

Berechnung von Schalldämpfern mit Platten- oder Membran-Auskleidung

Ennes Sarradj, Falko T. Meiselbach

Lehrstuhl Technische Akustik, Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg

03046 Cottbus, Deutschland, Email: ennes.sarradj@b-tu.de

Einleitung

Viele Varianten von Schalldämpfern können als ein Strömungskanal aufgefasst werden, an dessen Umfang eine Auskleidung angebracht ist. Diese hat den Zweck, die Schallausbreitung zu behindern. Weit verbreitet sind Auskleidungen aus porösem Material (z.B. Mineralwolle), die preiswert und gut wirksam sind. Für einige Anwendungsfälle, insbesondere wenn die Strömung in Kanal feucht ist oder Partikel transportiert, sind solche Auskleidungen wegen der möglichen irreversiblen Verschmutzung des porösen Materials jedoch weniger geeignet. Darüber hinaus ist für eine gute Wirksamkeit bei tiefen Frequenzen ein verhältnismäßig großes Volumen erforderlich.

Reaktive, faserfreie Auskleidungen bieten eine Alternative. Üblich ist dabei unter anderem die Verwendung von Helmholtz- und $\lambda/4$ -Resonatoren sowie von Auskleidungen, bei denen sich eine Platte oder Membran vor einem rückwärtigen Volumen befindet. Dieser letzte Fall, der schematisch in Abb. 1 dargestellt ist, soll hier betrachtet werden.

In der Vergangenheit sind Aufbauten aus einem Rückvolumen mit Abdeckplatte oder -membran zur Verwendung als Schallabsorber sowie als Auskleidung für Schalldämpfer bereits in verschiedenen Zusammenhängen betrachtet und modelliert worden [1, 2, 3, 4]. Die vorhandenen Modelle erlauben die Auslegung von Schalldämpfern jedoch nur mit Einschränkungen.

So finden sich widersprüchliche Aussagen zur Wirkungsweise der Auskleidungen. Zum einen wird das Resonanzverhalten der Platte als wesentlich angesehen und dem Rückvolumen sowie dem darin enthaltenen Schallfeld nur geringe Bedeutung beigemessen, zum anderen wird gerade dem Resonanzverhalten des Rückvolumens die größere Bedeutung beigemessen, während die Platte nur als trennende Masse angesehen wird. Ein weiteres Problem der existierenden analytischen Berechnungsmodelle ist auch, dass keine komplizierteren Aufbauten berechnet werden können.

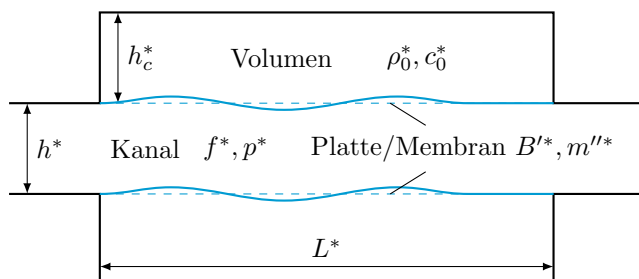


Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Schalldämpfers mit Platten- oder Membranauskleidung

Ziel der Modellierung ist deshalb, die Wirkungsweise besser zu verstehen sowie ein Modell zu entwickeln, mit dem prinzipiell auch kompliziertere, praktisch relevante Schalldämpfer untersucht werden können. Dazu wurde zunächst ein zweidimensionales Modell auf Basis der Finite-Elemente-Methode entwickelt, das im Folgenden kurz vorgestellt werden soll.

Material und Methoden

Größen

Als Grundlage der Modellierung ist es nötig, die Größen zu identifizieren, die zur Beschreibung gebraucht werden. Für das Fluid in Kanal und Rückvolumen sind das die Dichte ρ_0^* sowie die Schallgeschwindigkeit c_0^* . Die Platten können im zweidimensionalen Modell durch ihre breitenbezogene Biegesteifigkeit B'^* , ihre flächenbezogene Masse m''^* sowie die Länge L^* beschrieben werden. In dem hier nicht explizit behandelten Fall einer Membran ist an Stelle der Biegesteifigkeit die Spannung zu berücksichtigen. Der Kanal wird durch seine Höhe h^* und die Rückvolumina werden durch die Länge L^* sowie durch die Höhe h_c^* beschrieben. Außerdem sind für die Untersuchung die Frequenz f^* und der Schalldruck p^* relevant. Es ist zweckmäßig, diese dimensionsbehafteten Größen (Kennzeichnung mit *) durch dimensionslose Größen zu ersetzen [5]:

$$\begin{aligned} B' &= \frac{B'^*}{h^{*3} \rho_0^* c_0^{*2}} & m'' &= \frac{m''^*}{\rho_0^* h^*} \\ h_c &= \frac{h_c^*}{h^*} & L &= \frac{L^*}{h^*} \\ f &= \frac{f^* h^*}{c_0^*} & p &= \frac{p^*}{\rho_0^* c_0^{*2}} \end{aligned}$$

