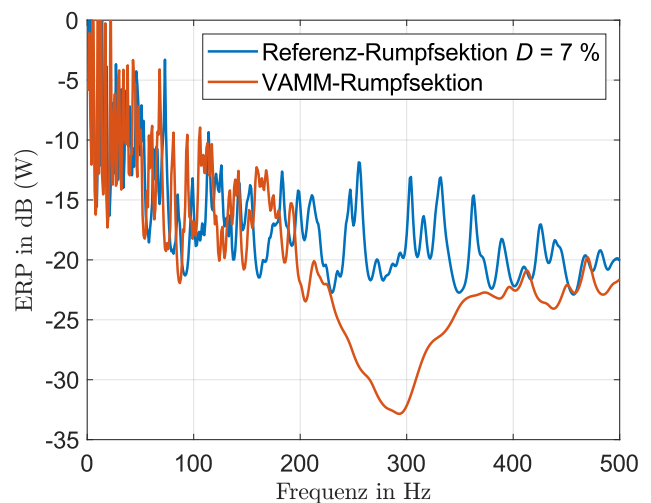


BILD 17. ERP der Referenz-Rumpfsektion mit $D = 7\%$ und der VAMM-Rumpfsektion bei 1 N Erregung.

mit $D = 7\%$ und der VAMM-Rumpfsektion bei 1 N Erregung aufgeführt. BILD 18 zeigt aus der Differenz der beiden ERP ebenfalls eine breitbandige Reduktion der Schalleistung im Frequenzbereich des Stoppbands, mit einer maximalen Reduktion von bis zu $-18,3\text{ dB}$ bei 303 Hz. Über das Frequenzspektrum von $f \in [200\text{ Hz} ; 400\text{ Hz}]$ ergibt sich unter Verwendung des VAMM als Schwingungsreduktionsmaßnahme für das Hautfeld eine durchschnittliche Schalleistungsreduktion von $-7,23\text{ dB}$.

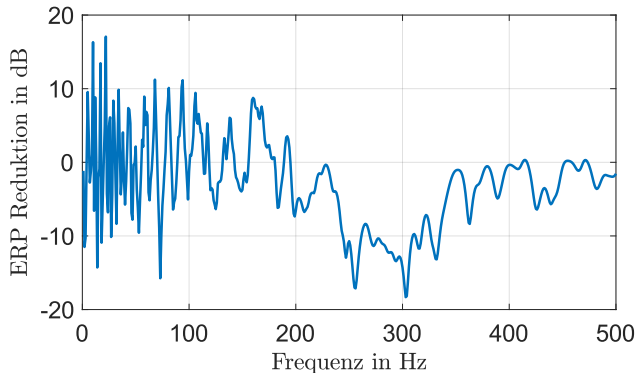


BILD 18. Reduktion der ERP der VAMM-Rumpfsektion zur Referenz-Rumpfsektion mit $D = 7\%$.

6. SCHLUSSFOLGERUNG

In dieser Arbeit wurde der Einsatz von VAMM in Kombination mit Ferroelektronen zur Schwingungsreduktion der Hautfelder eines Flugzeugumpfes untersucht. Die experimentellen und numerischen Analysen zeigten, dass das entwickelte VAMM bei der Betrachtung einer Rumpfsektion von 4×4 Hautfelder im relevanten Frequenzbereich, insbesondere bei der ersten Blattfolgefrequenz von 300 Hz, eine maximale Schwingungsreduktion von bis zu $-21,6\text{ dB}$ sowie eine Schalleistungsreduktion von bis zu $-18,3\text{ dB}$ zu konventionellen Schallschutzmaßnahmen erzielt. Über das Frequenzspektrum von $f \in [200\text{ Hz} ; 400\text{ Hz}]$ ergab sich eine durchschnittliche Schalleistungsreduktion von $-7,23\text{ dB}$.

Diese Ergebnisse leisten einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung des Kabinenkomforts, da sie den wahrnehmbaren Lärm für die Passagiere signifikant reduzieren. Durch die Integration von Ferroelektronen in das VAMM bietet die Maßnahme zudem Potenzial für zukünftige dezentrale Energiegewinnung mittels Energy Harvesting. Künftige Studien werden sich auf die Untersuchung von Rumpfsektionen unter Einbeziehung von Stringern und Spanten sowie auf das Potenzial zur Energieernte konzentrieren.

