

Reduktion der Schallabstrahlung einer versteiften Platte durch den optimalen Entwurf von Constrained Layer Damping

Martin Gröhlich, Marc Böswald, René Winter

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Aeroelastik,
Bunsenstraße 10, 37073 Göttingen, Deutschland, Email: martin.groehlich@dlr.de

Einleitung

Das Komfortempfinden von Passagieren in Luftfahrzeugen wird durch Kabinenlärm beeinträchtigt. Der wahrgenommene Lärm resultiert zum Großteil aus der Schallabstrahlung der vibrierenden Rumpfstruktur, weshalb die Integration von schwingungsmindernden Maßnahmen vorteilhaft ist. Eine Möglichkeit zur passiven Schwingungsdämpfung beruht auf dem Prinzip des Constrained Layer Damping (CLD) [1]. Durch die Schubdehnung eines Elastomers wird aufgrund der viskoelastischen Materialeigenschaften ein Teil der Schwingungsenergie dissipiert. Allerdings hängt die realisierbare Dämpfung entscheidend von der Platzierung der CLD-Schichten ab.

Dieser Artikel widmet sich dem optimalen Entwurf von CLD auf einer versteiften Platte, deren Aufbau mit Hautfeldern und Rippen der Leichtbauweise eines Flugzeugrumpfes nachempfunden ist. Die im Folgenden als Vibroplatte bezeichnete Aluminium-Struktur ist in Abbildung 1 dargestellt. Unter Vorgabe einer maximalen Gewichtszunahme werden neben einem optimierungsbasierten Konzept auch energiebasierte Platzierungskonzepte und die Verwendung einer kommerziellen Anti-Dröhnfolie durch Auswertung des Rayleigh-Integrals hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die Schallabstrahlung untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass das optimierungsbasierte Konzept den alternativen Konzepten überlegen ist und zu einer höheren Schalleistungsreduktion führt.

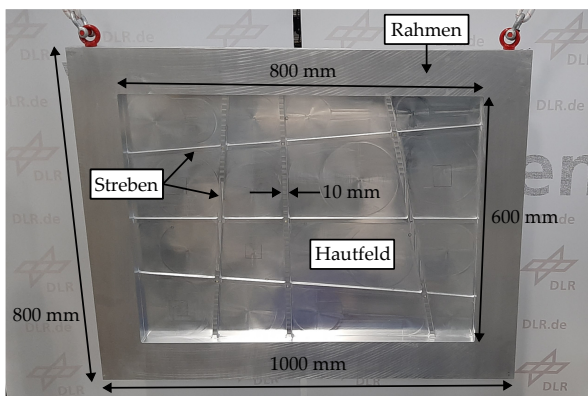


Abbildung 1: Dimensionen der Vibroplatte

Theoretischer Hintergrund

Eine Möglichkeit zur Berechnung des abgestrahlten Schalls einer schwingenden Struktur bietet die diskretisierte Form des Rayleigh-Integrals [2]. Das Grundprinzip des Rayleigh-Ansatzes ist in Abbildung 2 veranschaulicht. Die ebene Rückseite der schwingenden Struktur

wird in n_E Teilkomponenten mit den Flächen $A_{E,i}$ zerlegt, die jeweils als Monopolstrahler betrachtet werden. Außerdem wird ein um die Struktur aufgespannter Kontrollbereich in n_V Teilkomponenten mit den Flächen $A_{V,j}$ aufgeteilt, für die jeweils der Schalldruck p_j bestimmt werden kann. Die Kantenlänge des rechteckigen Volumens wurde so gewählt, dass das Fernfeldkriterium ($k r_{i,j} \gg 1$) für alle Kreisfrequenzen ω und Teilkomponenten erfüllt ist. Hierbei ist k die Kreiswellenzahl und $r_{i,j}$ der Abstand zwischen Struktur- und Volumenflächen.

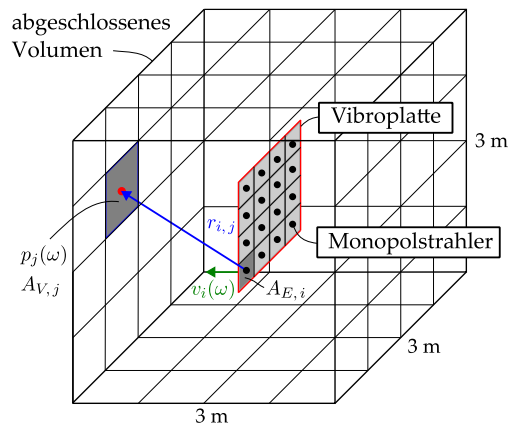


Abbildung 2: Veranschaulichung des Rayleigh-Ansatzes

Unter Berücksichtigung der Dichte ρ der umgebenden Luft ergibt sich der Schalldruck zu