Wirkungsweise

Da es sich im Vergleich zum Einfügungsdämpfungsmaß einfacher berechnen lässt, soll hier zur Beschreibung der Wirkungsweise das Durchgangsdämpfungsmaß

$$D_d = 10 \lg \frac{P_{\text{ein}}}{P_{\text{aus}}} \text{ dB} \quad (1)$$

verwendet werden, bei dem die in den Schalldämpfer einfallende Schallleistung P_{ein} und die durchgehende Leistung P_{aus} ins Verhältnis gesetzt werden.

Um der Frage nachgehen zu können, ob die Plattenresonanzen oder die Resonanzen des Rückvolumens einen größeren Einfluss haben, müssen die jeweiligen Eigenfrequenzen bekannt sein. Für die Platte in vacuo ergeben sich diese Eigenfrequenzen für den Fall geklemmter Lagerung

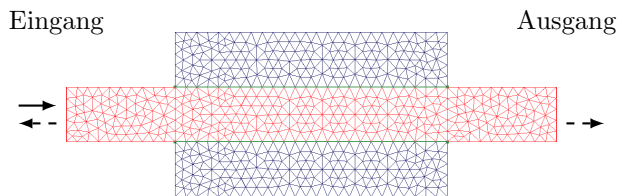


Abbildung 2: Beispiel eines verwendeten FE-Berechnungsgitters, Vernetzung der Platten ist nicht konform mit der der Rückvolumen und des Kanals

an beiden Enden aus der guten Näherung

$$f_P = \frac{\pi}{8} \sqrt{\frac{B'}{m''}} \left(\frac{2n-1}{L} \right)^2, \quad (2)$$

die nur für $n = 1$ einen etwas größeren Fehler [6] hat. Die Eigenfrequenzen des Rückvolumens lassen sich mit Hilfe von

$$f_R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{n_1}{L} \right)^2 + \left(\frac{n_2}{h_c} \right)^2} \quad (3)$$

angeben.

Finite-Elemente-Modell

Das verwendete FE-Modell benutzt zweidimensionale Elemente [7] für den sich im Kanal (Abb. 2) und dem Rückvolumen ausbreitenden Schall. Die Vernetzung wurde so durchgeführt, dass die größte Abmessung eines Elements stets kleiner als ein Sechstel der Wellenlänge ist. Von dieser Wellenlänge unterscheidet sich die freie Biege-Wellenlänge in der Platte deutlich, so dass die notwendigen maximalen Abmessungen der eindimensionalen Plattenelemente in der Platte anders, und zwar im Allgemeinen deutlich kleiner sind. Dadurch ergeben sich nicht-konforme FE-Netze für den Kanal und das Rückvolumen sowie die Platten. Da ohne weiteres Wissen davon ausgegangen werden muss, dass die gegenseitige Beeinflussung von Platte und Fluid wesentlich ist, müssen für eine vollständige Kopplung daher die Drücke und Schnellen auf den jeweils anderen Bereich mit Hilfe einer Interface-Formulierung [7] interpoliert werden.

Zur Berechnung wurde am Kanaleingang die Randbedingung einer einfallenden ebenen Welle bekannter Amplitude zusammen mit der für eine in einen unendlichen Kanal reflektierte Welle aufgeprägt. Am Ausgang wurde die Randbedingung für eine in einen unendlichen Kanal fortlaufende Welle aufgeprägt. Zur Berechnung wurde eine harmonische Analyse für 800 verschiedene Frequenzen zwischen $f > 0$ und $f = 0.235$ durchgeführt und die Ergebnisse für die Leistung der einfallenden und der durchgehende Welle sowie für ausgewählte Fälle auch die Schalldruckverteilung und die Auslenkungen der Platte gespeichert.

