

Anwendung von Helmholtz-Resonatoren mit integrierten Biegebalken in der Flugzeugkabine

Hannah Hoppen^{1*}, Felix Langfeldt², Wolfgang Gleine¹, Otto von Estorff³

¹ Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 20099 Hamburg, Deutschland

² Institute of Sound & Vibration Research, University of Southampton, Southampton, SO17 1BJ, United Kingdom

³ Technische Universität Hamburg, 21073 Hamburg, Deutschland

* Email: Hannah.Hoppen@haw-hamburg.de

Einleitung

Um effizienteres Fliegen zu ermöglichen, tendiert die derzeitige Entwicklung der Flugzeugtriebwerke zu größer werdenden Nebenstromverhältnissen bzw. zu Antrieben mit Propellern. Einhergehend mit dieser Veränderung treten ausgeprägte tieffrequente Töne im Schallspektrum in der Kabine auf, die hohe Schallpegel im Vergleich zum Hintergrundrauschen aufweisen. Um den Komfort der Passagiere zu verbessern, können Resonatoren, wie z. B. Helmholtz-Resonatoren, in die Flugzeugseitenwand eingebaut werden. Obwohl Helmholtz-Resonatoren allein nur in einem schmalen Frequenzband wirksam sind, können sie eingebaut in einer Doppelwand, wie z. B. der Flugzeugseitenwand, für eine breitbandige Verbesserung des Schalldämmmaßes sorgen [1].

In [2] wurde ein neuartiges Konzept für einen Helmholtz-Resonator mit erhöhter Bandbreite vorgestellt. Dazu wurde ein U-förmiger Schlitz als Hals des Helmholtz-Resonators gewählt, sodass ein Biegebalken in der Deckplatte des Resonators entsteht, s. Abb. 1b). Dieser Biegebalken sorgt für einen zweiten Resonanzmechanismus, der zu einem gekoppelten Resonanzsystem aus Helmholtz-Resonator und Biegebalken führt.

Im gegenwärtigen Beitrag wird durch analytische Rechnungen und repräsentative Labormessungen gezeigt, wie das Schalldämmmaß einer Flugzeugseitenwand durch den Einbau von Helmholtz-Resonatoren mit integrierten Biegebalken erhöht werden kann. Im Vergleich zu bisherigen Untersuchungen der Autoren ([2, 3]) liegt der Zielbereich in dieser Arbeit im besonders herausfordernden Bereich der Doppelwandresonanzfrequenz, unterhalb 300 Hz.

Randbedingungen im Flugzeug

Die übliche Flugzeugseitenwand ist wie eine Doppelwand, bestehend aus der Außenstruktur ($m'' = 5,6 \text{ kg/m}^2$), der Kabinenwandverkleidung ($m'' = 1,6 \text{ kg/m}^2$) und zwei Glaswollpaketen als innenliegender Absorber, aufgebaut. Im Kurzstreckenflugzeug beträgt der Abstand der Wände ca. 100 mm. Für neue Schallminderungsmaßnahmen steht der Platz eines Isolationspakets mit einer Dicke von ungefähr 35 mm zur Verfügung. Von Seiten des Flugzeugherstellers wird eine Massenerhöhung von ungefähr 100 g/m^2 zusätzlich zur Masse des wegfallenden Isolationspakets von ungefähr 350 g/m^2 akzeptiert, für detaillierte Informationen s. [3].

Konzept

Zur Erhöhung der Schalldämmung im tiefen Frequenzbereich wird die Sekundärisolation durch ein Resonatorpaneel ersetzt. Das Paneel wird aus einem leichtgewichtigen geschlossenzelligen Schaum mit dem Handelsnamen Rohacell gefräst und flächendeckend auf der Rückseite der Kabinenwandverkleidung aufgeklebt, s. Abb. 1a). Abb. 1b) zeigt die Dimensionen einer Einheitszelle.