$$p_j(\omega) = \frac{i\omega\rho}{2\pi} \sum_{i=1}^{n_E} \frac{A_{E,i} v_i(\omega)}{r_{i,j}} e^{-ik r_{i,j}}, \quad (1)$$

wobei e der Euler'schen Zahl und i der imaginären Einheit entsprechen [2]. Die Schwinggeschwindigkeiten v_i der Teilflächen berechnen sich aus dem Mittelwert der jeweiligen Knotengeschwindigkeiten des Vektors $\hat{\mathbf{v}}$, der sich wiederum aus einer Antwortanalyse mit der Kraftanregung $\hat{\mathbf{q}}$ durch

$$\hat{\mathbf{v}}(\omega) = i\omega \left[-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}^*(\omega) \right]^{-1} \hat{\mathbf{q}} \quad (2)$$

ergibt. Das strukturelle System setzt sich bei Verwendung der Finite Elemente Methode (FEM) aus der Massenmatrix $\mathbf{M}$ und der Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}^*$ zusammen. Die Steifigkeitsmatrix ist in diesem Fall aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers komplex und

frequenzabhängig [3]. Auf Basis des Schalldrucks lässt sich die abgestrahlte Schallleistung P über

$$P(\omega) = \frac{1}{2\rho c} \sum_{j=1}^{n_V} |p_j(\omega)|^2 A_{V,j} \quad (3)$$

bestimmen, wobei c die Schallgeschwindigkeit der Luft ist. Aus der Schallleistung ergibt sich wiederum der Schallleistungspegel L_P im Bezug auf $P_{\text{Ref}} = 1 \text{ pW}$ durch

$$L_P(\omega) = 10 \cdot \log \left(\frac{P(\omega)}{P_{\text{Ref}}} \right). \quad (4)$$

Bei der Anwendung des Rayleigh-Integrals ist zu beachten, dass Streu- und Schattierungseffekte unberücksichtigt bleiben. Der Ansatz sollte daher nicht zur Identifikation von Richtcharakteristiken verwendet werden [2].

Optimierung des CLD-Designs

Für die Vibroplatte wurde in MSC Nastran ein FE-Modell aus Volumenelementen generiert und an Experimentaldaten angepasst. Darauf aufbauend wurden 40 Positionen definiert, an denen CLD hinzugefügt werden kann. Dazu zählen die mittleren Elemente der Hautfelder sowie die einzelnen Segmente der Streben, wie in Abbildung 3 dargestellt.

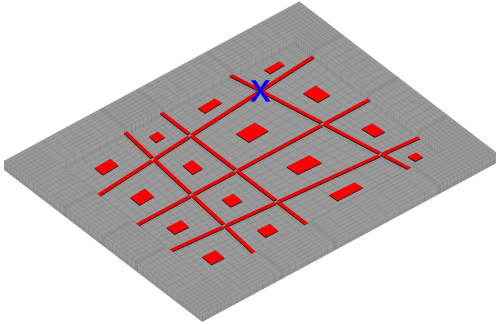


Abbildung 3: Mögliche Positionen der CLD-Patches. Das blaue Kreuz markiert die gewählte Anregungsposition.

Die Dicken der Elastomerschicht und der Aluminium-Deckschicht betragen 2.4 mm bzw. 1.45 mm und werden nicht als Designvariablen behandelt. Das verwendete Elastomer ist eine Brombutyl-Mischung, die bereits in vorangegangenen Studien zum Einsatz kam [3, 4]. Der Verlauf des Schubspeichermoduls und des Verlustfaktors sind in Abbildung 4 für den nachfolgend betrachteten Frequenzbereich bei einer Temperatur von 20 °C skizziert. Der Schubspeichermodul steigt nahezu linear von 2.5 bis 4 MPa an, während der Verlustfaktor im Wertebereich zwischen 0.63 und 0.81 liegt. Die weiteren Materialeigenschaften des Elastomers und des Aluminiums sind [4] zu entnehmen.

