

Vibroakustisches Verhalten von Doppelwandstrukturen mit räumlich verteilten Resonatoren

Steffen Hettler¹, Philip Leistner²

¹ Fraunhofer Institut für Bauphysik, 70569 Stuttgart, Deutschland, Email: hettler@fraunhofer.ibp.de

² Fraunhofer Institut für Bauphysik, 70569 Stuttgart, Deutschland, Email: philip.leistner@fraunhofer.ibp.de

Einleitung

Der zunehmende Einsatz von Leichtbaukonstruktionen aus ökologischen und ökonomischen Gründen erschwert einen hochwertigen Schallschutz insbesondere bei tiefen Frequenzen. Unter der Nutzung der Vorteile von mehrlagigen Leichtbauteilen verfolgt die Untersuchung eine effiziente Anwendung lokal wirksamer Resonanzsysteme zur Verbesserung der Schalldämmung von leichten Doppelwandkonstruktionen. Hierfür werden in den Zwischenraum der Doppelwandkonstruktion räumlich verteilte Schwingungstilgersysteme eingebracht. Aufbauend auf früheren Veröffentlichungen der Autoren wird für eine Konstruktion mit internen Resonatoren ein zweidimensionales Plattenmodell zur Berechnung der Schalldämmung vorgestellt. Um das modale Verhalten der beiden Schalen zu berücksichtigen basiert das Berechnungsmodell auf der Methode der modalen Entwicklung. Dies ermöglicht es den Zusammenhang der Positionierung der internen Resonatoren und der Plattenmoden zu untersuchen. Die Wirkung der internen Resonatoren wird anhand der berechneten Schalldämmung der Doppelwandkonstruktion quantifiziert. Die aufgeführten Ergebnisse zeigen dass die Transmissionseigenschaften der untersuchten Konstruktionen durch Anzahl, Verteilung und Abstimmung der internen Resonatoren wesentlich beeinflusst werden.

Plattenmodell

Die Wirkung der internen Resonatoren sollte durch ein Rechenmodell beurteilt werden. Mit dem Rechenmodell sollte ein Auswahlwerkzeug für reale Versuchsmuster geschaffen werden. Wichtigster Aspekt bei der Auswahl des Rechenansatzes war die freie Positionierung der internen Resonatoren über die Bauteilfläche, da gerade bei tiefen Frequenzen das modale Verhalten von endlichen Strukturen eine entscheidende Rolle spielt. Daher musste es in dem Rechenmodell möglich sein den internen Resonatoren eine spezifische Position auf der Platte zuzuweisen. Zu diesem Zweck wurde ein zweidimensionales Plattenmodell entwickelt. Aufbauend auf das in früheren Veröffentlichung der Autoren [1] vorgestellte eindimensionale Balkenmodell wird auch für das Plattenmodell die Methode der modalen Entwicklung verwendet.

Die für die Schalldämmung notwendige Berechnung der vertikalen Auslenkungen der beiden äußeren

Schaalen der Leichtbaukonstruktion ergibt sich aus

$$w(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} q_{n,m} \Phi_{n,m}(x, y) \quad (1)$$

Für eine Platte mit den Kantenabmessungen a und b und der Randbedingung einfach gelagert wird die Eigenschwingungsform ausgedrückt als $\Phi_{n,m}(x, y) = \sin \frac{n\pi}{a} x \sin \frac{m\pi}{b} y$. Damit ergibt sich die Bewegungsgleichung einer Leichtbaukonstruktion mit J internen Resonatoren in der modalen Matrixschreibweise.

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \mathbf{q} = \mathbf{p} \quad (2)$$

Die Massenmatrix \mathbf{M} beinhaltet die Massen der beiden Schalen \mathbf{M}_i sowie den Einfluss der an die Konstruktion angrenzenden Luftschichten in Abhängigkeit vom Einfallswinkel θ .

