

Untersuchung des Einflusses der Stoßstellendämpfung auf die Schalldämmung im Hochbau

Dirk Clasen¹, Sabine Langer², Martin Schanz³

¹ Institut für Angewandte Mechanik, TU Braunschweig, D-38106 Braunschweig, Email: d.clasen@tu-braunschweig.de

² Institut für Angewandte Mechanik, TU Braunschweig, D-38106 Braunschweig

³ Institut für Allgemeine Mechanik, TU Graz, A-8010 Graz

Einleitung

Bisher werden Dämpfungsmechanismen nicht systematisch genutzt, um die Schalldämmung im Hochbau zu verbessern. Eine genauere Untersuchung dieser Dämpfungsmechanismen erscheint aufgrund der Ergebnisse des von der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt (PTB) durchgeführten Ringversuchs sinnvoll, dessen Ergebnisse in [4] vorgestellt wurden.

Im Rahmen eines DFG-Projekts, dass in Zusammenarbeit mit der PTB bearbeitet wird, sollen nun unterschiedliche mechanische Modelle zur Beschreibung verschiedener Dämpfungsmechanismen untersucht und auf ihre Eignung hin bewertet werden. Diese Modelle werden dann durch numerische Verfahren umgesetzt, mit deren Hilfe der Einfluss dieser Dämpfungsmechanismen auf die Schalldämmung gezielt untersucht werden kann [1]. Im vorliegenden Artikel soll im besonderen der Anschluss eines Trennbauteils an die flankierenden Bauteile sowie der Einfluss von visko-elastischen Materialparametern für das Trennbauteil analysiert werden.

Modellbildung

Als Diskretisierungsverfahren wird die Finite Elemente Methode gewählt, die sowohl für die Behandlung von strukturdynamischen Problemen als auch für die Betrachtung von akustischen Innenraumproblemen geeignet ist [3]. Alle Berechnungen werden im Frequenzbereich durchgeführt, für den ein eingeschwungener Zustand vorausgesetzt wird. Das betrachtete Fluidgebiet soll ideal und kompressibel sein, so dass die Helmholtzgleichung gilt. Die Modellierung des Trennbauteils erfolgt auf Grundlage der Mindlinschen Plattentheorie. Basierend auf dem Hamiltonschen Prinzip wird eine FE-Formulierung für die beiden Teilgebiete entwickelt. Nach Durchführung der Diskretisierung erhält man

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{w} = +\mathbf{C} \mathbf{p}^{(i)} \quad (1)$$

für die Struktur und

$$(\mathbf{K}_1 - \kappa^2 \mathbf{K}_2) \mathbf{p} = +\rho \omega^2 \mathbf{C}^T \mathbf{w}^{(i)} \quad (2)$$

für das Fluid. Hierin ist \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix, \mathbf{K}_1 die Kompressibilitätsmatrix, \mathbf{M} und \mathbf{K}_2 die Massenmatrix der Struktur sowie des Fluids. κ ist die Wellenzahl. Die Unbekannten sind der Fluiddruck \mathbf{p} der Luft und die Durchbiegung \mathbf{w} des Trennbauteils. Die Kopplungsmatrix \mathbf{C} ergibt sich aus der diskretisierten Form der virtuellen Arbeit an den Kontaktflächen $\Gamma^{(i)}$, die durch die

Interaktionskräfte verursacht werden

$$\mathbf{C} = \int_{\Gamma^{(i)}} \mathbf{N}_S^T \mathbf{N}_F d\Gamma^{(i)}. \quad (3)$$

Darin enthält \mathbf{N}_S die Formfunktionen der Struktur und \mathbf{N}_F die Formfunktionen der Oberfläche des Fluids. Details zur FE-Formulierung können beispielsweise [2] entnommen werden. In [1] wurde bereits eine effiziente Implementierung dieser Formulierung vorgestellt, die im folgenden um eine genauere Modellierung der Stoßstellen erweitert werden soll.

