

Waldemar Maysenhölder

**Bedarfsgerechte Erhöhung der  
Schalldämmung von Bauteilen  
(Wänden, Decken, Fassaden) mittels  
eines neuen Wirkprinzips einsetzbar  
im Neubau und Bestand**

F 2965

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlussberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2015

ISBN 978-3-8167-9550-6

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

**Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69  
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12  
70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00  
Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

[www.irb.fraunhofer.de/tauforschung](http://www.irb.fraunhofer.de/tauforschung)

IBP-Bericht B-BA 3/2015

**Bedarfsgerechte Erhöhung der Schalldämmung  
von Bauteilen (Wänden, Decken, Fassaden)  
mittels eines neuen Wirkprinzips einsetzbar  
im Neubau und Bestand**

Dieser Forschungsbericht wurde mit Mitteln  
der Forschungsinitiative "Zukunft Bau"  
des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und  
Raumforschung gefördert. (Aktenzeichen:  
II 3-F20-12-1-2003 / SWD-10.08.18.7-13.19)

Waldemar Maysenhölder

Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP

Forschung, Entwicklung,  
Demonstration und Beratung auf  
den Gebieten der Bauphysik

Zulassung neuer Baustoffe,  
Bauteile und Bauarten

Bauaufsichtlich anerkannte Stelle für  
Prüfung, Überwachung und Zertifizierung

**Institutsleitung**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Sedlbauer

IBP-Bericht B-BA 3/2015

## **Bedarfsgerechte Erhöhung der Schalldämmung von Bauteilen (Wänden, Decken, Fassaden) mittels eines neuen Wirkprinzips einsetzbar im Neubau und Bestand**

Dieser Forschungsbericht wurde mit Mitteln  
der Forschungsinitiative "Zukunft Bau" des  
Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raum-  
forschung gefördert. (Aktenzeichen:  
II 3-F20-12-1-2003 / SWD-10.08.18.7-13.19)


Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes  
liegt beim Autor.

Der Bericht umfasst  
78 Seiten und 81 Abbildungen

Waldemar Maysenhölder

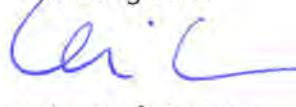
Stuttgart, 11. Juni 2015

Institutsleiter



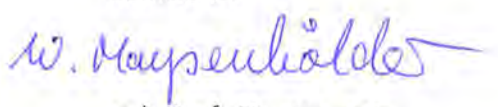
Univ.-Prof. Dr.-Ing.  
Klaus Sedlbauer

Abteilungsleiter



Univ.-Prof. Dr.-Ing.  
Philip Leistner

Bearbeiter



apl. Prof. Dr. rer. nat.  
W. Maysenhölder

# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Theorie</b>	<b>6</b>
2.1	Hintergrund	6
2.2	Vom Halbraum zum Quaderraum: Kanalmodell	13
2.3	Numerische Berechnungen mit COMSOL	18
2.3.1	2D-Kanalmodell	18
2.3.2	3D-Kanalmodell	26
2.3.3	Luftschallintensität	30
2.3.4	Querkontraktion der elastischen Schicht	33
2.3.5	Resonatoren für tiefe Frequenzen	34
2.3.6	Auslegung der Prüflinge für den Türprüfstand	35
<b>3</b>	<b>Messungen</b>	<b>40</b>
3.1	Fensterprüfstand	40
3.2	Übertragungsfunktionen	45
3.3	E-Modul und Verlustfaktor von Sylomer	45
3.4	Impedanzkanal	46
3.4.1	Lautsprecher als Kolbenstrahler	47
3.4.2	Gipskartonplatte mit Resonatoren	48
3.4.3	Doppelschalige Aufbauten	51
3.5	Türprüfstand	55
<b>4</b>	<b>Schlussbemerkungen</b>	<b>74</b>
<b>5</b>	<b>Mitwirkung</b>	<b>77</b>
<b>6</b>	<b>Literatur</b>	<b>77</b>

# 1 Einleitung

Resonanzeffekte verursachen bei der Schalldämmung von Bauteilen im Bereich tiefer bis mittlerer Frequenzen (50 Hz bis 500 Hz) erhebliche Verschlechterungen. Doppelschalige Gipskarton-Ständerwände sind dafür ein typisches Beispiel; Massivwände mit Wärmedämmverbundsystem (WDVS) sind ebenfalls betroffen (Bild 1).

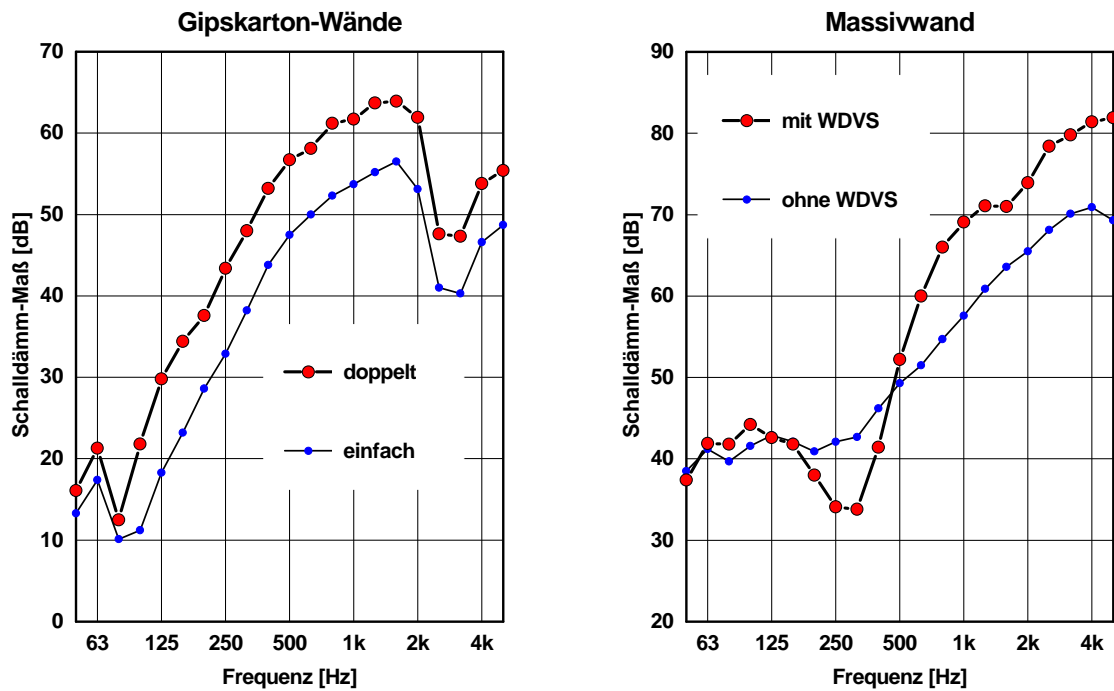


Bild 1: Gemessene Schalldämmung einer einfach bzw. doppelt beplankten Gipskarton-Ständerwand (mit Ständerprofil CW 50; links) und einer Massivwand aus Kalksandstein ohne und mit Wärmedämmverbundsystem (rechts)

Die Minima im Schalldämmungsverlauf bei ungefähr 80 Hz bzw. 300 Hz lassen sich mithilfe eines einfachen Masse-Feder-Masse-Modells erklären, das außerdem oberhalb der Resonanzfrequenz einen steilen Anstieg mit 18 dB/Oktave vorhersagt. Durch Erhöhung der Dämpfung kann der Schalldämmungseinbruch im Prinzip reduziert werden. In der Baupraxis ist dies allerdings keine ausreichende realistische Lösung. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Resonanzfrequenz zu tieferen Frequenzen zu verschieben, um mehr von dem sich anschließenden steilen Anstieg zu profitieren. Diese Strategie wurde in der Tat bei Ständerwänden verfolgt, nämlich die Resonanzfrequenz unter 100 Hz zu drücken, damit das Minimum sich im bewerteten Schalldämm-Maß  $R_w$ , das aus den Terzwerten von 100 Hz bis 3.15 kHz ermittelt wird, weniger stark auswirkt. Da dies der Lärmbelastung durch tiefe Frequenzen nicht Rechnung trägt,

wurden Spektrumanpassungskoeffizienten eingeführt, die bei einer Beurteilung zu  $R_w$  gegebenenfalls addieren sind. Im Falle der doppelt beplankten Wand in Bild 1 erhält man die Werte  $R_w = 50$  dB und  $C_{tr 50 \text{ Hz} \dots 5 \text{ kHz}} = -18$  dB, was die Wirkung des Resonanzeinbruchs drastisch zum Ausdruck bringt. Die Resonanzfrequenz sollte also noch viel weiter zu tieferen Frequenzen verschoben werden. Gemäß der Formel für die Resonanzfrequenz eines Masse-Feder-Masse-Systems im Vakuum,

$$(1.1) \quad f_{\text{MFM}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s_d}{m_r}}, \quad \text{wobei} \quad m_r = \frac{m_L m_R}{m_L + m_R},$$

mit der dynamischen Steife  $s_d$  [N/m<sup>3</sup>] und den (flächenbezogenen) Massen  $m_L$  und  $m_R$  [kg/m<sup>2</sup>] kann dies durch Verringerung der "Federsteife"  $s_d$  und durch Erhöhung der "reduzierten Masse"  $m_r$  erreicht werden. Soll  $f_{\text{MFM}}$  beispielsweise eine Oktave tiefer liegen, könnte man entweder  $s_d$  viermal weicher machen oder  $m_r$  viermal schwerer. Bei der Ständerwand stellt die Luft im Hohlraum die Feder dar. Sie kann nur durch "Verlängerung" weicher gemacht werden: Die Hohlraumtiefe müsste z. B. von 5 cm auf 20 cm erhöht werden. Dies ist ebenso unerwünscht wie eine Vervierfachung der Massen. Das Schallschutzproblem lässt sich offenbar so nicht wirklich lösen.

Beide Strategien – Erhöhen der Dämpfung und Verschieben der Resonanz zu tiefen Frequenzen – zielen darauf ab, die Schwingungen der Wand im besonders "sensiblen" Frequenzbereich zu verringern. Dies wurde jahrzehntelang mit gewissem Erfolg praktiziert, ohne jedoch zu endgültig befriedigenden Lösungen zu führen, die bekanntlich auch viele nicht-akustische Anforderungen hinsichtlich Platzbedarf, Gewicht, Kosten, Umweltfreundlichkeit, etc. erfüllen müssen.