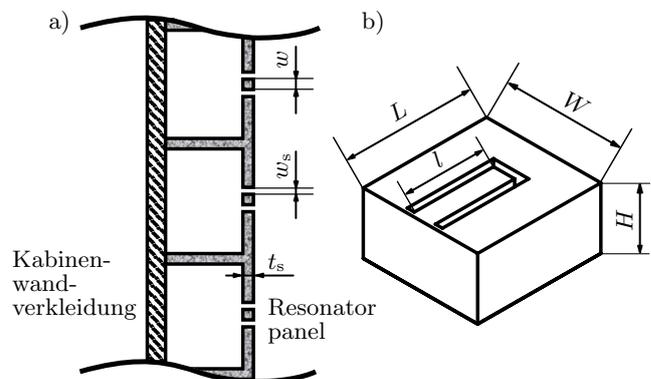


Abbildung 1: Konstruktion des Resonatorpaneels bestehend aus Helmholtz-Resonatoren mit integrierten Biegebalken. a) Schematische Zeichnung des Paneelquerschnitts, b) Schematische Zeichnung einer Einheitszelle.

Analytisches Modell

Die Modellierung einer Doppelwand mit Helmholtz-Resonatoren und integrierten Biegebalken erfolgt mit der Transfermatrix-Methode [4]. Die Bewegungsgleichungen für die Herleitung der Transfermatrix eines Resonatorpaneels mit integrierten Biegebalken sind [2] zu entnehmen. Mit der dort hergeleiteten Transfermatrix konnten die Resonanzfrequenzen des gekoppelten Systems jedoch nicht exakt berechnet werden. Präzisere Ergebnisse können erzielt werden, wenn die Resonanzfrequenzen des Helmholtz-Resonators f_{HR} , des Biegebalkens im Vakuum f_{CL} und des Biegebalkens mit zusätzlicher Steifigkeit durch das Luftvolumen im Resonator $f_{CL,V}$ in die Bewegungsgleichungen eingesetzt werden. Die Resonanzfrequenzen werden gemäß der in [5] verwendeten und hergeleiteten Modelle berechnet und sind in [2] noch nicht berücksichtigt. Nach einigen algebraischen Umformungen können die vier Elemente der Transfermatrix \mathbf{T}

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (1)$$

mit der Differenz der Resonanzfrequenzverhältnisse

$$\Delta\Omega^2 = \frac{f_{\text{HR}}^2}{f^2} - \frac{f_{\text{CL},V}^2 - f_{\text{CL}}^2}{f_{\text{CL}}^2 - f^2}, \quad (2)$$

der Kreisfrequenz ω , dem Volumen der Resonator-kavität V_{cav} , der Fläche der Einheitszelle S_{res} , dem Flächenverhältnis $\sigma = (S_{\text{HR}} + S_{\text{CL}})/S_{\text{res}}$ mit der Hals-fläche S_{HR} und der Fläche des Biegebalkens S_{CL} und der Flächenmasse des Panels m_s'' zu

$$T_{1,1} = \frac{-\Delta\Omega^2}{1 - \sigma - \Delta\Omega^2} \left(\frac{\sigma^2}{1 - \Delta\Omega^2} - \frac{V_{\text{cav}} m_s'' \omega^2}{\rho_0 c_0^2 S_{\text{res}}} \right) + \frac{1 - \sigma - \Delta\Omega^2}{1 - \Delta\Omega^2}, \quad (3)$$

$$T_{1,2} = i\omega m_s'' \frac{1 - \Delta\Omega^2}{1 - \sigma - \Delta\Omega^2} + \frac{\rho_0 c_0^2 S_{\text{res}} \sigma^2}{i\omega V_{\text{cav}} (1 - \sigma - \Delta\Omega^2)}, \quad (4)$$

$$T_{1,1} = \frac{i\omega V_{\text{cav}}}{\rho_0 c_0^2 S_{\text{res}}} \frac{-\Delta\Omega^2}{1 - \sigma - \Delta\Omega^2} \text{ und} \quad (5)$$