Bisher wurde der Anschluß des Trennbauteils an die flankierenden Bauteile nur ideal gelenkig oder allseitig voll eingespannt analysiert. Im Modell des Wandprüfstandes ist das Trennbauteil umlaufend mit Silikon an das flankierende Bauteil angeschlossen. Diese Art der Lagerung entspricht keiner der beiden Idealisierungen.

Um nun die Lagerung des Trennbauteils im numerischen Modell genauer zu erfassen, wurde das Trennbauteil am Rand auf Feder-Dämpfer-Systeme gebettet. Die für die Simulation benötigten Kennziffern für diese Feder-Dämpfer-Systeme wurden von der PTB durch Messungen bestimmt.

Numerisches Beispiel

Zwei aus Luft bestehende Fluidgebiete ($c=346$ m/s, $\rho=1.2$ kg/m³) sind durch ein Trennbauteil aus Acrylglas verbunden (siehe Abbildung 1).

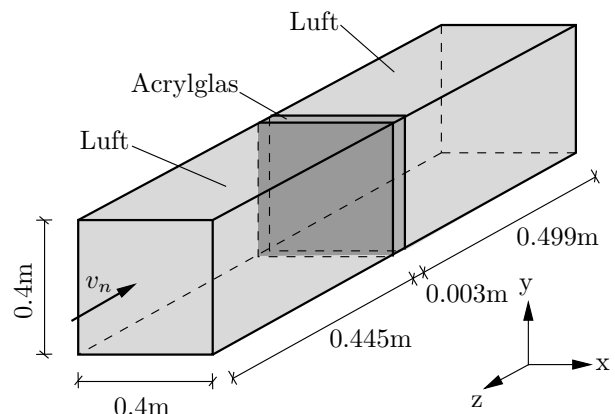


Abbildung 1: Untersuchung des Einflusses der Lagerung des Trennbauteils auf die Schalldämmung: zwei Fluidgebiete (Luft), die über ein Trennbauteil (Acrylglas) verbunden sind.

Die viskoelastischen Materialparameter des Acrylglases wurden ebenso wie die Materialparameter des Sili-

kons experimentell bestimmt. Angeregt wird das System durch eine schnelle $v_n = 1\text{ m/s}$ auf der Stirnseite des Senderraumes. Alle übrigen freien Oberflächen der beiden Fluidgebiete werden als schallhart angenommen. Die Berechnungen werden im Frequenzbereich von 880 Hz bis 1150 Hz durchgeführt.

Im ersten Schritt soll der Einfluss der nicht idealen Einspannung auf die Schallpegeldifferenz betrachtet werden. Wie in Abbildung 2 zu erkennen ist, ist der Einfluss der Silikonfuge, die das Trennteil mit den flankierenden Bauteilen verbindet, vernachlässigbar klein. Die Steifig-

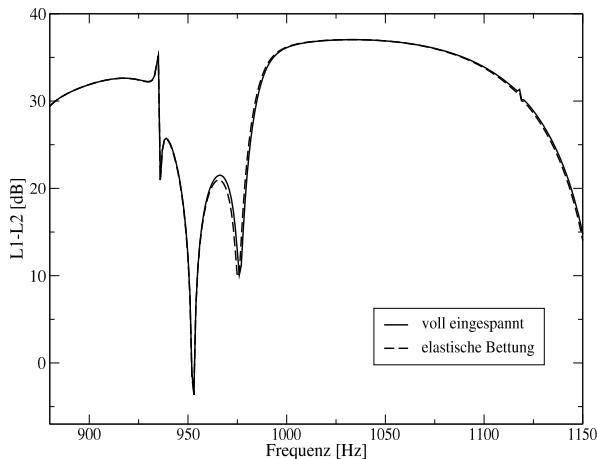


Abbildung 2: Schallpegeldifferenz $L_1 - L_2$ über der Frequenz für ein voll eingespanntes und ein elastisch gebettetes Trennteil

keiten, die bei der Bestimmung der Materialparameter des Silikons ermittelt wurden, sind derart hoch, dass sie einer vollständigen Einspannung nahezu äquivalent sind.