Die Schalltransmission durch ein Bauteil kann in zwei Vorgänge aufgeteilt werden: (i) Das Luftschallfeld im Senderraum regt das Bauteil zu Schwingungen an. (ii) Die Schwingungen des Bauteils führen zur Abstrahlung eines Luftschallfelds im Empfangsraum. Gelänge es, die Abstrahlung des Bauteils auf der Empfangsseite zu verringern, wäre damit die Schalldämmung auch ohne Reduktion der Bauteilschwingungen verbessert. Die Idee zu diesem Ansatz wurde durch die russische Arbeit [1] angeregt, die sich zwar nicht mit Schalldämmung, aber mit der Abstrahlung von schwingenden Platten befasst, auf denen flache Resonatoren angebracht sind. Wenn destruktive Interferenz – vulgo ein "akustischer Kurzschluss" – auftritt, wird die Abstrahlung wirkungsvoll unterdrückt. Wenn diese Resonatoren auf der Empfangsseite des schalldämmenden Bauteils montiert werden, wird sich bei den Frequenzen, bei denen destruktive Interferenz stattfindet, entsprechend die Schalldämmung erhöhen.

Auch bei unsymmetrischen Bauteilen ist die Schalldämmung im Prinzip unabhängig davon, auf welcher Seite sich das anregende Luftschallfeld befindet.

(Dies gilt i. A. nicht für die Schallreflexion und -absorption!) Vertauscht man also Sende- und Empfangsraum, wird der anregende Luftschall auf die Resonatoren treffen, die im Falle destruktiver Interferenz dafür sorgen, dass das Bauteil in geringerem Maße zu Schwingungen angeregt wird. Die Abstrahlung auf der jetzigen Empfangsseite dagegen ist nicht behindert, liefert aber wegen der geringeren Bauteilschwingungen entsprechend höhere Schalldämmung. Aus theoretischer Sicht ist es daher gleichgültig, auf welcher Seite die Resonatoren angebracht werden. In der Praxis dagegen wird es bei unsymmetrischer "Umgebung" des (unsymmetrischen) Bauteils gewisse, aber vermutlich keine gravierenden Unterschiede geben.

Die Arbeit [1] von Stepanov erschien 1998. Eine bauakustische Anwendung zur Verbesserung der Schalldämmung scheint – zumindest im "Westen" – nicht stattgefunden zu haben. Das mag zum einen daran liegen, dass Bauakustikern die Zeitschrift Acoustical Physics in der Regel nicht bekannt ist, zum andern daran, dass Herstellung und Anbringung der Resonatoren Aufwand erfordert oder Resonatoren an den Außenseiten eines Bauteils generell unerwünscht sind.

Eine Verbesserung der Schalldämmung ohne erhöhten Aufwand wäre sicherlich schön, dürfte aber illusorisch sein. Die Frage ist, welcher Art der Aufwand ist und wieviel ein zusätzliches Dezibel Schalldämmung kosten darf. Im hier beschriebenen Vorhaben geht es darum, den Ansatz "Unterdrückung der Abstrahlung" im Schalldämmungskontext auszuloten. Die Dicke und die Masse eines Bauteils soll dabei nicht wesentlich erhöht werden, und bei der Realisierung sollen auch wirtschaftliche Gesichtspunkte berücksichtigt werden. Schließlich soll untersucht werden, ob der gewünschte Effekt auch dann eintritt, wenn bei einer doppelschaligen Ständerwand die Resonatoren nicht außen, sondern auf der inneren Seite einer Schale, also im Hohlraum, angebracht werden. Dies würde die Akzeptanz solcher Lösungen erheblich steigern.

Beim Vergleich mit dem Stand der Technik und dem konventionellen Vorgehen stellt sich die Frage nach der Referenzwand. Da Resonatoren einen gewissen Massezuwachs verursachen und auch die Dämpfung erhöhen, ist ein Vergleich einer Wand mit Resonatoren mit der gleichen Wand ohne Resonatoren nicht ganz fair. Die Wand ohne Resonatoren gleich schwer zu machen wie die mit Resonatoren ist im Prinzip möglich. Man verändert aber dabei auch die Biegesteife – es sei denn, man beschwert mit "Punktmassen" – und damit das Schwingungsverhalten der betroffenen Wandschale. Dies bedeutet, dass man bei der Beurteilung von neuen Lösungen im Vergleich zu den üblichen Konstruktionen pragmatisch vorgehen und bevorzugt praxisgemäße Aufbauten heranziehen sollte.

Die Beschreibung der Ergebnisse unseres Vorhabens gliedert sich folgendermaßen: Kapitel 2 behandelt die theoretische Seite, ausgehend von einer Analyse der Stepanovschen Arbeit [1] über ein zweidimensionales analytisches "Kanalmodell" mit Formeln für die Resonatorauslegung bis zu numerischen Berechnungen mit dem Finite-Elemente-Programm COMSOL. Die durchgeführten Messungen werden im Kapitel 3 vorgestellt, sortiert nach den benutzten Prüf-



räumen bzw. Messtechniken, was teilweise auch der chronologischen Reihenfolge entspricht. COMSOL-Berechnungsergebnisse, die direkt mit Messergebnissen verglichen werden können, finden sich in den Diagrammen der Messkurven, also ebenfalls im Kapitel 3.

Im Interesse eines kompakten Berichts wird auf Vollständigkeit verzichtet und das Wesentliche herausgearbeitet. Damit bleiben gewisse Aspekte und Details unberücksichtigt, können aber bei einer Fortsetzung der Thematik jederzeit wieder aufgegriffen werden. Im umfangreichen Anhang zum Protokoll der Arbeitskreissitzung am 12. 2. 2014 sind einige Punkte aus der ersten Phase des Projekts ausführlicher dokumentiert [2]. Weitere Quellen sind in den folgenden Abschnitten genannt.

## 2 Theorie

### 2.1 Hintergrund

Im Vorfeld des Projekts wurde eine Master-Arbeit [3] vergeben, die in erster Linie eine Analyse der grundlegenden Arbeit von Stepanov [1] zum Thema hatte. Dies schien angesichts der (typisch russischen) Kürze der Darstellung angezeigt. Bild 2 skizziert eine starre rechteckige Platte, deren Oberfläche schachbrettartig aufgeteilt ist. Auf den "schwarzen" Feldern sitzen (identische) flache Resonatoren. Wenn die Oberflächen der Resonatoren und die dazwischen liegenden unbedeckten Bereiche der Grundplatte mit gleicher Amplitude und gegenphasig schwingen, können sich die im Nahfeld der periodischen Oberfläche entstehenden Druckschwankungen entgegengesetzten Vorzeichens weitgehend ausgleichen, sofern die (rechteckigen) Schachbrettfelder relativ zur Luftschallwellenlänge klein sind ("akustischer Kurzschluss", destruktiven Interferenz). Damit dies funktioniert, muss auch die Dicke der Resonatoren klein sein.

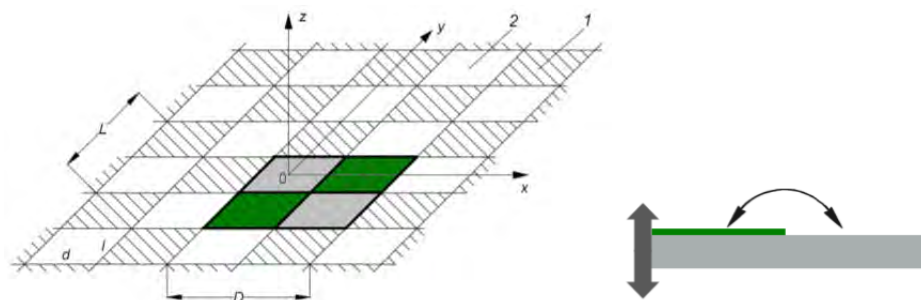


Bild 2:

Links: Schachbrettartige Aufteilung der Oberfläche einer starren Platte. Die "schwarzen" Felder sind mit Resonatoren bestückt. Die grün und grau gefärbten rechteckigen Felder bilden eine Einheitszelle der periodischen Struktur. Rechts: Schnitt durch die Einheitszelle mit Andeutung der Plattenschwingung und des "akustischen Kurzschlusses" (aus [3]).

Ein Resonator (Bild 3) besteht aus einer elastischen Schicht (Dicke  $h_1$ , Masse pro Fläche  $m_1$ , komplexe Schallgeschwindigkeit für Longitudinalwellen  $\tilde{c}_1$ ) und einer starren Deckplatte (Dicke  $h_2$ , Masse pro Fläche  $m_2$ ).



Bild 3:  
Aufbau eines Resonators im Modell von Stepanov (aus [3]).

Die starre Grundplatte schwingt senkrecht zu ihrer Oberfläche (in z-Richtung) mit vorgegebener (reeller) Schnelleamplitude  $V_z^0$ ; sie braucht daher nicht näher charakterisiert werden. Die (komplexe) Schnelleamplitude  $V_z^1 e^{i\theta}$  der Deckplatte ergibt sich aus der Übertragungsfunktion

$$(2.1) \quad f_{\text{rf}} = \frac{V_z^1 e^{i\theta}}{V_z^0} = \frac{1}{\cos \tilde{\varphi}_1 - \frac{m_2}{m_1} \tilde{\varphi}_1 \sin \tilde{\varphi}_1 + i \frac{z_3}{\rho_1 \tilde{c}_1} \sin \tilde{\varphi}_1}, \quad \tilde{\varphi}_1 = \frac{\omega h_1}{\tilde{c}_1},$$

wobei der zeitharmonische Faktor zu  $\exp[-i\omega t]$  angenommen wird und Querkontraktionen der elastischen Schicht ignoriert werden.  $z_3$  bezeichnet die Strahlungsimpedanz der angrenzenden Luft, die beschreibt, wie die Schwingung der Deckplatte durch den abgestrahlten Schall beeinflusst wird. Vernachlässigt man diesen Einfluss des Fluids über der Platte, was bei Luft oft gerechtfertigt ist, erhält man aus (2.1) mit weiteren Abkürzungen  $\tau_c$  (komplex) und  $\mu$  (reell)

$$(2.2) \quad f_{\text{rf}}(\omega) = \frac{1}{\cos[\omega\tau_c] - \mu\omega\tau_c \sin[\omega\tau_c]}, \quad \tau_c = \frac{h_1}{\tilde{c}_1}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}.$$

Die relative Bewegung von Grund- und Deckplatte wird zusätzlich zur Frequenzabhängigkeit also durch nur drei reelle Kenngrößen bestimmt, nämlich durch die Laufzeit der Longitudinalwellen für die Durchquerung der elastischen Schicht, deren Dämpfung und das Massenverhältnis zwischen Deckplatte und elastischer Schicht.