$$T_{2,2} = \frac{1 - \Delta\Omega^2}{1 - \sigma - \Delta\Omega^2} \quad (6)$$

berechnet werden. Die Transfermatrizen der einzelnen Lagen werden multipliziert und ergeben die Transfermatrix des gesamten Aufbaus, aus der gemäß [4] das Schalldämmmaß berechnet werden kann. Das verbesserte Transfermatrixmodell wird für eine flugzeugähnliche Doppelwand (mit den oben genannten Massen- und Abstandsverhältnissen), den Resonatorgeometrie- und Materialdaten aus Tabelle 1 anhand von numerischen Berechnungen mit der Finiten-Elemente-Methode validiert. Die analytischen Ergebnisse sind für das Schalldämmmaß in Abb. 2a) und für das Einfügedämmmaß in 2b) in durchgezogenen Linien dargestellt und werden mit den numerischen Ergebnissen (Symbole) verglichen. Durch Festsetzen der Biegebalken wird ebenfalls der Doppelwandaufbau mit allein wirkenden Helmholtz-Resonatoren (HR) verglichen. Das Einfügedämmmaß ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Schalldämmmaß des Aufbaus mit Resonatoren (HR bzw. HR+CL) und dem massegleichen Doppelwandaufbau (DW) ohne Resonatoren. In Abb. 2 ist eine hohe Übereinstimmung der

Tabelle 1: Geometrie- und Materialdaten für das numerische Resonatormodell (Sim.) und für das experimentell vermessene Resonatorpaneel (Exp.)

Beschreibung	Sym.	Sim.	Exp.	Einheit
Breite des Res.	W	65	165	mm
Länge des Res.	L	75	147	mm
Höhe des Res.	H	35	35	mm
Breite des Balkens	w	5	5	mm
Länge des Balkens	l	35	56	mm
Höhe des Balkens	t_s	5	5	mm
Schlitzbreite	w_s	2	1.8	mm
Dichte	ρ	32	32,2	kg/m ³
E-Modul	E	36	34,33	MPa
Dämpfungsgrad	η	5	5	%

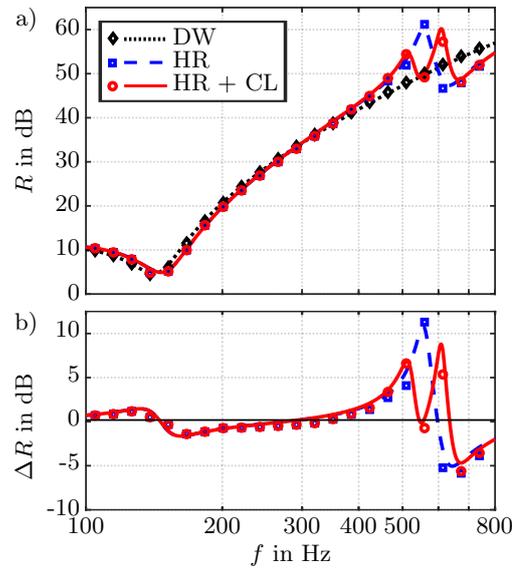


Abbildung 2: Vergleich der analytischen (Linien) und numerischen (Symbole) Ergebnisse für eine Doppelwand mit Helmholtz-Resonatoren mit integriertem Biegebalken gegenüber einer massenäquivalenten Doppelwand.

(a) Schalldämmmaß (b) Einfügedämmmaß.

analytischen und numerischen Ergebnisse zu erkennen, sodass die numerischen Berechnungen das analytische Modell validieren.