Im Anschluss an einige Parametervariationen wurde mit einem parametrisierten Modell eine Optimierung durchgeführt. Diese hatte das Ziel, Parameter zu ermitteln, für die sich ein bestimmtes Mindest-Durchgangsdämpfungsmaß über einen weiten Frequenz-

bereich ergibt. Um auch im Nachhinein noch Anpassungen für das konkrete Mindest-Durchgangsdämpfungsmaß vornehmen zu können, wurde eine einfache Brute-Force-Strategie für die Optimierung verwendet. Dabei wurden die Parameter L, h_c, B', m'' innerhalb vorgegebener Grenzen variiert und alle Zwischenergebnisse wurden in einer Datenbank gespeichert. Insgesamt wurden so 5200 verschiedene Fälle berechnet. Um die Berechnung effizient zu gestalten, wurde entlang der Kanalachse eine Symmetrie-Randbedingung vorgegeben und mit einem Halbmodell gerechnet. Das FE-Modell wurde ausgehend von vorgegeben Parametern automatisch in Gmsh [8] und Actran erstellt und berechnet.

Ergebnisse

Abb. 3 zeigt für einen, ebenfalls in [5] verwendeten Beispielfall das Durchgangsdämpfungsmaß im Frequenzbereich bis 0,25. In diesem Frequenzbereich ist im Kanal nur die Grundmode ausbreitungsfähig. Das Durchgangsdämpfungsmaß ist stark frequenzabhängig und weist bei einzelnen Frequenzen deutliche Maxima auf. Um zu überprüfen, inwieweit diese Maxima auf Resonanzen der Platte oder des Rückvolumens zurückzuführen sind, sind in Abb. 3 zum Vergleich auch die mit (2) und (3) berechneten jeweiligen Eigenfrequenzen markiert. Es zeigt sich, dass die Maxima nicht mit diesen Frequenzen zusammenfallen. Demnach ist sowohl die Hypothese abzulehnen, dass die Eigenfrequenzen der Platte das Verhalten bestimmen als auch die gleichlautende Hypothese für die Eigenfrequenzen des Rückvolumens.

Zusätzliche Informationen liefern die ebenfalls in Abb. 3 dargestellten Bilder des Luft- und Körperschallschallfelds. Es lässt sich erkennen, dass es insbesondere bei der Grundmode der Platte keinerlei dämpfende Wirkung gibt. Für sämtliche Maxima wird eine enge Kopplung des Luft und des Körperschallfeldes deutlich.

Die Wirkung einer mechanischen Dämpfung der Platte (Verlustfaktor $\eta = 0,15$) auf die Durchgangsdämpfung zeigt Abb. 5a. Abgesehen von der geringeren Durchgangsdämpfung in den Maxima ist der Einfluss der (sehr hohen) mechanischen Dämpfung gering. Der Vergleich mit den Ergebnissen des analytischen Modells aus [5] zeigt eine gute Übereinstimmung. Die noch vorhandenen Abweichungen sind wahrscheinlich auf die Unterschiede zwischen den beiden Modellen für die mechanische Dämpfung zurückzuführen. Die in den Abb. 5b und 5c dargestellten Ergebnisbeispiele zeigen einen deutlichen Einfluss sowohl von Änderungen an der Biegesteifigkeit als auch von Änderungen an der Tiefe des Rückvolumens auf den Frequenzgang der Durchgangsdämpfung. Obwohl hier nicht dargestellt, lässt sich Gleiches auch für die Parameter L und m'' feststellen. Es kann geschlussfolgert werden, dass sich durch eine geeignete Wahl der Parameter ein gewünschter Frequenzgang für die Durchgangsdämpfung einstellen lässt.

Eine solche gezielten Auslegung liefert die durchgeführte Optimierung, bei der nach derjenigen Kombination von Parametern gesucht wurde, die eine Durchgangsdämpfung von mindestens 10 dB über ein möglichst breites Frequenzband liefert. Abb. 4 zeigt das Ergebnis, bei dem