Stepanov nimmt an, dass die Grundplatte wie ein starrer Kolben in z-Richtung schwingt und in den luftgefüllten Halbraum  $z > 0$  abstrahlt. Wenn die Grundplatte unendlich groß ist, kann die durch die Resonatoren bewirkte Reduktion der abgestrahlten Leistung mit der Formel

$$(2.3) \quad \Delta L = 10 \lg \frac{4}{|f_{\text{rf\_weiß}} + f_{\text{rf\_schwarz}}|^2}$$

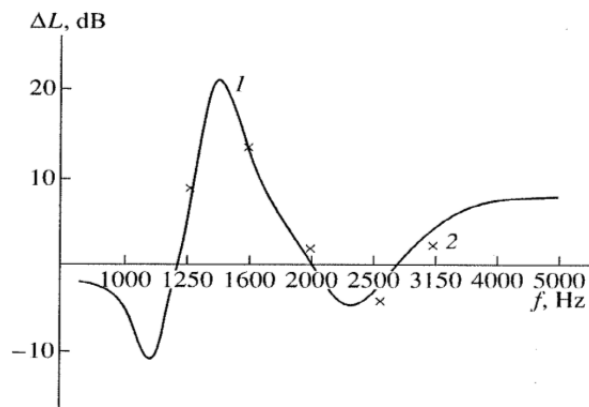
(in dB) berechnet werden, sogar für den Fall, dass auch auf den weißen Schachbrettfeldern Resonatoren sitzen, die durch die Übertragungsfunktion  $f_{\text{rf\_weiß}}$  charakterisiert werden. Wenn die weißen Felder keine Resonatoren tragen, ist  $\tau_{\text{c\_weiß}} = 0$ , d. h.  $f_{\text{rf\_weiß}} = 1$ , zu setzen.

Im Grenzfall  $\omega \rightarrow 0$  findet keine Reduktion statt ( $\Delta L \rightarrow 0$ ), da beide Übertragungsfunktionen gegen eins streben. Beim Grenzfall  $\omega \rightarrow \infty$  ist zu unterscheiden, ob die Platte nur zur Hälfte oder vollständig mit Resonatoren besetzt ist. Wegen  $f_{\text{rf}}(\omega \rightarrow \infty) \rightarrow 0$  (falls  $\mu \neq 0 \neq \tau_{\text{c}}$ ) ergibt sich im ersten Fall

$\Delta L \rightarrow 10 \lg 4 \approx 6 \text{ dB}$ , im zweiten  $\Delta L \rightarrow \infty$ . Eine vollständige Belegung der Platte mit genügend tief abgestimmten Resonatoren könnte also die Abstrahlung im Hörbereich ideal unterdrücken. Wenn alle Resonatoren gleich sind ( $f_{\text{rf\_schwarz}} = f_{\text{rf\_weiß}}$ ), entspricht diese Belegung einer Vorsatzschale, die einfacher zu realisieren ist, weil die Stückelung in Resonatoren entfällt.

Dieser Grenzfall stellt daher eine weitere mögliche Referenz bei der Bewertung der halbflächigen Belegung dar, die bei hohen Frequenzen "nur" 6 dB Verbesserung bewirkt. Der höhere Herstellungsaufwand der "Schachbrettvariante" muss daher durch eine deutlich höhere Wirkung gerechtfertigt werden, und zwar bei den Frequenzen, bei denen die Schalldämmung des "nackten" Bauteils besonders schlecht ist.

Dass dies möglich ist, zeigt Bild 4. Es werden Werte bis 20 dB erreicht. Allerdings treten – wie oft beim Einsatz von Resonatoren – auch Verschlechterungen auf. Die in [1] nicht genannten Resonanzfrequenzen (jeweils erstes Maximum von  $|f_{\text{rf}}|$ ) berechnen sich ungefähr zu 1.1 kHz (mit Aluminiumplatte;  $\mu = 1.43$ ) und 2.3 kHz (ohne Aluminiumplatte;  $\mu = 0$ ).



**Fig. 4.** Noise-reduction efficiency plotted against frequency for a type 2 vibrator coating (see Fig. 3) on a plate measuring  $A \times B = 0.7 \times 0.45$  m: (1) calculated assuming the pistonlike vibration of the plate; (2) experiment, with the plate excited by white noise in one-third-octave frequency band.

Bild 4:

Reduktion der Abstrahlung einer 8 mm dicken Stahlplatte ( $70 \times 45$  cm<sup>2</sup>) durch eine vollflächige, 5 mm dicke elastischen Schicht mit schachbrettartiger Belegung durch quadratische Aluminiumplatten ( $2.5 \times 2.5$  cm<sup>2</sup>, 2 mm dick). Die elastische Schicht wurde durch Schnitte entlang den Aluminiumplattenrändern ebenfalls in quadratische Teilstücke zerlegt. — : Berechnung; x: Messwerte (aus [1]).

Stepanov [1] führt auch die wesentlich aufwendigere Berechnung für eine endliche Platte durch, die in eine schallharte Ebene eingebettet ist. In der Master-Arbeit von Voigt [3] ist dies ausführlich dargestellt. Im Nachgang [4] illustrierte Voigt an Beispielen, wie sich die Abstrahlungsreduktion mit zunehmender Größe der Platte (mit entsprechend ansteigender Anzahl von Resonatoren) dem Ergebnis für die unendliche Platte annähert (Bilder 5 und 6). In beiden Fällen kann schon das 8x8-Schachbrett ungefähr als unendlich groß gelten. Dies bedeutet, dass dann auch die einfache Formel (2.3) als gute Abschätzung benutzt werden kann.

Nicht alle in [1] gezeigten Ergebnisse konnten in [3] reproduziert werden. Z. B. erreichte die in Bild 4 gezeigte Kurve beim Reproduktionsversuch die hohen positiven Werte nicht. Die Ursachen für die Diskrepanzen konnten nicht geklärt werden. Möglicherweise liegt eine Verwechslung bei den Resonatorparametern oder eine falsche Interpretation des in [1] teilweise nur dürftig skizzierten Vorgehens vor.

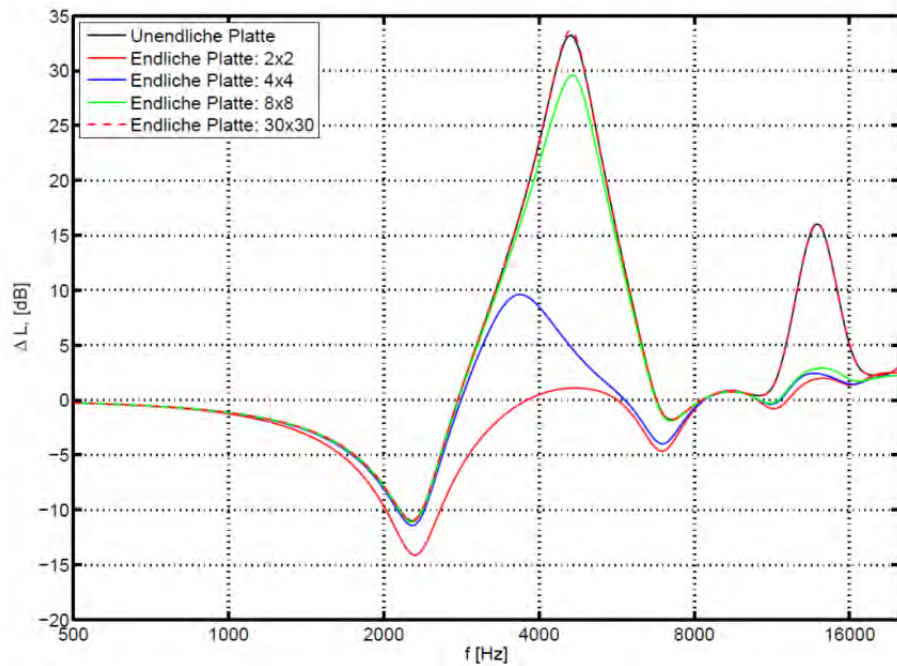


Bild 5:  
Abhängigkeit der Abstrahlungsreduktion von der Plattengröße bei Resonatoren ohne Deckplatte (Abb. 2.1 aus [4])

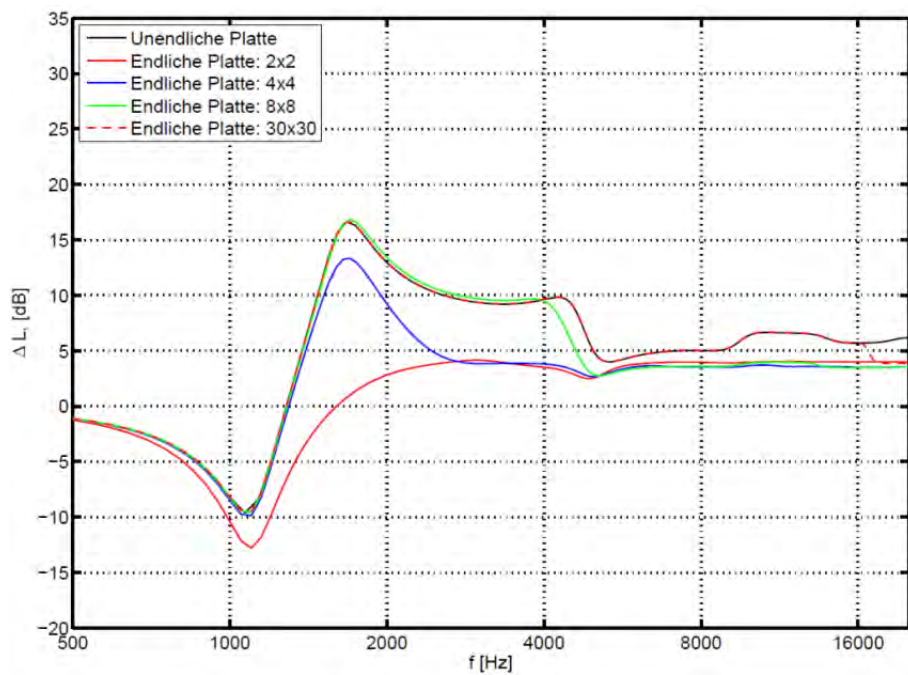


Bild 6:  
Abhängigkeit der Abstrahlungsreduktion von der Plattengröße bei Resonatoren mit Deckplatte (Abb. 2.2 aus [4])