Optimierung

In Abb. 2b) ist zu erkennen, dass das Einfügedämmmaß des Doppelwandaufbaus durch das Einfügen von Helmholtz-Resonatoren ungefähr zwischen 300 und 600 Hz erhöht ist. Mit der unteren Frequenz f_u und der oberen Frequenz f_o des Intervalls, in dem das Einfügedämmmaß positiv ist ($\Delta R \geq 0$ dB), berechnet sich die relative Bandbreite zu $B = (f_o - f_u) / \sqrt{f_o f_u}$ und beträgt für den Aufbau mit alleinwirkenden Helmholtz-Resonatoren ungefähr $B_{\text{HR}} \approx 70\%$. Durch die Integration des Biegebalkens ist das Einfügedämmmaß in zwei Bereichen, ungefähr zwischen 300 und 540 Hz sowie zwischen 570 und 640 Hz, positiv. Dazwischen ist ein Bereich mit einem negativen Einfügedämmmaß. Werden beide relativen Bandbreiten des positiven Einfügedämmmaßes summiert, ergibt sich ebenfalls eine Bandbreite von ungefähr $B_{\text{HRCL, sum}} \approx 70\%$. Wird im Gegensatz dazu nur der größte Frequenzbereich betrachtet, in dem das Einfügedämmmaß durchgehend positiv ist, beträgt die relative Bandbreite ungefähr $B_{\text{HRCL, max}} \approx 60\%$. Für höhere Frequenzen sinkt das Einfügedämmmaß jedoch deutlich, da der Resonator von dem umgebenden Luftvolumen entkoppelt ist und die geringere Luftschichtdicke für ein geringeres Schalldämmmaß sorgt [1]. Das Ziel dieser Studie ist es, die Geometrie des Biegebalkens so auszulegen, dass die relative Bandbreite des Aufbaus mit Helmholtz-Resonatoren und Biegebalken B_{HRCL} gegenüber der relativen Bandbreite des Aufbaus mit allein wirkenden Helmholtz-Resonatoren B_{HR} erhöht ist. Dazu wird die prozentuale relative Veränderung der Bandbreite $B_{\text{HRCL}}/B_{\text{HR}} - 1$ betrachtet. Vom Verhältnis

der Bandbreiten wird der Wert 1 abgezogen, sodass keine Veränderung den Wert 0 ergibt, positive Werte für eine Vergrößerung und negative Werte für eine Verkleinerung der relativen Bandbreite stehen. Für eine feste Einheitszellegeometrie mit den Dimensionen aus Tabelle 1 wurde eine Parametervariation der Biegebalkenlänge l und -breite w durchgeführt. Das Ergebnis der Parametervariation ist für die maximale prozentuale relative Verbesserung der relativen Bandbreite in Abb. 3 dargestellt. Eine Vergrößerung der Bandbreite mithilfe des Biegebalkens ist durch den blauen Bereich gekennzeichnet. Der rote Bereich beschreibt eine Verringerung der Bandbreite. Für eine maximale Bandbreitenverbesserung sollte der Biegebalken eine Länge von 56 mm und eine Breite von 5 mm betragen (s. Markierung in Abb. 3). Für diese Geometriedaten betragen die nach [5] berechneten Resonanzfrequenzen ungefähr $f_{HR} = 228$ Hz, $f_{CL} = 247$ Hz und $f_{CL,V} = 253$ Hz, mit einem Dämpfungsgrad von ca. 6% für den Helmholtz-Resonator und 5% für den Biegebalken.