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 - j \frac{\rho_0 c_0 A}{4\omega \cos \theta} & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_2 - j \frac{\rho_0 c_0 A}{4\omega \cos \theta} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_i = \frac{A}{4} \begin{bmatrix} m'_i & 0 \\ 0 & \ddots \end{bmatrix} \quad (3)$$

Die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} definiert sich durch die Biegesteifigkeiten der beiden Schalen der Doppelwandkonstruktion \mathbf{K}_i , der Steifigkeitsmatrix der Hohlraumfeder \mathbf{S}_c und dem Einfluss der internen Resonatoren.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_1 + \mathbf{S}_c + R_1 \Phi \Phi^T & -\mathbf{S}_c - R_2 \Phi \Phi^T \\ -\mathbf{S}_c - R_3 \Phi \Phi^T & \mathbf{K}_2 + \mathbf{S}_c + R_4 \Phi \Phi^T \end{bmatrix} \quad (4)$$

Mit der Biegewellenzahl für Platten k_{nm} und der komplexen Biegesteifigkeit $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}(1+j\eta)$ lässt sich die Steifigkeitsmatrix der beiden Schalen schreiben

$$\mathbf{K}_i = \frac{A}{4} \begin{bmatrix} D_i k_{nm}^4 & 0 \\ 0 & \ddots \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Die Hohlraumfeder wird beschrieben durch

$$\mathbf{S}_c = \frac{A}{4} \begin{bmatrix} s''_c & 0 \\ 0 & \ddots \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Der Einfluss der internen Resonatoren auf die Konstruktion ergibt sich über die von Resonatoren auf die Schalen ausgeübte Krafteinwirkung unter Berücksichtigung der Position der Resonatoren. Dieser Einfluss lässt sich zusammengefasst in der Steifigkeitsmatrix durch die Einvektoren $\Phi_{n,m}(x, y)$ und den Konstanten R_{1-4} ausdrücken. Für J interne Resonatoren an den Positionen

x_j, y_j ergibt sich die Matrix

$$\Phi = \begin{bmatrix} \Phi_{nm,j} & \cdots \\ \vdots & \ddots \end{bmatrix} \quad (7)$$

Werden weiterhin die Frequenzen $\omega_{1r}^2 = \frac{s_1}{m_r}$ und $\omega_{2r}^2 = \frac{s_2}{m_r}$ des internen Resonators eingeführt, ergeben sich die noch fehlenden Konstanten

$$R_1 = \frac{(\omega_{2r}^2 - \omega^2)m_r}{1 + \frac{\omega_{2r}^2}{\omega_{1r}^2} - \frac{\omega^2}{\omega_{1r}^2}} \quad \text{und} \quad R_2 = \frac{\omega_{2r}^2 m_r}{1 + \frac{\omega_{2r}^2}{\omega_{1r}^2} - \frac{\omega^2}{\omega_{1r}^2}}$$

$$R_4 = \frac{\omega_{1r}^2 m_r}{1 + \frac{\omega_{1r}^2}{\omega_{2r}^2} - \frac{\omega^2}{\omega_{2r}^2}} \quad \text{und} \quad R_4 = \frac{(\omega_{1r}^2 - \omega^2)m_r}{1 + \frac{\omega_{1r}^2}{\omega_{2r}^2} - \frac{\omega^2}{\omega_{2r}^2}} \quad (8)$$

Verbleiben die Vektoren der modalen Amplituden $\mathbf{q}_1, \mathbf{q}_2$ und der anliegende Schalldruck \mathbf{p}_0

Schalldämmung

Betrachtet man die einfallende und abgestrahlte Energie, ist die Schalldämmung definiert durch

$$R = 10 \log_{10} \frac{P_i}{P_{rad}} \quad [\text{dB}] \quad (9)$$

Für eine einfallende ebene Schallwelle ist deren Schallenergie

$$P_i = \frac{|\hat{p}_0|^2}{2\rho_{air}c_{air}} \cos \theta \quad (10)$$

Über die modalen Abstrahlkoeffizienten $\sigma_{n,m}$ von Wallace [2] berechnet sich die abgestrahlte Energie mit dem vorgestellten Plattenmodell wie folgt

$$P_{rad} = \frac{\rho_{air}c_{air}\omega^2 A}{8} \sum_{n=1, m=1}^{N, M} |q_{2,nm}|^2 \sigma_{nm} \quad (11)$$