In einem weiteren Schritt wurde der Einfluss der Materialdämpfung des Trennteils untersucht. In Abbildung 3 sind die Schallpegeldifferenzen für Trennteile mit linear-elastischen und visko-elastischen Materialparametern dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die zusammen-

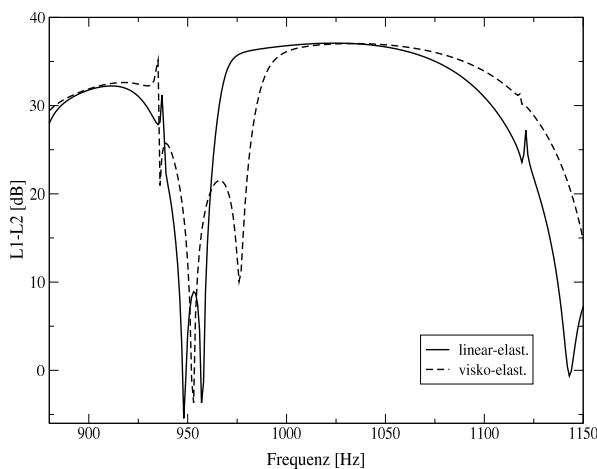


Abbildung 3: Schallpegeldifferenz $L_1 - L_2$ über der Frequenz: Vergleich eines Trennteils mit linear-elastischen und visko-elastischen Materialparametern

gehörigen Eigenfrequenzen beim Trennteil mit visko-

elastischen Parametern erst bei höheren Frequenzen auftreten. Die Verwendung des linear-elastischen E-Moduls liefert somit signifikant unterschiedliche Ergebnisse.

Vergleicht man nun die Ergebnisse der Simulation mit denen der Messung (siehe Abbildung 4), so ist zu erkennen, dass die Simulation die Schallpegeldifferenz der Messung deutlich überschätzt. Desweiteren ist bei der Messung bei

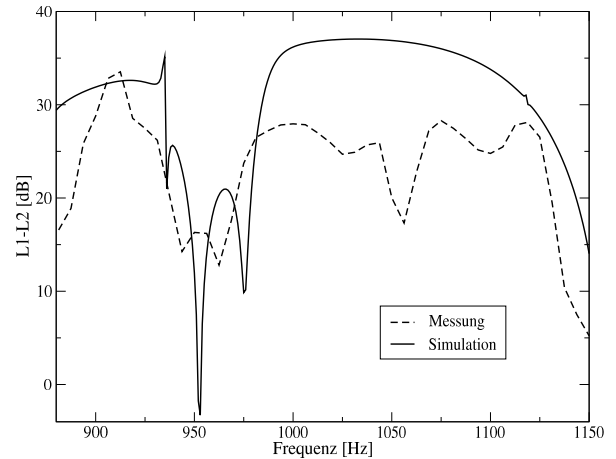


Abbildung 4: Schallpegeldifferenz $L_1 - L_2$ über der Frequenz: Vergleich von Messung und Simulation

etwa 1060 Hz eine weitere Eigenfrequenz zu beobachten, die in der Simulation nicht erfasst wird und offensichtlich den flankierenden Bauteilen zuzuordnen ist, die in dieser Simulation nicht berücksichtigt werden.

Zusammenfassung

Im vorliegenden Artikel wurde der Einfluss verschiedener Dämpfungsmechanismen auf die Schalldämmung untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die Bettung durch das Silikon, das das Trennteil mit den flankierenden Wänden verbindet, annähernd als Einspannung angesehen werden und die visko-elastischen Materialparameter für das Trennteil anzuwenden sind.

Literatur

- [1] D. Clasen, S. Langer, M. Schanz. Efficient Simulation of Sound Insulation in Building Acoustics. Fortschritte der Akustik DAGA '04, 2004, 303–304
- [2] S. Langer, H. Antes. Analyses of Sound Transmission through Windows by coupled Finite and Boundary Element Methods. Acta Acustica united with Acustica **89**, 2003, 78–85
- [3] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor. The finite element method. McGraw-Hill, 1989
- [4] A. Meier. Die Bedeutung des Verlustfaktors bei der Bestimmung der Schalldämmung im Prüfstand. Dissertation Shaker-Verlag, 2000