Experiment

Ein Resonator-Testpaneel wurde aus einem geschlossenzelligen Schaum mit den Geometrie- und Materialdaten der Resonatoren aus Tabelle 1 gefertigt. Das Paneel besteht aus 48 Einheitszellen und hat eine Gesamtgröße von $1\text{ m} \times 1,2\text{ m}$ und eine Flächenmasse von rund 400 g/m^2 . Als Rückwand wurde eine $0,8\text{ mm}$ dicke GFK-Platte (Flächenmasse $m'' \approx 1,6\text{ kg/m}^2$) mit Epoxidharz auf das Resonatorpaneel geklebt. Ein flugzeugähnlicher Doppelwandaufbau wurde durch eine 8 mm dicke MDF-Platte (Flächenmasse $m'' \approx 5,6\text{ kg/m}^2$) und eine daran befestigte 35 mm dicke flugzeugzertifizierte Glaswollschicht realisiert. Das Schalldämmmaß wurde gemäß DIN EN ISO 15186-1 sowohl für das Resonatorpaneel als auch für den Doppelwandaufbau jeweils in 3 Konfigurationen gemessen: inaktive Resonatoren, allein wirkende Helmholtz-Resonatoren (HR) und Helmholtz-Resonatoren mit aktiven Biegebalken (HR+CL). Die Messergebnisse der Einzelwand mit allein wirkenden Helmholtz-Resonatoren (nicht abgebildet) zeigen, dass die Resonanzfrequenz der Helmholtz-Resonatoren ungefähr bei $f_{HR} \approx 218$ Hz anstatt 228 Hz liegt. Diese Abweichung ist auf Fertigungsabweichungen zurückzuführen. Die Höhe des Resonators beträgt ungefähr $H \approx 38$ mm anstatt 35 mm. Die damit verbundene größere Kavität des Resonators führt zu einer tieferen Resonanzfrequenz. Die Messergebnisse (Symbole) werden mit analytischen Ergebnissen (Linien) in Abb. 2 für das Einfügedämmmaß verglichen. Dazu sind die analytischen Ergebnisse des Auslegungszustand ($H \approx 35$ mm) in dünnen Linien ebenfalls abgebildet. Das Einfügedämmmaß ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Schalldämmmaß des Aufbaus mit Resonatoren und dem masseäquivalenten Doppelwandaufbau ohne Resonatoren. Für den masseäquivalenten Aufbau wurden die Resonatoren durch Klebeband verschlossen und der Abstand zwischen den beiden Wänden erhöht, sodass der gleiche Abstand von 100 mm zwischen den Wänden eingestellt wurde.

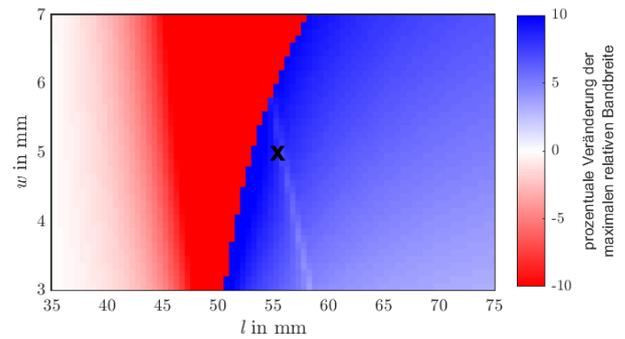


Abbildung 3: Parameterstudie der prozentualen relativen Bandbreitenveränderung von dem Einfügedämmmaß eines Doppelwandaufbaus mit Helmholtz-Resonator und integriertem Biegebalken bezogen auf einen Doppelwandaufbau mit baugleichem Helmholtz-Resonator ohne Biegebalken; Variation für die Biegebalkenbreite w und die Biegebalkenlänge l . Das schwarze Kreuz zeigt die Geometrieauslegung für eine maximale Verbesserung der relativen Bandbreite.

Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Erhöhung des Einfügedämmmaßes an den Resonanzfrequenzen des Helmholtz-Resonators (blau) bei ungefähr 218 Hz und des gekoppelten Resonators (HR+CL in rot) bei ungefähr 200 und 260 Hz. An der Tonraumresonanzfrequenz bei ungefähr 280 Hz für den Helmholtz-Resonator und bei 300 Hz für den Resonator mit Biegebalken ist das Einfügedämmmaß deutlich verringert. Die Messergebnisse zeigen generell eine hohe Übereinstimmung mit den analytischen Ergebnissen, mit Ausnahme des höheren Frequenzbereiches. Der Einbruch des Schalldämmmaßes bei der Tonraumresonanzfrequenz und für höhere Frequenzen scheint im Experiment durch Dämpfungseffekte (wie z.B. mechanische Dämpfung der einzelnen Platten oder des Befestigungsrahmens), die im analytischen Modell nicht berücksichtigt werden, abgeschwächt zu werden. Durch die tiefere Resonanzfrequenz des Helmholtz-Resonators, im Vergleich zum Auslegungszustand, ist das System nicht optimal abgestimmt, sodass die Resonanzfre-