Ergebnisse

Für eine Doppelwandkonstruktion, bestehend aus 1mm dicken Stahlaussenschalen und einem Hohlraumabstand von 2 cm wurden Studien mit dem vorgestellten Plattenmodell durchgeführt. Für diesen Aufbau mit einer Luftfeder im Hohlraum stellt sich die Masse-Feder-Masse-Resonanz bei 215 Hz ein. Die Dämpfung in den Federn wurde vernachlässigt. Die Resonanz der internen Resonatoren wurde durch gezielte Wahl der Federsteifigkeiten der Resonatorfedern auf die Resonanz der Grundstruktur bei 215 Hz abgestimmt. Ein Vergleich der Schalldämmung für senkrechten Schalleinfall mit und ohne interne Resonatoren ist in Abbildung 1 dargestellt. Das Rechenergebnis zeigt eindrucksvoll das Verbesserungspotential interner Resonatoren. Ein sehr wichtiger Aspekt aus diesem Ergebnis ist auch die gelungene Abstimmung der internen Resonatoren auf die Problemfrequenz der doppelwandigen Grundkonstruktion. In der Abbildung 2 wurde dieselbe Konstruktion für weniger interne Resonatoren berechnet. Es zeigt sich das mit einer zu geringen Anzahl von internen Resonatoren, bzw. eventuell falsch platzierten Resonatoren, der positive Effekt

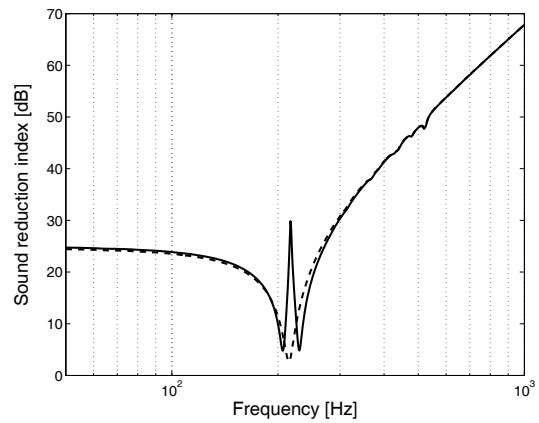


Abbildung 1: Vergleich der Schalldämmung für senkrechten Schalleinfall. (- -) doppelwandige Grundstruktur; (—) mit 140 internen Resonatoren/m².

aus Abbildung 1 nicht mehr auftritt. Damit werden die zukünftigen Ziele der Untersuchung deutlich. Mit den bestehenden Lösungsmodellen muss nun ein Verständnis für Anzahl und Verteilung der internen Resonatoren erreicht werden. Weiterhin wurden die theoretischen Rechenergebnisse durch Messergebnisse verifiziert. Die Messergebnisse werden in folgenden Veröffentlichungen vorgestellt werden.

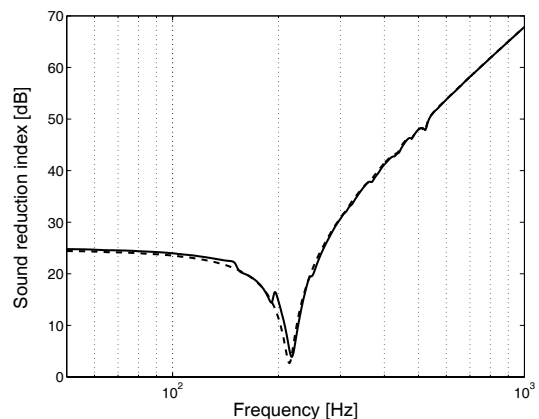


Abbildung 2: Vergleich der Schalldämmung für senkrechten Schalleinfall. (- -) doppelwandige Grundstruktur; (—) mit 35 internen Resonatoren/m².

Ein Dank geht an die Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU), die diese Untersuchung durch ihr Stipendienprogramm ermöglicht hat.

Literatur

- [1] Hettler, S.: Akustische Modellierung von Leichtbauteilen mit internen Resonatoren. Acta Acustica united with Acustica 90 (2004), 2203-2503
- [2] Wallace, C.E.: Radiation Resistance of a Rectangular Panel. JASA 51 (1972), 946-952