Das Ziel des Dämpfungsentwurfs ist die Minimierung des gemittelten Schallleistungspegels innerhalb eines Frequenzbereichs von 90 - 290 Hz. Unterhalb des Bereichs

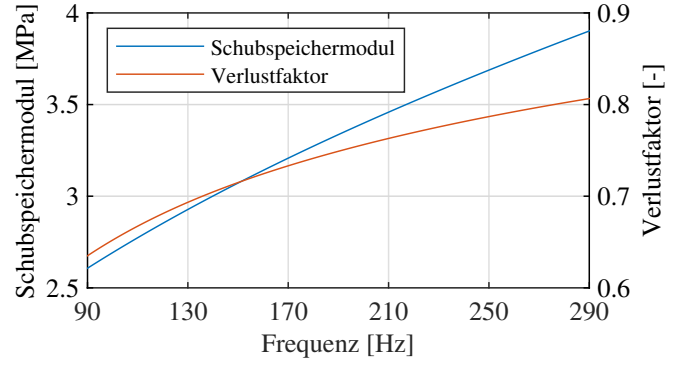


Abbildung 4: Frequenzabhängiger Schubspeichermodul und Verlustfaktor des Brombutyl-Elastomers bei 20 °C

treten keine für die Akustik relevanten Schwingungsformen auf. Dagegen ist das FE-Modell oberhalb von 290 Hz aufgrund der abnehmenden Genauigkeit für strukturdynamische Analysen ungeeignet. Die Zielfunktion J ergibt sich damit zu

$$J(\mathbf{x}) = \frac{1}{n_\omega} \sum_{i=1}^{n_\omega} L_P(\omega_i), \quad (5)$$

wobei $\mathbf{x} = [x_1 \dots x_i \dots x_{40}]^T$ der Vektor der Designvariablen x_i und n_ω die Anzahl an Frequenzschritten im relevanten Frequenzbereich ist. Als Anregung wurde eine Kraft (1 N) auf dem oberen rechten Strebenkreuz gewählt, die normal zur Plattenoberfläche wirkt. Darüber hinaus ist die zulässige CLD-Masse m_{CLD} auf maximal $m_{\text{max}} = 102 \text{ g}$ limitiert, was 5 % der anfänglichen Masse der Vibroplatte ohne Rahmen entspricht. Das Optimierungsproblem lautet

$$\begin{aligned} \text{Minimiere:} \quad & J(\mathbf{x}) \\ & \mathbf{x} \in \mathbb{N}_0 \\ \text{u. B. v.:} \quad & m_{\text{CLD}}(\mathbf{x}) - m_{\text{max}} \leq 0 \\ & 0 \leq x_i \leq 1. \end{aligned} \quad (6)$$

Als Optimierungsverfahren wurde eine Weiterentwicklung des in [4] vorgestellten Ansatzes verwendet. Das resultierende Design ist in Abbildung 5 dargestellt.

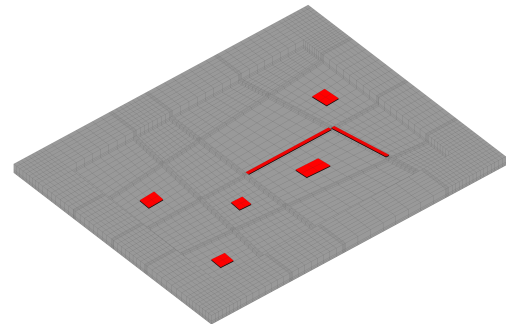


Abbildung 5: Optimale Verteilung der CLD-Patches

Neben fünf CLD-Patches auf den Hautfeldern werden zwei Segmente auf den Streben platziert. Der frequenzabhängige Verlauf des Schallleistungspegels ist im Vergleich zur ungedämpften Vibroplatte in Abbildung 6 dargestellt. Darin ist eine deutliche Reduktion der Amplituden erkennbar, insbesondere oberhalb von 200 Hz. Im Mittel beträgt die Reduktion der Schallabstrahlung im betrachteten Frequenzbereich 3.9 dB. Anhand der beiden untersten Resonanzstellen wird deutlich, dass das Hinzufügen von CLD ebenfalls zu einer Verschiebung der Resonanzstellen zu niedrigeren Frequenzen führt.