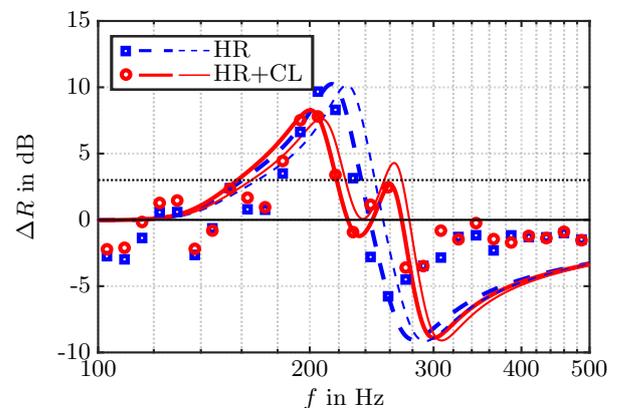


Abbildung 4: Vergleich der experimentellen (Symbole) und analytischen (Linien) Einfügedämmmaßwerte einer flugzeugähnlichen Doppelwand mit Helmholtz-Resonatoren mit integrierten Biegebalken gegenüber einer masseäquivalenten Doppelwand. Dünne Linien: Auslegungszustand; dicke Linien: Gefertigtes Paneel.

quenzen des gekoppelten Systems (HR+CL) weiter auseinander liegen und das Einfügedämmmaß dazwischen bei ungefähr 230 Hz negativ ist. Dadurch ist die maximale relative Bandbreite des Resonators mit Biegebalken gegenüber dem allein wirkenden Helmholtz-Resonator verringert. Die Resonanzfrequenz des Biegebalkens müsste ebenfalls tiefer abgestimmt werden, sodass der Abstand der Resonanzfrequenzen kleiner wird. Im Vergleich dazu ist das Einfügedämmmaß der analytischen Ergebnisse des Auslegungszustands (dünne Linien in Abb. 4) zwischen den Resonanzfrequenzen nicht negativ und die Verbesserung der relativen Bandbreite beträgt ungefähr 10%.

Für eine deutlich hörbare Wirkung des Resonators, sollte eine Verbesserung von mehr als 3 dB erzielt werden. Dafür darf das Einfügedämmmaß zwischen den Resonanzfrequenzen nicht unter 3 dB fallen. Je geringer der Frequenzabstand der Resonanzfrequenzen des gekoppelten Systems ist, desto geringer fällt die Verringerung des Schalldämmmaßes zwischen den Resonanzfrequenzen aus. Durch auf den Biegebalken aufgesetzte Massen, kann die Resonanzfrequenz der Biegebalken nachträglich in Form eines Trimmverfahrens tiefer abgestimmt werden. Die Veränderung der Bewegungsgleichungen durch Biegebalken mit Massen ist noch nicht im analytischen Modell berücksichtigt und könnte generell für bessere Entwurfsparameter sorgen. Experimentell wurde eine Masse in Form von Klebeband von ungefähr 6,7 mg pro Balken appliziert, wodurch die Masse des Resonatorpaneels um 0,7 % erhöht wurde. Die Resonanzfrequenz des Biegebalkens mit Masse beträgt rund 200 Hz. Die verbesserten Messergebnisse sind für das Einfügedämmmaß in Abb. 5 dargestellt. Die Resonanzfrequenzen des gekoppelten Systems mit den Massen auf den Biegebalkenenden liegen bei ungefähr 180 und 230 Hz. Das Einfügedämmmaß des Aufbaus mit aktiven Biegebalken ist zwischen 150 und 238 Hz um mehr als 3 dB erhöht. Verglichen mit dem Einfügedämmmaß der allein wirkenden Helmholtz-Resonatoren, welches zwischen ca. 180 und 235 Hz um mehr als 3 dB erhöht ist, sorgen die integrierten Biegebalken für eine relative Verbesserung der relativen 3 dB Bandbreite von 75%.