Kontaktadresse:

jakob.mildenberger@sam.tu-darmstadt.de

FINANZIERUNG

Dieses Projekt wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Literatur

- [1] U. Emborg, F. Samuelsson, J. Holmgren, und S. Leth. Active and passive noise control in practice on the saab 2000 high speed turbo-prop. In *4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Reston, Virginia, 02.06.1998. American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI: [10.2514/6.1998-2231](https://doi.org/10.2514/6.1998-2231).
- [2] C. Vemula und A. N. Norris. Flexural wave propagation and scattering on thin plates using mindlin theory. *Wave Motion*, 26(1):1–12, 1997. ISSN: 0165-2125. DOI: [10.1016/S0165-2125\(97\)00016-4](https://doi.org/10.1016/S0165-2125(97)00016-4).
- [3] J. F. Wilby. Aircraft interior noise. *Journal of Sound and Vibration*, 190(3):545–564, 1996. ISSN: 0022460X. DOI: [10.1006/jsvi.1996.0078](https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0078).
- [4] H. Kuntz und R. Prydtz. Interior noise in the untreated gulfstream ii propfan test assessment (pta) aircraft. In *12th Aeroacoustic Conference*, Reston, Virginia, 10.04.1989. American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI: [10.2514/6.1989-1119](https://doi.org/10.2514/6.1989-1119).
- [5] CFM. CFM RISE: Revolutionary Innovation for Sustainable Engines, 2021. https://www.cfmaeroengines.com/wp-content/uploads/2021/07/CFM_RISE_Whitepaper_Media.pdf.
- [6] Claus Claeys. *Design and Analysis of Resonant Metamaterials for Acoustic Insulation*. Dissertation, KU Leuven, 2014.
- [7] Felix Bloch. Über die Quantenmechanik der Elektronen in Kristallgittern. *Zeitschrift für Physik*, 52(7-8):555–600, 1929. DOI: [10.1007/BF01339455](https://doi.org/10.1007/BF01339455).

- [8] Léon Brillouin. *Wave propagation in periodic structures; Electric filters and crystal lattices*. Dover books on engineering and engineering physics, S34. Dover Publications, [New York], 2d ed., with corrections and additions edition, 1953. ISBN: 0486600343.
- [9] S. Rieß, M. Droste, H. Atzrodt, J. Córdor López, K. Finger, A. Erraji, und E. Alasadi. Vibroacoustic metamaterials for noise and vibration reduction on the cover of power electronics of an electric vehicle. In *2023 Seventeenth International Congress on Artificial Materials for Novel Wave Phenomena (Metamaterials)*, pages 294–296. IEEE, 2023. DOI: [10.1109/Metamaterials58257.2023.10289529](https://doi.org/10.1109/Metamaterials58257.2023.10289529).
- [10] C. Droz, O. Robin, M. Ichchou, und N. Atalla. Improving sound transmission loss at ring frequency of a curved panel using tunable 3d-printed small-scale resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 145(1):EL72, 2019. DOI: [10.1121/1.5088036](https://doi.org/10.1121/1.5088036).
- [11] S. Rieß, W. Kaal, M. Droste, H. Atzrodt, und P. Rath. Transmissionsreduktion an Lärmschutzwänden mit vibroakustischen Metamaterialien. *Bauingenieur*, 97(09):A 32–A 34, 2022. ISSN: 0005-6650. DOI: [10.37544/0005-6650-2022-09-32](https://doi.org/10.37544/0005-6650-2022-09-32).
- [12] H. Holzmann, G. Stoll, und H. Atzrodt. Energy harvesting for lightweight design by means of ferroelectret transmission mechanisms arranged in clusters. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2022. DOI: [10.4271/2022-01-0949](https://doi.org/10.4271/2022-01-0949).
- [13] P. Pondrom, G. M. Sessler, J. Bös, und T. Melz. Compact electret energy harvester with high power output. *Applied Physics Letters*, 109(5):053906, 2016. ISSN: 0003-6951. DOI: [10.1063/1.4960480](https://doi.org/10.1063/1.4960480).
- [14] X. Zhang, X. Wang, J. Huang, und Z. Xia. Quasi-static and dynamic piezoelectric d_{33} coefficients of irradiation cross-linked polypropylene ferroelectrets. *Journal of Materials Science*, 44(10):2459–2465, 2009. ISSN: 0022-2461. DOI: [10.1007/s10853-009-3312-3](https://doi.org/10.1007/s10853-009-3312-3).
- [15] X. Ma, X. Chen, X. Xiang, F. Zhang, Y. Zhao, F. Wang, X. Mu, Y. Dai, P. He, und X. Zhang. Self-powered multifunctional body motion detectors based on highly compressible and stretchable ferroelectrets with an air-filled parallel-tunnel structure. *Nano Energy*, 103:107729, 2022. ISSN: 22112855. DOI: [10.1016/j.nanoen.2022.107729](https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2022.107729).
- [16] J. Soovere und M. L. Drake. *Aerospace Structures Technology Damping Design Guide, Volume I-Technology Review*. FLIGHT DYNAMICS LABORATORY, WRIGHT-PATTERSON AIR FORCE BASE, OHIO 45433, tr-84-3089 edition, 1985.
- [17] M. D. Rao. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, 262(3):457–474, 2003. ISSN: 0022460X. DOI: [10.1016/S0022-460X\(03\)00106-8](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00106-8).
- [18] Cordioli, J. A., Bratti, G., Stumpf, C., Lenzi, A., und Cotoni, V. On the prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic materials using periodic structure theory and finite element method. In *Conference on Advanced Acoustics and Vibration Engineering*, 2010.
- [19] Bratti, G., Montenegro, M. A. G., Lenzi, A., Jordan, R., und Cordioli, J. A. Estimation of damping loss factor of fuselage panel by power injection method and impulse response decay method. In *21st International Congress of Mechanical Engineering*, 2011.
- [20] D. Fritze, S. Marburg, und H.-J. Hardtke. Estimation of radiated sound power: A case study on common approximation methods. *Acta Acustica united with Acustica*, 95(5):833–842, 2009. ISSN: 1610-1928. DOI: [10.3813/AAA.918214](https://doi.org/10.3813/AAA.918214).