Stepanov hat noch eine zweite Arbeit [5] zu diesem Thema verfasst. Darin wird die bisherige Annahme einer starren und ebenen Grundplatte aufgegeben und Biegewellen und gekrümmte Platten zugelassen. Bei den Biegewellen betrachtet er solche mit Wellenlängen, die kleiner sind als die der Schallwellen in Luft ( $\lambda_B > \lambda_{\text{Luft}}$ ), d. h. Frequenzen oberhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz  $f_c$ . Für spezielle Biegewellenfelder ist eine Korrekturformel zu (2.3) angegeben [5, dort Gl. (3)]. Diese Formel scheint jedoch nicht korrekt zu sein: Aus Symmetriegründen sollten die Sinus-Terme im Nenner gleiches Vorzeichen besitzen. Wählt man korrigierenderweise Plus, erhält man für  $\xi_x d = \xi_y d = \pi/4$  die Korrektur 1.2 dB, wählt man Minus ein komplexes Ergebnis; für den "eindimensionalen" Fall  $\xi_x d = \pi/4$  und  $\xi_y d = 0$  entsprechend -3.0 dB oder  $\infty$  dB. Vermutlich ist daher eher "Plus" wählen. Aber damit gibt es Korrekturen mit negativem Vorzeichen und dem Betrag nach größer als 2 dB, im Gegensatz zur Behauptung im Text. Dieser Punkt blieb unklar, auch deshalb, weil die Ableitung der Korrekturformel nur vage angedeutet und die englische Übersetzung teilweise unverständlich ist. Vorläufig sei angenommen, dass folgende Schlussfolgerung von Stepanov [5] richtig ist: Wenn  $\xi_x d < \pi/4$  und  $\xi_y d < \pi/4$ , also ungefähr  $d < \frac{1}{8}\lambda_B$  ist, sowie  $d < \frac{1}{2}\lambda_{\text{Luft}}$ , dann gilt für die Abstrahlungsreduktion die Abschätzung (2.3) mit einem Abschlag von maximal 1.5 dB. Stepanov argumentiert, dass dies für beliebige Biegewellenfelder gilt (vermutlich weil Anteile mit  $\lambda_B < \lambda_{\text{Luft}}$  "sowieso" nicht abstrahlen).

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die einfache Formel (2.3) unter folgenden Voraussetzungen in brauchbarer Näherung gilt:

- $\rho_1 c_1 \gg \rho_{\text{Luft}} c_{\text{Luft}}$  : Die charakteristische Impedanz der elastischen Schicht muss deutlich größer sein als die der Luft. Sonst kann  $z_3$  in (2.1) nicht vernachlässigt werden.
- $h_1 + h_2 \ll \lambda_{\text{Luft}}$  : Die Resonatoren müssen wesentlich dünner sein als die Luftschallwellenlänge, sonst funktioniert der lokale Druck- und Schnelleausgleich in der Nähe der schwingenden Oberfläche nicht schnell genug.
- $d < \frac{1}{2}\lambda_{\text{Luft}}$  : Die seitlichen Abmessungen der Resonatoren müssen kleiner sein als eine halbe Luftschallwellenlänge ( $d$  : größere Kantenlänge), ebenfalls wegen des Druck- und Schnelleausgleichs (siehe auch Fig. 1 in [5]). Dies gilt auch für bestimmte "atmende" gekrümmte Oberflächen wie die von Zylindern und Kugeln, bei letzteren sogar in der leicht abgeschwächten Form  $d < \frac{2}{3}\lambda_{\text{Luft}}$ .

- $d < \frac{1}{8}\lambda_B$ : Auf eine halbe Biegewellenlänge sollten – Länge nach – mindestens vier "Schachbrettfelder" passen (siehe obige Diskussion).
- $A_{\text{schwarz}} = A_{\text{weiß}}$ : Die Gesamtflächen der schwarzen und weißen Schachbrettfelder sollen gleich groß sein. Bei quadratischen Feldern mit der Kantenlänge  $d$  bedeutet dies, dass die Länge mindestens einer Plattenkante ein geradzahliges Vielfaches von  $d$  sein muss. Aus der Sicht des akustischen Kurzschlusses (siehe Bild 2 rechts) erscheint es sogar von Vorteil, eine spiegelsymmetrische Struktur mit halben Feldern an den Kanten und viertel Feldern an den Ecken zu wählen. Falls die Platte am Rande vergleichsweise wenig schwingt, muss man sich diese Mühe nicht machen und kann sich auf ganze Resonatoren beschränken.
- $r_{\text{Hörer}} > \lambda_{\text{Luft}}$ : Der Abstand zwischen Platte und "Hörer", der die Reduktion wahrnehmen soll, muss größer als eine Luftschallwellenlänge sein. Dies klingt generell plausibel für akustische Kurzschlussphänomene. Für den von Stepanov betrachteten Halbraum und den Empfangsraum bei der Schalldämmung sind jeweils eigenständige detaillierte Betrachtungen anzustellen.

Im Fall einer unendlichen starren Platte, die schachbrettartig mit quadratischen Resonatoren der Kantenlänge  $d$  bedeckt ist, ergibt sich im Halbraum ein exponentieller Abfall des Luftschall-Nahfeldes mit zunehmendem Abstand  $z$  von der Oberfläche gemäß [1] zu

$$(2.4) \quad \exp \left[ -\pi \frac{z}{d} \sqrt{1 - \left( \frac{2d}{\lambda_{\text{Luft}}} \right)^2} \right]$$

(siehe Bild 7). Ins Fernfeld strahlt nur die ebene Welle, deren Amplitude proportional zur Summe  $f_{\text{rf\_weiß}} + f_{\text{rf\_schwarz}}$  der beiden Übertragungsfunktionen ist.

Wenn bei einer bestimmten Frequenz diese Summe (Real- und Imaginärteil!) verschwindet, reduziert sich das Schallfeld auf das Nahfeld, d. h. es wird keine Schalleistung abgestrahlt.

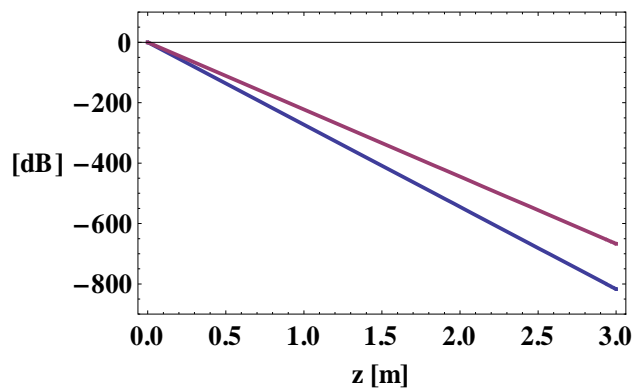


Bild 7:  
Abfall des Nahfeld-Schalldrucks nach Gl. (2.4) mit  $d = 10\text{cm}$   
für 100 Hz (—) und 1 kHz (—).

## 2.2 Vom Halbraum zum Quaderraum: Kanalmodell

Im Unterschied zu der von Stepanov untersuchten Situation mit Abstrahlung in einen Halbraum hat man es bei der Schalldämmung in der Regel mit Quaderräumen zu tun. Stepanovs Berechnung der Abstrahlung kann daher nicht übernommen werden. Mangels passender theoretischer Modelle in der Literatur wurde ein eigenes entwickelt, das auf möglichst einfache, analytische Weise die wesentlichen Phänomene beschreibt, die beim Einsatz der Resonatoren zum Zweck einer erhöhten Schalldämmung auftreten. Das Modell, das in [6] ausführlich dargestellt ist, gründet sich auf folgende Argumente, Annahmen, Vereinbarungen und Vereinfachungen:

- Da es um Verbesserungen der Schalldämmung geht, genügt eine Modellierung der Differenz der Schalldämm-Maße; absolute Werte vorherzusagen ist nicht erforderlich.
- Daraus folgt, dass die Art der Anregung des Bauteils von untergeordneter Bedeutung ist. Hauptsache, die "Schwachstelle" zeigt sich deutlich. (Im Rahmen des Projekts beschränkt sich der theoretische und numerische Teil auf vorgegebene Bewegungen des Bauteils oder auf senkrechten Schalleinfall. Insbesondere bei höheren Frequenzen treten bei schrägem oder diffusem Schalleinfall Phänomene wie Koinzidenz auf, die daher nicht erfasst werden. Bei der Fokussierung auf tiefere Frequenzen wird dies jedoch vorläufig als akzeptabel betrachtet.)
- Es ist daher nicht notwendig, das Luftschallfeld im ganzen Senderraum zu berechnen. Es genügt eine Betrachtung des Empfangsraums und des Bauteils, das durch eine Druck- oder Kräfteverteilung auf der Sendeseite angeregt oder dessen Schwingungsamplitude vorgegeben wird. Details des Empfangsraums, z. B. seine Absorptionseigenschaften, sind wegen der Differenzbetrachtung ebenfalls eher unwesentlich.