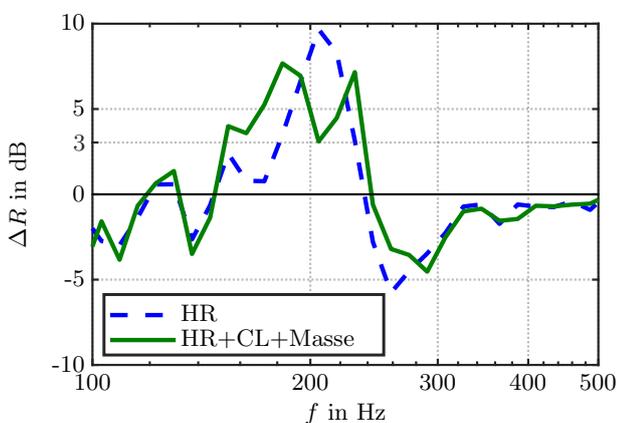


Abbildung 5: Einfügedämmmaßmesswerte mit Helmholtz-Resonatoren mit integrierten Biegebalken mit aufgeklebten Massen (Referenz: massenäquivalenter Doppelwandaufbau).

Zusammenfassung

Für eine theoretische Beschreibung eines Helmholtz-Resonatorpaneels mit integrierten Biegebalken wurde eine Transfermatrix vorgestellt. Mithilfe der Transfermatrixmethode wurde das Schalldämmmaß eines Doppelwandaufbaus, ähnlich einer Flugzeugseitenwand, mit innenliegendem Resonator und Glaswolle als Isolation berechnet. Mit dem Modell wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um zu ermitteln, durch welche Geometriegrößen des Biegebalkens die Verbesserung der relativen Bandbreite durch das Einfügen eines Biegebalkens maximal wird.

Für den experimentellen Nachweis wurde ein Anschauungsmodell ausgelegt und hergestellt, dass für eine Verbesserung des Schalldämmmaßes an den Resonanzfrequenzen des gekoppelten Resonators sorgt. Es konnte aber den Erwartungen insbesondere bei einer wahrnehmbaren Schalldämmmaßerhöhung von 3 dB zunächst nicht gerecht werden. Durch eine nachträgliche Abstimmung der Resonanzfrequenz der Biegebalken mit Hilfe von auf die Biegebalkenenden aufgeklebte Massen konnte im Experiment eine Verbreiterung der Bandbreite eingestellt werden. Die zusätzlichen Massen erhöhen die gesamte Flächenmasse des Paneels um 0,7 % und sorgen für eine Verbesserung der Bandbreite, an der das Einfügedämmmaß um 3 dB erhöht ist, von ungefähr 75%.

Danksagung

Diese Arbeit wurde über das Projekt Pro Exzellenzia plus, finanziert von der Europäischen Union und von der Freien und Hansestadt Hamburg (FHH), gefördert. Für die Unterstützung danken die Autoren.

Literatur

- [1] Langfeldt, F., Hoppen, H., Gleine, W.: Broadband sound transmission loss improvement of double walls with Helmholtz resonators. *Journal of Sound and Vibration* 467C (2020) 115309.
- [2] Hoppen, H., Langfeldt, F., Gleine, W., von Estorff, O.: Aircraft side wall with improved low-frequency sound insulation using a lining panel with Helmholtz resonators. *Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2019*, 1–8
- [3] Hoppen, H., Gleine, W.: KonzIso - Konzeptstudien für neue leichtgewichtige Flugzeugkabinen-Isolierungen mit guten Schallisolationseigenschaften im tieferen Frequenzbereich, TIBKAT:1728482909
- [4] Allard, J., Atalla, N.: *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials*. First Edition. Wiley, New York, 2009
- [5] Hoppen, H., Langfeldt, F., Gleine, W., von Estorff, O.: Helmholtz resonator with two resonance frequencies by coupling with a mechanical resonator. Manuscript submitted for publication in *Journal of Sound and Vibration*.