7. ANHANG

Analytische Gleichungen zur experimentellen Resonatorcharakterisierung:

$$(6) \quad \hat{H}_{\max} = \left| m_F + \frac{m_{\text{Res}} \left(\frac{8 f_1^2 \pi^2 \sigma_4}{\sigma_3} - \sigma_1 \right)}{\frac{2 \pi^2 \sigma_2}{\sigma_4} + \frac{8 f_1^2 \pi^2 \sigma_4}{\sigma_3} - \sigma_1} \right|$$

mit

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 8\sqrt{2}Df_1\pi^2\sqrt{-\frac{\sigma_4}{\sigma_3}}\sqrt{\frac{\sigma_2}{2\sigma_4}}i \\ \sigma_2 &= \frac{4f_1^2m_F\sigma_4}{\sigma_3} + \frac{2f_1^2m_{\text{Res}}\sigma_4}{\sigma_3} - \frac{2f_1^2\sigma_4\sqrt{16D^2m_F^2 + 24D^2m_Fm_{\text{Res}} + 8D^2m_{\text{Res}}^2 + m_{\text{Res}}^2}}{\sigma_3} \\ \sigma_3 &= 2m_F + m_{\text{Res}} - \sqrt{16D^2m_F^2 + 24D^2m_Fm_{\text{Res}} + 8D^2m_{\text{Res}}^2 + m_{\text{Res}}^2} \\ \sigma_4 &= 4D^2m_F - m_F + 2D^2m_{\text{Res}} \end{aligned}$$

$$(7) \quad f_0 = f_1 \sqrt{\frac{2m_F - 8D^2m_F - 4D^2m_{\text{Res}}}{2m_F + m_{\text{Res}} - \sqrt{16D^2m_F^2 + 24D^2m_Fm_{\text{Res}} + 8D^2m_{\text{Res}}^2 + m_{\text{Res}}^2}}}$$

Vergleich der Inertanzen des experimentellen Messaufbaus zur Parameterbestimmung zu den analytischen Lösungen:

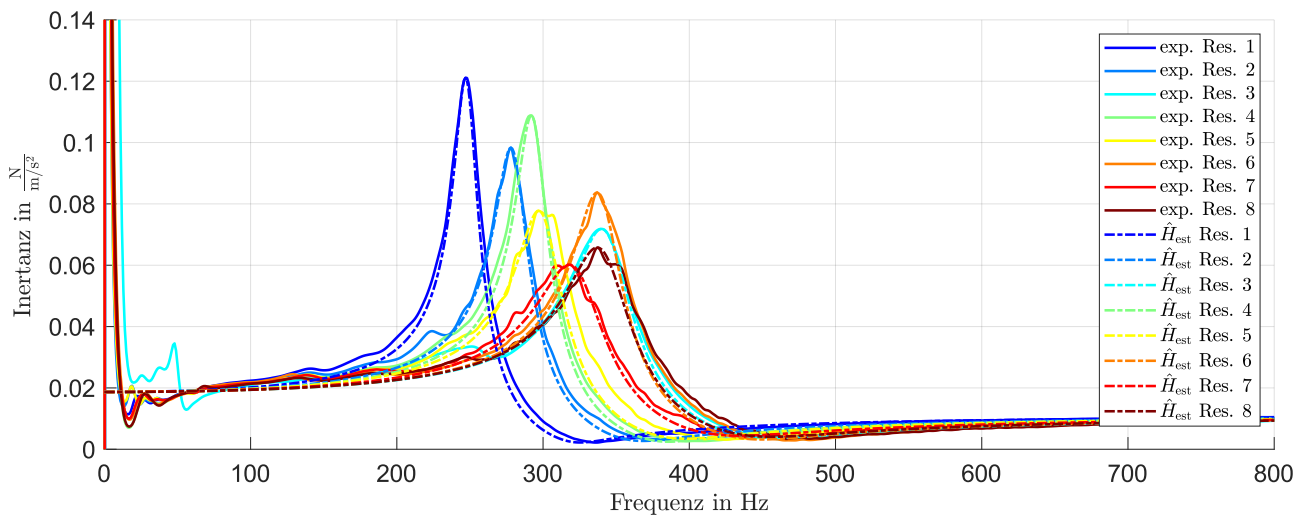


BILD 19. Inertanzen des experimentellen Messaufbaus zur Parameterbestimmung im Vergleich zu den analytischen Lösungen