- Es wird nur der einfachste Fall modelliert: Das Bauteil ist eine Seite eines Quadertraums, also eine Decke oder eine Wand, ohne Fenster oder Türen.
- In einem Quaderraum kann das Luftschallfeld mithilfe von Quaderraummoden beschrieben werden. Günstiger erscheint jedoch, stattdessen Kanalmoden zu verwenden, und zwar die für jenen unendlichen Kanal, der entsteht, wenn man zwei Seiten des Quadertraums – die Bauteilseite und die gegenüberliegende Seite – entfernt und die restlichen vier (schallharten) Seiten ins Unendliche verlängert. Diese Betrachtungsweise hat den Vorteil, dass zum einen die kinematische Anregung der Moden durch die (vorgegebene) Bewegung des Bauteils (mit oder ohne Resonatoren) problemlos berechenbar ist und man zum andern nur wenige Moden berücksichtigen muss (Grundmode: ebene Welle; höhere Moden: Ausbreitung oberhalb ihrer cut-on-Frequenzen, unterhalb Nahfeldbildung).
- Die für das Nahfeld wesentlichen Vorgänge werden bereits erfasst, wenn man annimmt, dass das Schallfeld von einer der beiden Querkoordinaten nicht abhängt. Ein zweidimensionales Modell sollte sowohl fürs Verständnis als auch für Abschätzungen bei der Planung von Experimenten genügen. Die theoretische Ableitung wäre ohne weiteres auch für drei Dimensionen zu bewältigen, jedoch – von den Anfängen abgesehen – mit erheblich größerem Aufwand.
- Die dem Bauteil gegenüberliegende Seite des quaderförmigen Empfangsraums wird weggelassen. Das Modell reduziert sich damit auf einen halbunendlichen 2D-Kanal. Dies bedeutet, dass Reflexionen von dieser Seite vernachlässigt werden, was gerechtfertigt ist, wenn das Nahfeld am Ort dieser Wand genügend stark abgeklungen ist und die Kanal-Grundmode (die ebene Welle) nicht angeregt wird. Daher ist dieses vereinfachte Modell nur brauchbar, wenn die Reduktion der Abstrahlung "gut" funktioniert. Genau dies wird bei der ins Auge gefassten Differenzbetrachtung benötigt.

Die räumliche Schalldruckverteilung einer Mode quer zur Kanalachse wird durch die Kosinusfunktion beschrieben:

$$(2.5) \quad p(x) \sim \cos \frac{n \pi x}{L} \quad \text{mit dem Modenindex } n = 0, 1, 2, \dots$$

und  $L$  als Querabmessung.  $n = 0$  ergibt die Grundmode,  $n > 0$  die höheren Moden mit den cut-on-Frequenzen

$$(2.6) \quad f_n = \frac{c n}{2L}$$

( $c$ : Schallgeschwindigkeit in Luft). Bei einer Frequenz  $f$  unterhalb der cut-on-Frequenz  $f_n$  fällt der Schalldruck mit dem Abstand  $z$  von der Bauteiloberfläche bei  $z = 0$  mit dem exponentiellen Faktor

$$(2.7) \quad \exp\left[-\frac{2\pi z}{c}\sqrt{f_n^2 - f^2}\right]$$

ab. Setzt man in (2.7)  $n = 1$ , erhält man mit (2.6) und  $L = 2d$  den Ausdruck (2.4) von Stepanov. (Bei  $f = f_n$  ergibt sich eine stehende Welle.)

In der "Kanalmodensprache" liest sich die Strategie der Abstrahlungsreduktion nach Stepanov folgendermaßen: Die Resonatoren sind so gebaut und auf dem Bauteil verteilt, dass durch das resonatorbestückte Bauteil im Frequenzbereich der "Schwachstelle" möglichst nur rasch abfallende Nahfelder (Kanalmoden genügend hoher Ordnung) angeregt werden.

Welche Kanalmode ausgewählt werden sollte, richtet sich nach der maximalen Frequenz  $f_{\max}$ , bei der noch eine "Schwachstellenverbesserung" angestrebt wird, und der Verbesserung selbst, die an einer gewissen Position  $z_{\text{ref}}$  erreicht werden soll. Typischerweise ist eine Person – beispielsweise in einem Büro – mindestens ungefähr 1 m von der Schall abstrahlenden Wand weg. Das Gleiche gilt für den Mindestabstand, der bei der Schalldämmungsmessung nach DIN EN ISO 10140-4 bei den Mikrofonpositionen relativ zum Bauteil einzuhalten ist. Dies legt nahe,  $z_{\text{ref}} = 1\text{ m}$  zu wählen.

Fordert man als Verbesserung durch die Resonatoren eine Abschwächung des über den Querschnitt gemittelten Schalldruckamplitudenquadrat bei  $z_{\text{ref}}$  um mindestens  $D_{\text{ref}}$  (in Dezibel), erhält man folgende Bedingung für den Modenindex  $n$ :

$$(2.8) \quad n \geq \sqrt{\left(\frac{(\ln 10) L D_{\text{ref}}}{20 \pi z_{\text{ref}}}\right)^2 + \left(\frac{2 L f_{\max}}{c}\right)^2}$$

Fordert man beispielsweise  $D_{\text{ref}} = 6\text{ dB}$  und setzt  $c = 345\text{ ms}^{-1}$ ,  $L = 3\text{ m}$  und  $f_{\max} = 300\text{ Hz}$ , ergibt sich für  $n$  als untere Grenze ungefähr 5.3. In der Tat erhält man für die benachbarten ganzen Zahlen 5 und 6 die Abschwächungen 0 dB (Mode  $n = 5$  breitet sich aus) und ungefähr 27 dB (deutlich mehr als gefordert).

Nun wird betrachtet, welche Kanalmoden das Bauteil – mit oder ohne Resonatoren – anregt. Im **ersten Schritt** verhalte sich das Bauteil wie eine starre Platte, die mit vorgegebener Schnelleamplitude schwingt. Ohne Resonatoren wird nur die Grundmode angeregt. Die Oberflächen der (fiktiven) Resonatoren

("Gegenschwinger") schwingen ebenfalls wie starre Platten, und zwar mit der gleichen Amplitude wie das Bauteil, aber gegenphasig, unabhängig von der Frequenz der Bauteilschwingung.

Um im obigen Beispiel zu bleiben: Wie regt man die Mode  $n = 6$ , die die gewünschte Abschwächung aufweist, mit solchen "fiktiven" Resonatoren am besten an? Es liegt nahe, das Vorzeichen der Schnelle auf dem resonatorbestückten Bauteil genau so zu wechseln, wie dies der Kosinus der Mode  $n = 6$  tut (siehe (2.5)). Dies ist in Bild 8 veranschaulicht. Demnach bräuchte man drei 50 cm breite Resonatoren im Abstand von 50 cm voneinander und mit 25 cm Abstand von den Bauteilrändern. Da die über die resonatorbestückten Oberfläche gemittelte Schnelle verschwindet, wird die Grundmode nicht angeregt. Aus Symmetriegründen werden nur Moden angeregt, deren Index ein ungeradzahliges Vielfaches von 6 ist, wobei die Mode  $n = 18$  um den Faktor 3 schwächer angeregt wird und bei  $z_{\text{ref}} = 1\text{ m}$  schon um 157 dB (!) abgefallen ist.

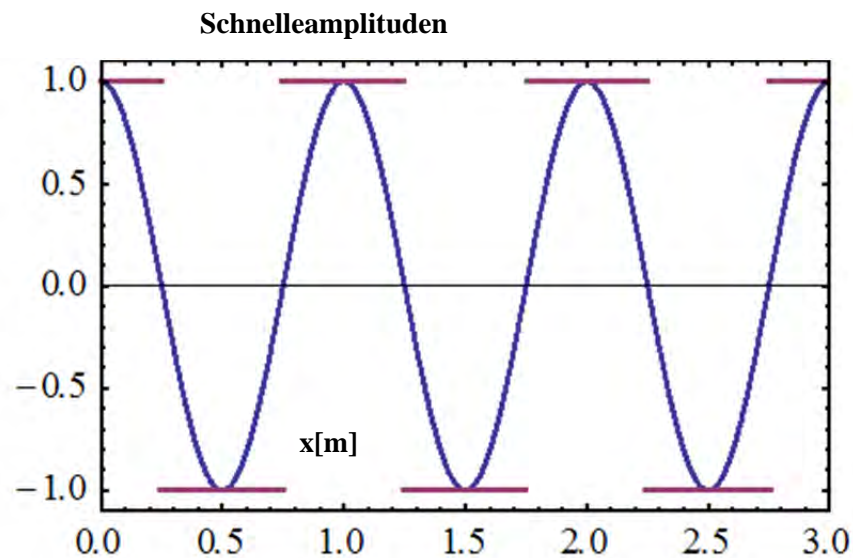


Bild 8:

Auf die Bauteilschnelle normierte Amplitude der Mode  $n = 6$  (blau). Die horizontalen Linien (magenta) stellen die Schnelle des Bauteils (bei +1.0) und die Schnelle der fiktiven Resonatoren (bei -1.0) längs der x-Richtung dar.

Im **nächsten (zweiten) Schritt** wird die Schwingung des nackten Bauteils als starre Platte durch die Schwingung proportional zu

$$(2.9) \quad \cos \left[ \pi \left( \frac{x}{L} - \frac{1}{2} \right) \right]$$

ersetzt ( $0 \leq x \leq L$ ). Dies soll die Grundschwingung des Bauteils nachbilden. Lässt man die fiktiven Resonatoren wiederum als "Umpoler" fungieren, erhält man das in Bild 9 dargestellte Schnelleprofil der resonatorbestückten Oberfläche. In diesem Fall wird auch die Grundmode etwas angeregt, außerdem alle Moden mit geradzahligem  $n$ . Letzteres gilt aber auch für das Bauteil ohne Resonatoren. Dies verursacht einen höheren Aufwand bei der Berechnung der Abschwächung durch die Resonatoren. Klar ist, dass die Abschwächung mit ihrer Anzahl wächst. Erhöht man die Anzahl der Resonatoren von drei auf beispielsweise zehn, reduziert sich die Anregung der Grundmode um einen Faktor zehn.

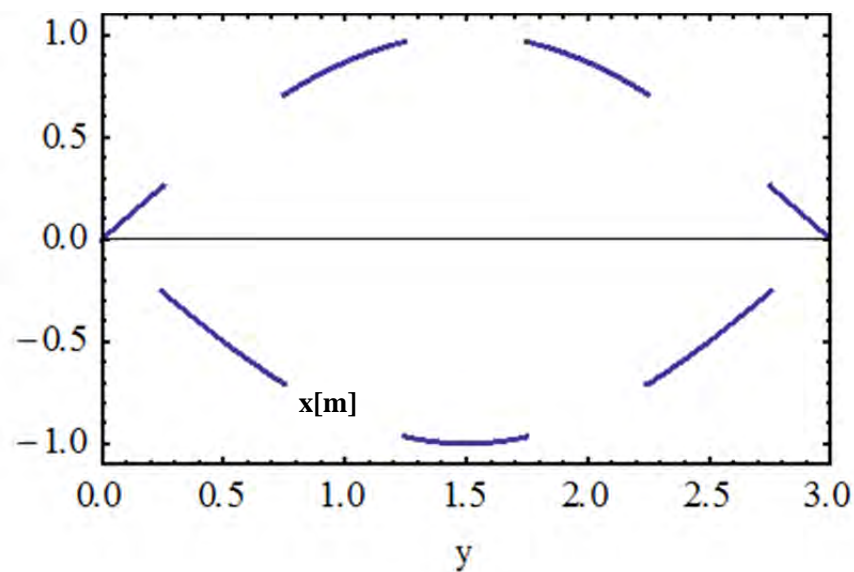


Bild 9:  
Entsprechend Bild 8: Schnelleamplitude auf der resonatorbestückten Oberfläche bei Schwingung des nackten Bauteils gemäß (2.9).