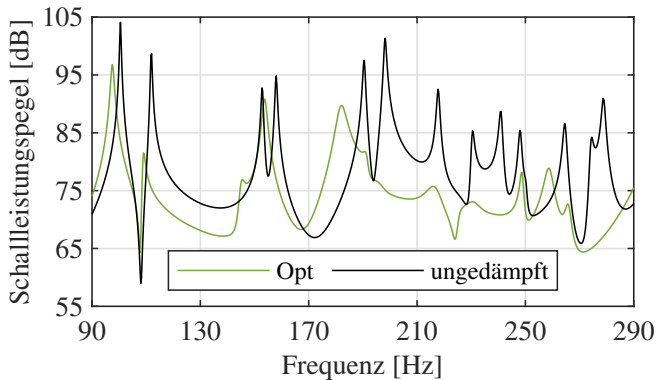


Abbildung 6: Vergleich der Schallleistungspegel des optimalen CLD-Designs und der ungedämpften Vibroplatte

Vergleich zu alternativen Ansätzen

Die Schallleistungsreduktion des optimierten CLD-Entwurfs wird im Folgenden mit Schallreduktionen alternativer Platzierungsansätze verglichen. In diesem Zusammenhang werden drei Konzepte betrachtet:

1. Platzierung von CLD auf Basis von Element-Dehnungsenergien (ESE)
2. Platzierung von CLD auf Basis von kinetischen Elementenergien (EKE)
3. Vollständige Bedeckung von Hautfeldern und Streben mit einer kommerziellen Anti-Dröhnfolie (FC)

Die Platzierung von CLD auf Basis von Dehnungsenergien ist in der Literatur ein gängiger Ansatz, der bspw. in [5] verfolgt wurde. Im Falle der kinetischen Elementenergien wird CLD an Positionen mit hoher Geschwindigkeit und hoher Masse hinzugefügt. Da die Rohdichte und die Schichtdicken der Hautfelder konstant sind, werden Hautfeld-Elemente mit einer hohen Geschwindigkeit und Fläche bevorzugt. Für weitere Informationen zur Berechnung der Elementenergien wird auf [6] verwiesen. Die Platzierung von CLD erfolgte auf Basis der im Mittel höchsten Elementenergien in dem betrachteten Frequenzbereich unter Berücksichtigung des zulässigen Zusatzgewichts. Hierbei wurden die Elemente entsprechend ihrer Energien sortiert und sukzessive mit CLD bedeckt, bis das zulässige Gewicht erreicht wurde. Das resultierende Design ist in Abbildung 7 skizziert. Von der Bedeckung sind fast ausschließlich die beiden rechten mittleren Hautfelder betroffen.

Im Gegensatz dazu wird die Anti-Dröhnfolie 2552 vom

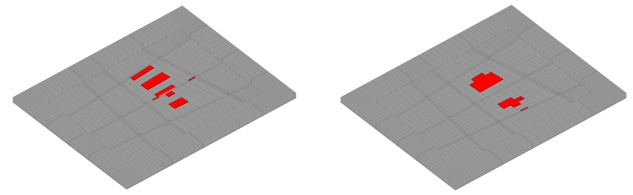


Abbildung 7: Verteilung von CLD auf Basis der elementbezogenen Dehnungsenergien (links) und kinetischen Energien (rechts)

Hersteller 3M vollständig über alle Hautfelder und Streben verteilt. Die Schichtdicke der viskoelastischen Schicht beträgt 0.13 mm, die Dicke der Deckschicht 0.25 mm [5]. Das Dämpfungsmaterial ist ISD 112, dessen Materialeigenschaften bei 20 °C im betrachteten Frequenzbereich aus dem Datenblatt aus [7] entnommen wurden. Für den Schubspeichermodul und den Verlustfaktor werden demnach konstante Werte von 1 MPa bzw. 0.85 angenommen. Das Flächengewicht beträgt 0.83 kg/m² [5].

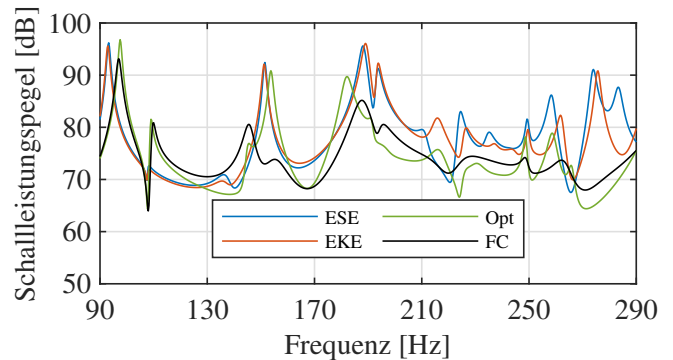


Abbildung 8: Vergleich der Schallleistungspegel der alternativen Konzepte mit dem optimalen CLD-Design