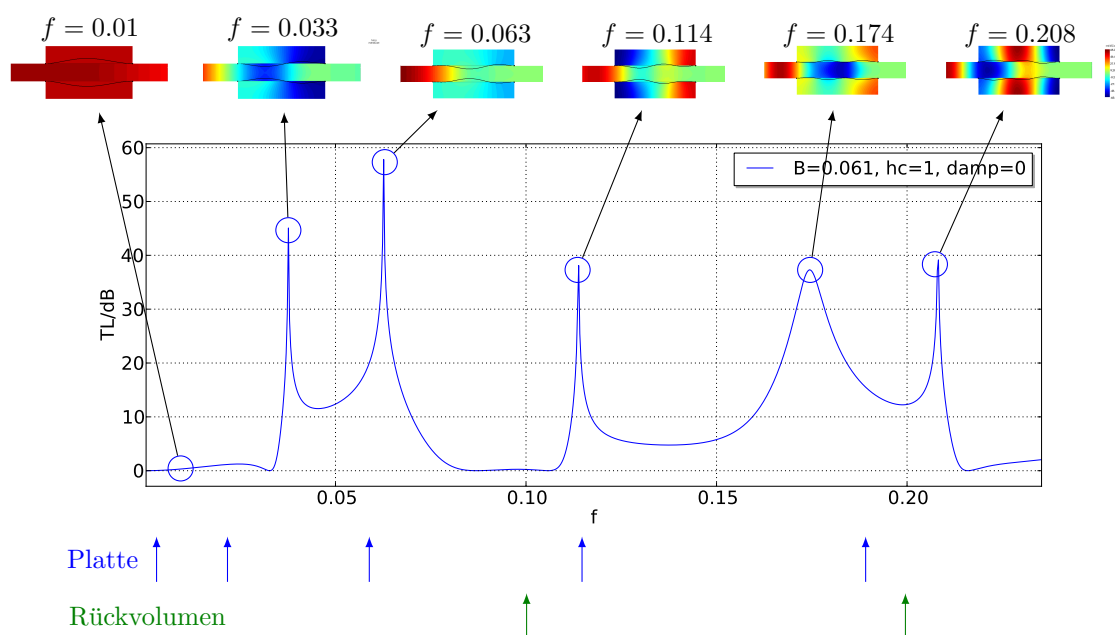


Abbildung 3: Durchgangsdämpfungsmaß D_d für den Beispielfall $h_c = 1, L = 5, B' = 0.061, m'' = 2.75$, oben: Realteil des Schalldrucks sowie Auslenkung der Platte, unten: Eigenfrequenzen der Platte nach (2) und des Rückvolumens nach (3)

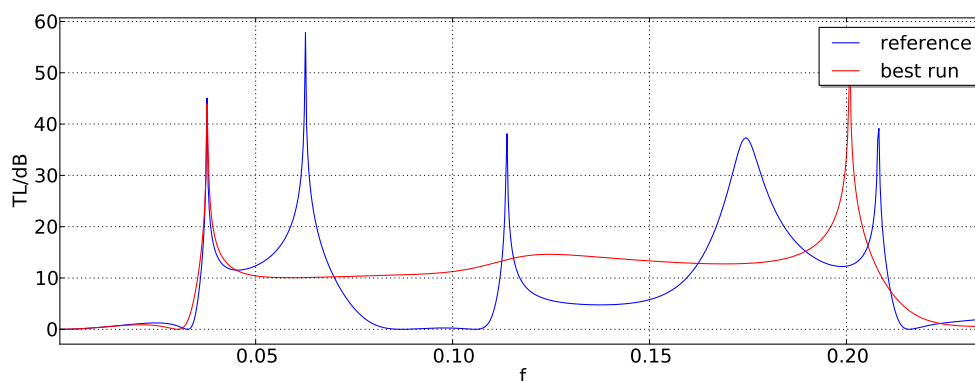


Abbildung 4: Ergebnis der Optimierung: bester Fall ($h_c = 1, L = 5, B' = 0,000114, m'' = 4,9$)

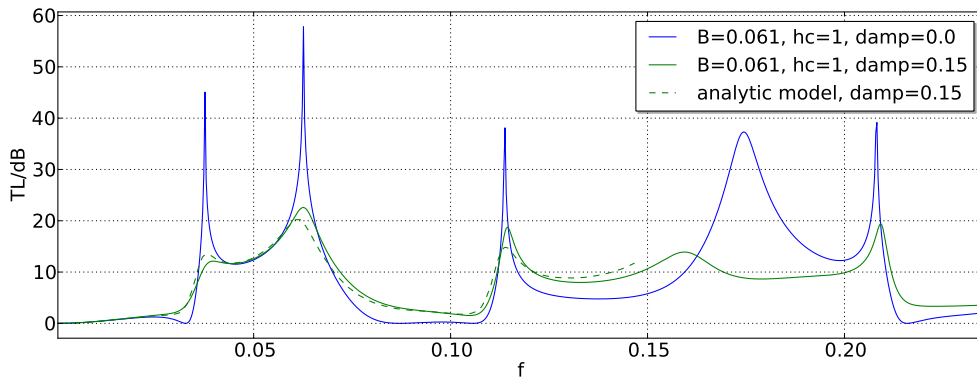
diese Durchgangsdämpfung über 2,4 Oktaven erzielt werden konnte. Dabei wurde vorausgesetzt, dass das Rückvolumen und die Platte nicht größer sein dürfen als im Referenzfall (Abb. 3).