Im **dritten Schritt** wird die bisher durch fiktive "Resonatoren" erzielte perfekte amplitudengleiche und frequenzunabhängige Gegenphasigkeit durch die Übertragungsfunktion (2.2) ersetzt. Außerdem wird als Beurteilungsgröße (zusätzlich oder alternativ zum Schallpegel an der Stelle  $z_{\text{ref}}$ ) die über die Kanalbreite gemittelte z-Komponente der Intensität eingeführt,

$$(2.10) \quad \langle I_z(f) \rangle_x = \frac{1}{2\rho c} \sum_{n=\{n_p\}} |P_n|^2 \sqrt{1 - \left(\frac{f_n}{f}\right)^2}$$

( $P_n$ : komplexe Modenamplituden), wobei nur über die Moden summiert wird, die sich bei der Frequenz  $f$  ausbreiten können, d. h. über die mit  $f_n < f$ .

## 2.3 Numerische Berechnungen mit COMSOL

Mit der Finite-Elemente-Software COMSOL wurden sehr viele numerische Berechnungen durchgeführt, die hier nur auszugsweise gezeigt werden können. Zunächst seien einige Ergebnisse zum zweidimensionalen Kanalmodell, das im vorigen Abschnitt beschrieben wird, dargestellt. Danach folgen hauptsächlich Ergebnisse des entsprechenden dreidimensionalen Kanalmodells, in dem die Grundplatte und die Resonatorschichten als elastische Körper modelliert sind. Weitere COMSOL-Ergebnisse sind im Kapitel 3 im direkten Vergleich mit Messungen zu sehen.

### 2.3.1 2D-Kanalmodell

Das Luftschallfeld im halbunendlichen Kanal wird in einem Teilstück mit finiten Elementen berechnet (Bild 10), die Anregung erfolgt durch Randbedingungen auf der Linie  $z=0$ ; am rechten Ende des Teilstücks ist die Randbedingung auf reflexionsfrei ("Plane Wave Radiation") gesetzt.

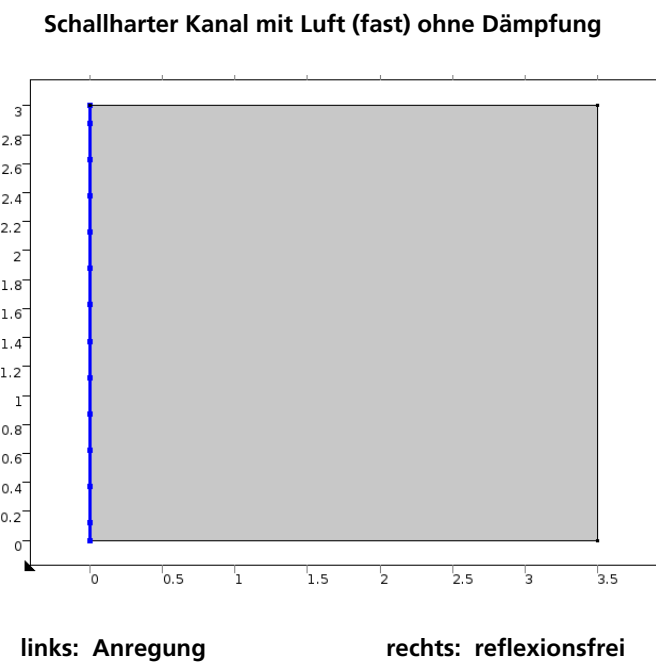


Bild 10:  
Zweidimensionales COMSOL-Kanalmodell: Kanalhöhe 3 m, anregende Bauteiloberfläche bei  $z = 0$ , Luftvolumen diskretisiert bis  $z = 3.5$  m, dort ist das Kanalstück reflexionsfrei abgeschlossen.

Entsprechend den in Ziffer 2.2 erläuterten Schritten werden zwei Bewegungsarten des "nackten" Bauteils (also ohne Resonatoren)

**K** Kolbenschwingung (starres Bauteil)

**B** Kosinusschwingung (biegsames Bauteil in der Grundschwingung)

und zwei Arten von Resonatoren

**G** "Gegenschwinger" ( $f_{rf} = -1$ )

**S** "Stepanov" ( $f_{rf}$  nach (2.2))

betrachtet.

Die vier möglichen Kombinationen **KG**, **BG**, **KS**, **BS** werden mit der Wahl  $n = 12$  (fünf ganze Resonatoren und zwei halbe an den Rändern) mit  $f_{12} = 690$  Hz durchgespielt. Die Übertragungsfunktion der Resonatoren ohne Deckplatten ( $f_{rf}$  nach (2.2)) ist in Bild 11 dargestellt.

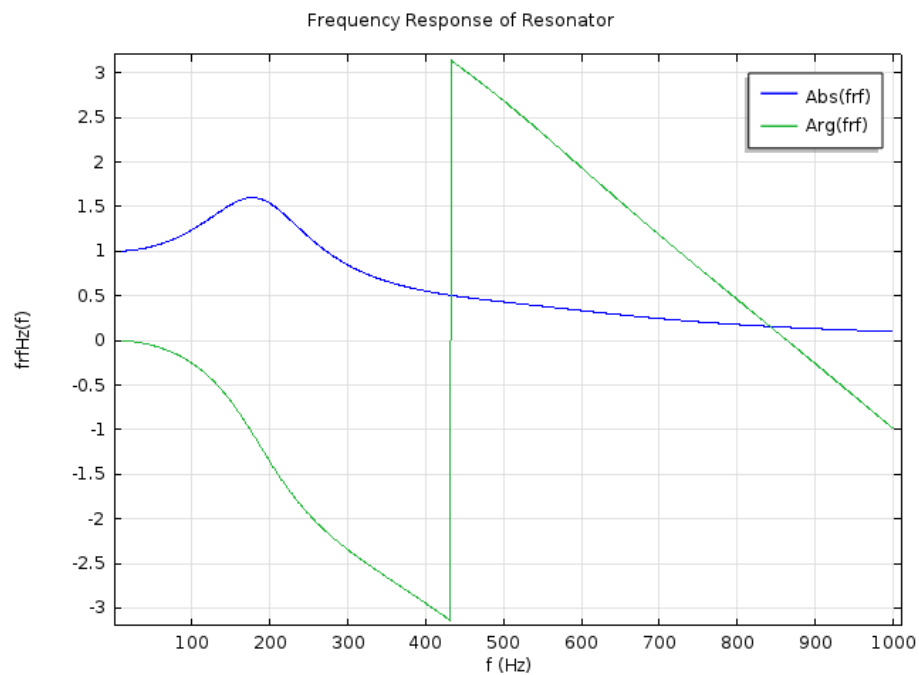


Bild 11:

Betrag (blau) und Phase (grün) der für die Berechnungen mit COMSOL benutzten Übertragungsfunktion für eine fiktive 1 cm dicke elastische Schicht mit einer Dichte von  $222 \text{ kg/m}^3$ , einem elastischen Modul von 10 kPa und einem Verlustfaktor von 100%. Die komplexe Longitudinalwellengeschwindigkeit  $\tilde{c}_1$  beträgt  $7.37 (1 - 0.4i) \text{ m/s}$ .

Die Phase der Übertragungsfunktion startet bei tiefen Frequenzen mit 0 (gleichphasige Bewegung von Resonatoroberfläche und Grundplatte) und nimmt kurz oberhalb 400 Hz den Wert  $\pi$  an (exakt gegenphasige Bewegung), wobei der Betrag allerdings schon geringer als 1 ist. Der Fall "Gegenschwinger" mit  $f_{tr} = -1$  tritt bei keiner Frequenz auf. Es zeigt sich aber, dass sich die Abstrahlung trotzdem merklich verringert.

**Kombination *KG*:** Bild 12 zeigt die Schalldruckfelder bei drei Frequenzen. Unterhalb  $f_{12} = 690$  Hz ist die Ausdehnung der Nahfelder erkennbar, oberhalb (hauptsächlich) die Ausbreitung der Mode  $n = 12$ . Bild 13 quantifiziert die Abstrahlungsreduktion mithilfe verschiedener Größen (rote Linie: mittlere Intensität entsprechend (2.10)). Schon kurz unterhalb  $f_{12}$  nimmt sie sehr hohe Werte an.