Der Einfluss der Positionierungsansätze auf den Schallleistungspegel ist im Vergleich zur optimierten CLD-Platzierung in Abbildung 8 dargestellt. Hierbei ist ersichtlich, dass die energiebasierten Konzepte im unteren Frequenzbereich zwischen 110 - 140 Hz die Schallabstrahlung deutlich reduzieren, oberhalb von 140 Hz jedoch vergleichsweise ineffektiv sind. Der Grund dafür liegt in der lokal konzentrierten Bedeckung von lediglich zwei Hautfeldern. Im oberen Frequenzbereich treten jedoch vermehrt lokale Schwingungsformen weiterer Hautfelder auf, die infolgedessen kaum gedämpft werden. Im Gegensatz dazu kann die kommerzielle Lösung mit dem optimierten Dämpfungsentwurf konkurrieren, allerdings auf Kosten einer höheren Gewichtszunahme. Dies wird durch die mittlere Schallleistungsreduktion im Vergleich zur ungedämpften Struktur in Abbildung 9 bestätigt.

Die energiebasierten Konzepte führen im Bezug auf die zusätzliche CLD-Masse nur zu einer geringfügigen Schallleistungsreduktion und sind dem optimierten Entwurf deutlich unterlegen. Dagegen liefert die Bedeckung mit Anti-Dröhnfolie einen etwas besseren Wert, der jedoch ebenfalls weit unter der Schallleistungsreduktion des optimierten Designs liegt.

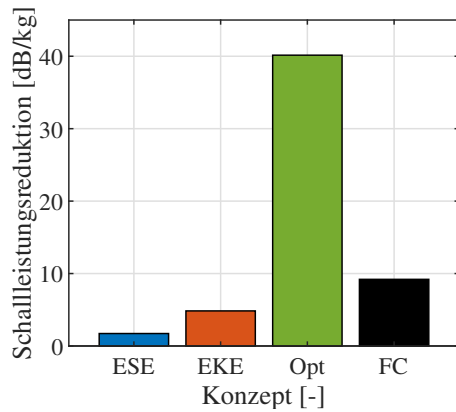


Abbildung 9: Mittlere Schalldleistungsreduktion der verschiedenen Konzepte im Vergleich zur ungedämpften Struktur

Fazit

In diesem Paper wurden numerische Untersuchungen zum Entwurf von CLD an einer versteiften Platte vorgestellt. Das Ziel der Dämpfungsauslegung bestand in der Reduktion der abgestrahlten Schalldleistung unter Berücksichtigung einer Gewichtsvorgabe. Auf Basis des Rayleigh-Integrals wurde die erwartbare Schalldleistungsreduktion eines optimierten Entwurfs mit den Ergebnissen alternativer Platzierungskonzepte verglichen.

In diesem Zusammenhang stellte sich heraus, dass die energiebasierten Konzepte zu einer lokal begrenzten Oberflächenbedeckung führen und aufgrund dessen im betrachteten Frequenzbereich in einer geringen Schalldleistungsreduktion resultieren. Die vollständige Bedeckung der Oberfläche mit kommerzieller Anti-Dröhnfolie verspricht zwar eine höhere Reduktion der abgestrahlten Schalldleistung, ist im Hinblick auf die zusätzliche benötigte Masse aber kritisch zu bewerten. Im Gegensatz dazu erwies sich der aus einer Optimierung resultierende Entwurf mit CLD auf ausgewählten Hautfeldern und Streben als besonders effektiv. Es erscheint daher als empfehlenswert, das verfügbare CLD-Material kleinfächig auf viele Hautfelder zu platzieren.

Literatur

- [1] E. M. Kerwin. Damping of flexural waves by a constrained viscoelastic layer. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 31(7):952–962, 1959.
- [2] M. Möser and W. Kropp. *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Berlin, Heidelberg, 3. edition, 2010.
- [3] M. Gröhlich, A. Lang, M. Böswald, and J. Meier. Viscoelastic damping design - thermal impact on a constrained layer damping treatment. *Materials & Design*, 207:109885, 2021.
- [4] M. Gröhlich, M. Böswald, and J. Wallaschek. Viscoelastic damping design - a novel approach for shape optimization of constrained layer damping treatments at different ambient temperatures. *Journal of Sound and Vibration*, 555:117703, 2023.

- [5] M. Titze, M. Misol, and H. P. Monner. Examination of the vibroacoustic behavior of a grid-stiffened panel with applied passive constrained layer damping. *Journal of Sound and Vibration*, 453:174–187, 2019.
- [6] MSC Software. *MSC Nastran 2022.2 - Quick Reference Guide*. Hexagon AB, 2022.
- [7] A. D. Nashif, D. I. Jones, and J. P. Henderson. *Vibration damping*. John Wiley & Sons, New York, 1985.