Zusammenfassung

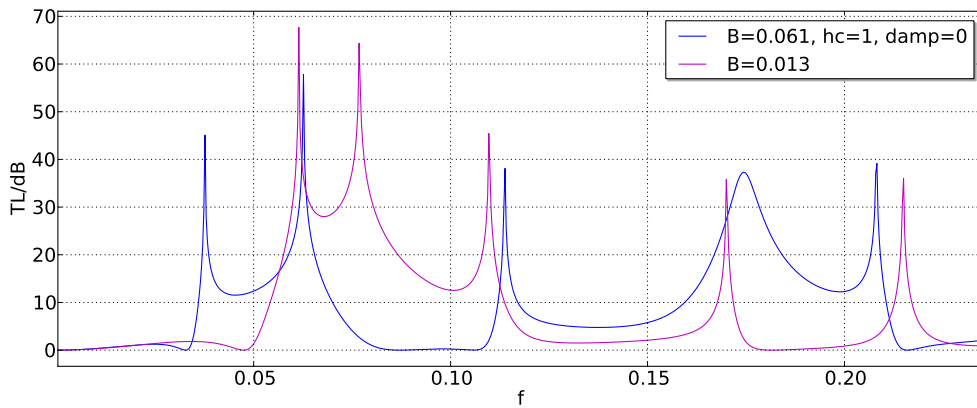
Für die Berechnung von Schalldämpfern mit Platten/Membran-Auskleidung konnte erfolgreich ein Finite-Elemente-Modell verwendet werden, das prinzipiell auch über existierende analytische Modelle hinausgehende Aussagen erlaubt. Für die Erklärung der Wirkungsweise muss zwingend die Kopplung von Luft- und Körperschallausbreitung berücksichtigt werden. Bei geeigneter Wahl der Konstruktionsparameter ist eine breitbandig wirksame Auslegung des Schalldämpfers möglich.

Literatur

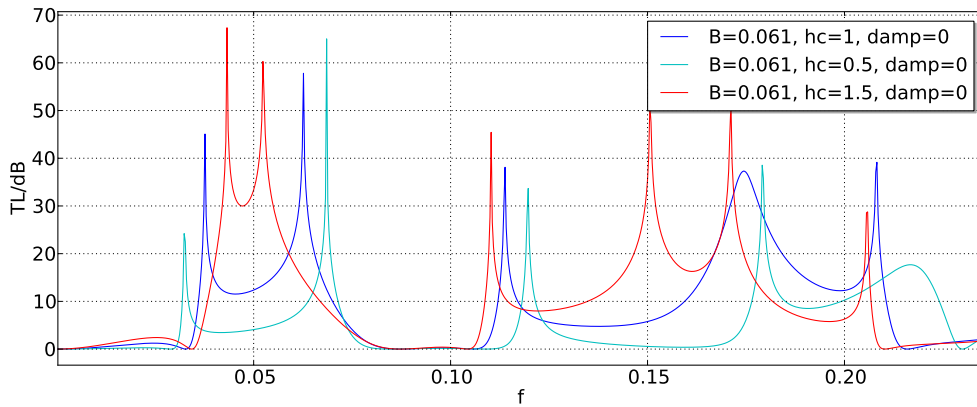
- [1] F Mechel and N Kiesewetter. Schallabsorber aus kunststoff-folie. *Acta Acustica united with Acustica*, 47(2):83–88, 1981.
- [2] N Kiesewetter. Impedance and resonances of a plate before an enclosed air volume. *Acta Acustica united with Acustica*, 61(3):213–217, 1986.
- [3] Lixi Huang. Broadband sound reflection by plates covering side-branch cavities in a duct. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 119(5):2628–2638, 2006.
- [4] Helmut V Fuchs. *Schallabsorber und Schalldämpfer: Innovative Akustik-Prüfstände*. Springer-Verlag, 2013.
- [5] Chunqi Wang. *Development of a broadband silencer in flow duct*. PhD thesis, The Hong Kong Polytechnic University, 2008.
- [6] Lothar Cremer and Manfred Heckl. *Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer-Verlag, 1995.
- [7] Actran 15.0 user's guide. Free Field Technologies, 2015.



(a) Variation der mechanischen Dämpfung der Platte (Verlustfaktor) sowie Vergleich mit analytischem Modell aus [5]



(b) Variation der Biegesteifigkeit B



(c) Variation der Tiefe des Rückvolumens h_c

Abbildung 5: Auswirkung der Variation verschiedener Parameter auf die Durchgangsdämpfung

[8] Christophe Geuzaine and Jean-François Remacle. Gmsh: A 3-d finite element mesh generator with built-in pre-and post-processing facilities. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 79(11):1309–1331, 2009.