### ***KG* : Kolbenschwingung + "Gegenschwinger"**

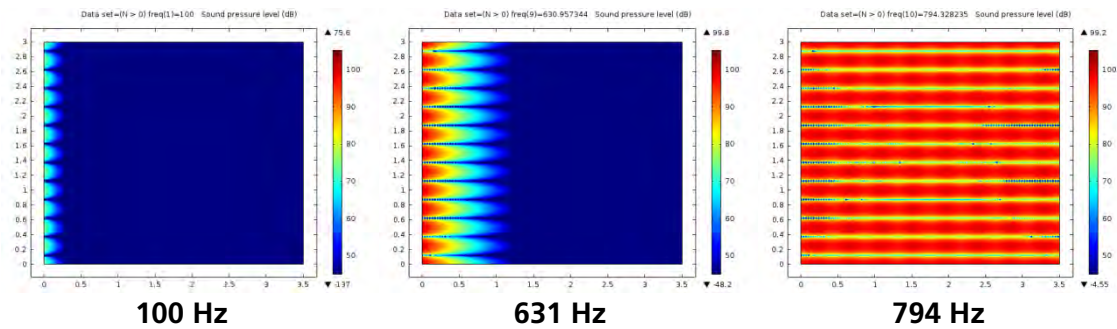


Bild 12:  
Schalldruckpegel der Kombination *KG* (blau: niedrig; rot: hoch)

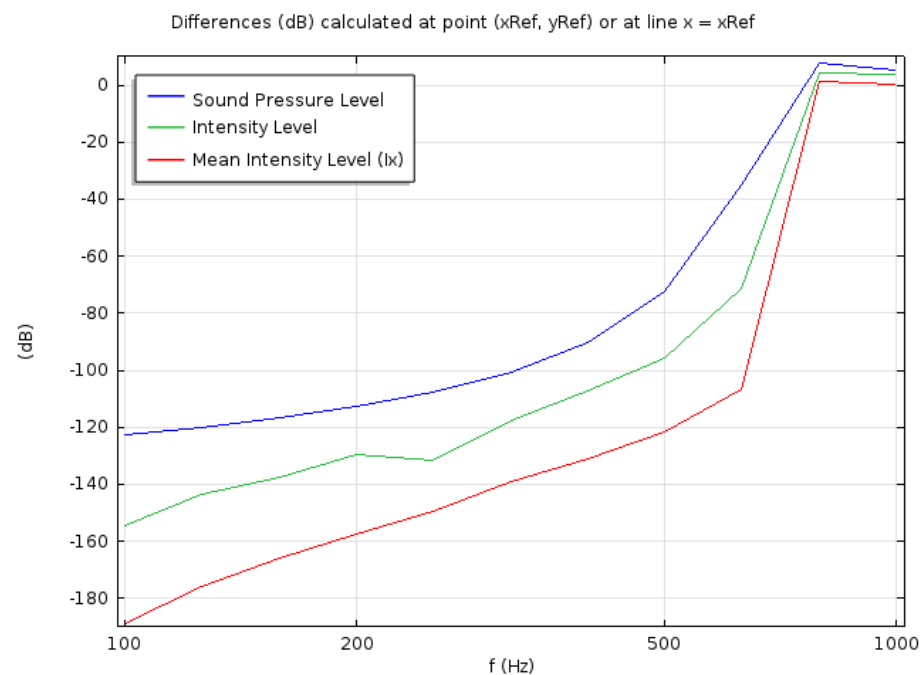


Bild 13:  
Abstrahlungsreduktion bei der Kombination *KG*



**Kombination BG:** Im Vergleich mit **KG** fällt der beträchtlich höhere Schallpegel bei 631 Hz auf (Bild 14). Hier werden auch Moden mit  $n < 12$  angeregt, die niedrigere cut-on-Frequenzen besitzen. Bei 631 Hz sieht man hauptsächlich die Mode  $n = 10$  ( $f_{10} = 575$  Hz). Die Abstrahlungsreduktion (Bild 15) fällt entsprechend niedriger aus, beträgt aber bei 500 Hz immerhin noch ungefähr 20 dB.

### BG : Grundschwingung + "Gegenschwinger"

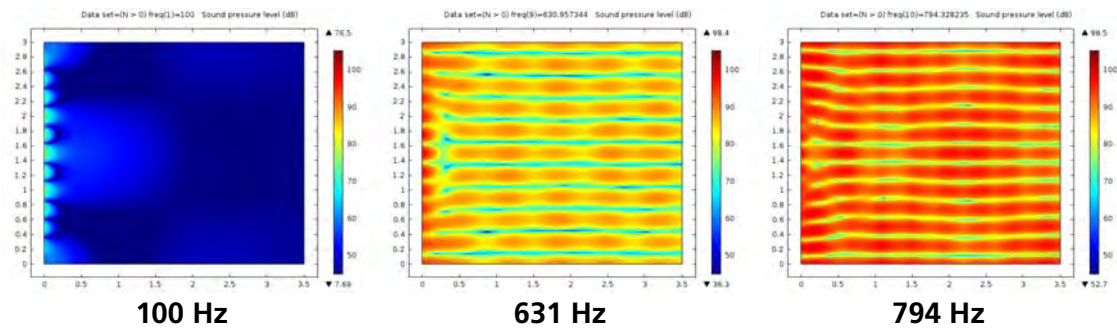


Bild 14:  
Schalldruckpegel der Kombination **BG** (blau: niedrig; rot: hoch)

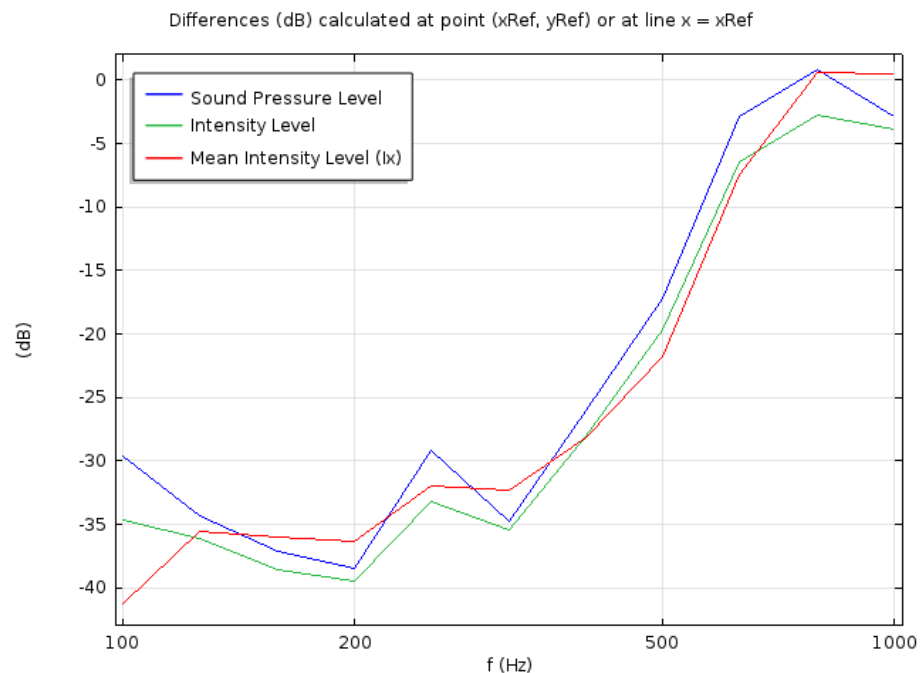


Bild 15:  
Abstrahlungsreduktion bei der Kombination **BG**

**Kombination *KS*:** Bei tiefen Frequenzen ergibt sich keine Abstrahlungsreduktion, da die "Stepanov-Resonatoren" ungefähr in Phase mit dem Bauteil schwingen. Maximal wird die Abstrahlung bei 400 Hz um etwa 12 dB reduziert (Bilder 16 und 17). Die einfache Prognose (2.3) von Stepanov wird bis ca. 600 Hz durch die numerische Berechnung sehr gut bestätigt.

### *KS* : Kolbenschwingung + "Stepanov"

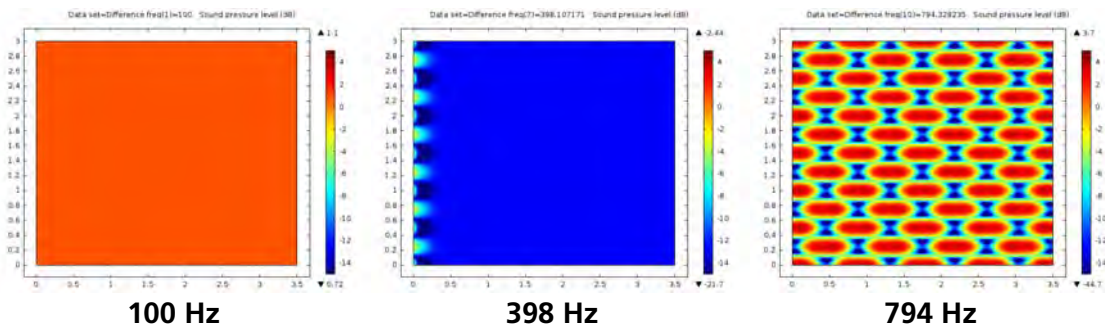


Bild 16:  
Schalldruckpegel der Kombination *KS* (blau: niedrig; rot: hoch)

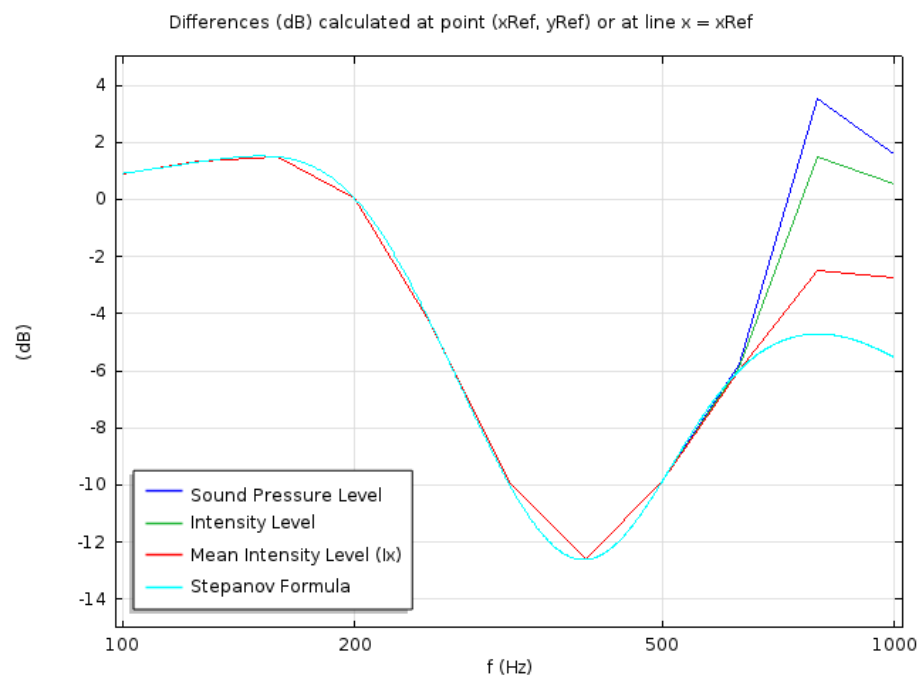


Bild 17:  
Abstrahlungsreduktion bei der Kombination *KS* ("Stepanov Formula": (2.3))

**Kombination *BS*:** Schwingt das Bauteil nicht wie ein starrer Kolben (***KS***), sondern in der kosinusförmigen Grundmode, ergeben sich sehr ähnliche Ergebnisse. Bis 500 Hz sind die Unterschiede zu ***KS*** marginal. Zwischen 500 Hz und 600 Hz überschätzt die Stepanov-Prognose (2.3) die numerische Werte um maximal 1 dB (Bilder 18 und 19).

### ***BS* : Grundschwingung + "Stepanov"**

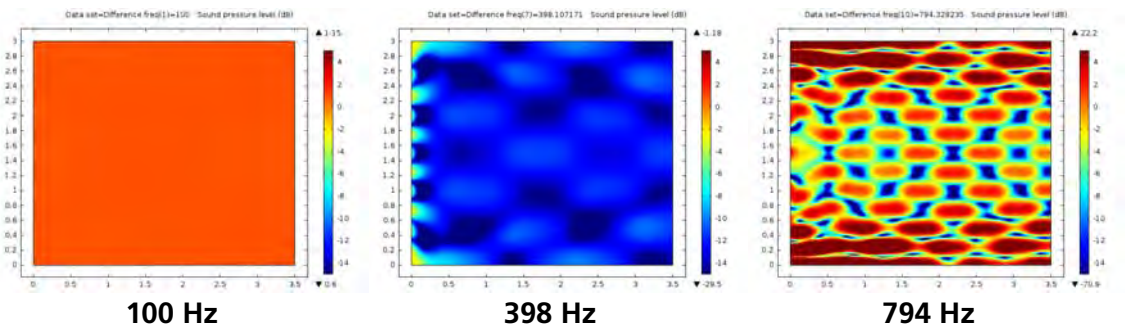


Bild 18:  
Schalldruckpegel der Kombination ***BS*** (blau: niedrig; rot: hoch)

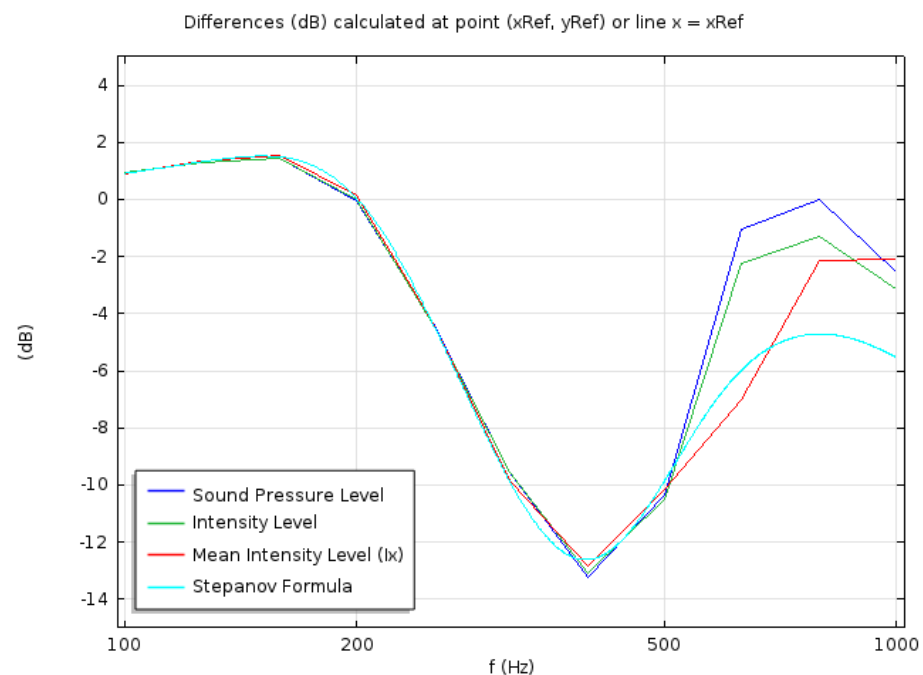


Bild 19:  
Abstrahlungsreduktion bei der Kombination ***BS*** ("Stepanov Formula": (2.3))

**Kombination *BS* schallhart:** Ersetzt man den reflexionsfreien Abschluss auf der rechten Seite durch einen schallharten (Bilder 20 und 21), erhält man bis 400 Hz trotzdem eine ähnliche Reduktion wie beim reflexionsfreien Abschluss, teilweise sogar eine stärkere. Erst bei 500 Hz verschwindet die Reduktion, um bei 800 Hz zu einer Verstärkung von 18 dB zu werden. Dies bestätigt die Überlegungen bei der Entwicklung des Kanalmodells in Ziffer 2.2.

***BS* schallhart: Grundschwingung + "Stepanov"**

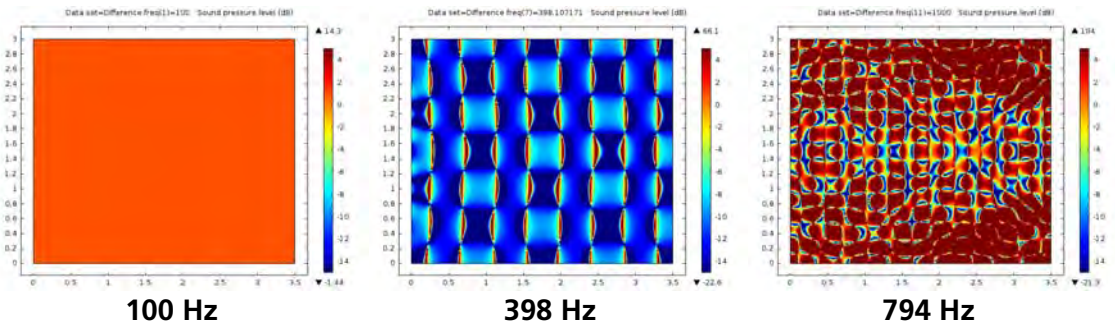


Bild 20: Schalldruckpegel der Kombination ***BS* schallhart** (blau: niedrig; rot: hoch)

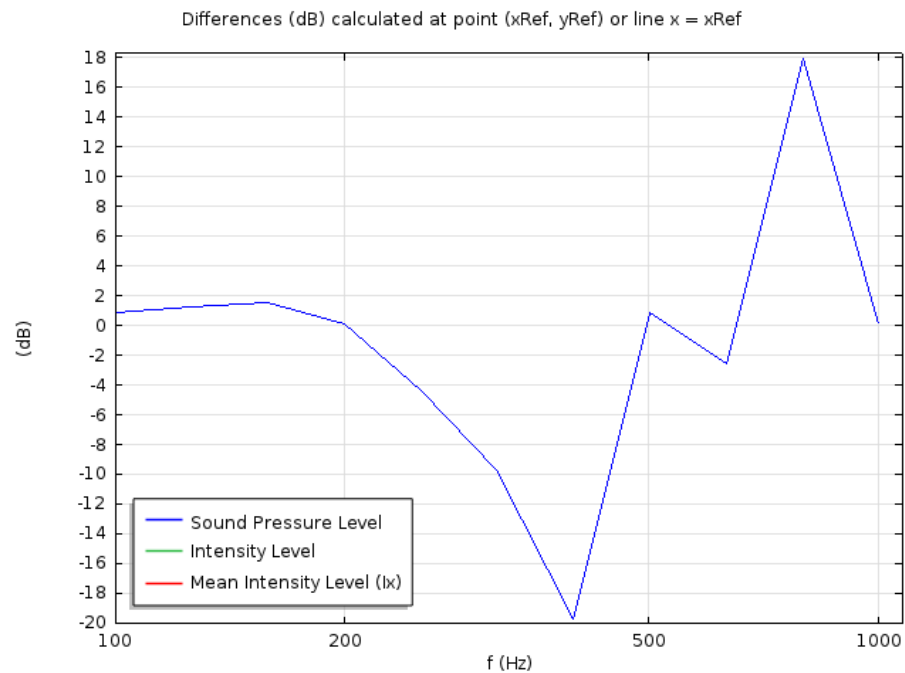


Bild 21: Abstrahlungsreduktion bei der Kombination ***BS* mit schallhartem Abschluss**. Die Intensitäten sind nicht dargestellt, weil sie ohne Dämpfung in der Luft wären (und mit der in der Rechnung angenommenen geringen Dämpfung fast null, die Pegel also fast  $-\infty$  dB, sind).

Mithilfe des zweidimensionalen Kanalmodells lässt sich gut veranschaulichen, wie sich die Abstrahlung eines Bauteils durch Belegung mit geeigneten Resonatoren verringern lässt. In der "wirklichkeitsnächsten" der hier betrachteten Varianten, **BS**, schwingt das Bauteil in seiner Grundmode, und die Resonatoren bestehen aus einer elastischen Schicht und einer starren Deckschicht. Es wird eine Abstrahlungsreduktion von ca. 10 dB in einem Frequenzbereich von ungefähr einer Oktave erreicht. Analytische und numerische Ergebnisse stimmen – soweit zu erwarten – gut überein. Mit der Ungleichung (2.8) steht außerdem ein Werkzeug zur Auslegung der Resonatoren (Anzahl und Größe) zur Verfügung.

Bemerkenswerterweise tritt die Verstärkung der Abstrahlung bei tiefen Frequenzen, die bei der Abstrahlung in den Halbraum Werte um 10 dB annimmt (siehe Ziffer 2.1, Bilder 4 bis 6), bei der Abstrahlung in den halbunendlichen Kanal (Bilder 17, 19) kaum in Erscheinung ( $< 2$  dB). Da beide Fälle mit der "Stepanov-Formel" (2.3) gut beschrieben werden, kann die Ursache für diese Diskrepanz nur in unterschiedlichen Resonatoreigenschaften liegen. In der Tat ist sie dem hohen Verlustfaktor von 100% geschuldet, während die Bilder 4 bis 6 mit dem Wert 45% berechnet wurden. (Bei Stepanov [1] wird ein Verlustfaktor  $\eta_1$  von 0.2 genannt. Er benutzt die Näherung  $\tilde{c}_1 = c_1(1 - i\eta_1/2)$ , die für kleine  $\eta_1$  gilt ( $c_1$ : reelle Longitudinalwellengeschwindigkeit, die aus  $\eta_1 = 0$  folgt). Bei  $\eta_1 \leq 0.2$  ist der Fehler kleiner als 0.5%; bei Verlustfaktoren von 45% bzw. 100% ist in der Näherung für  $\tilde{c}_1$  der Realteil um 2.4% bzw. 9.0% zu niedrig, der Imaginärteil um ungefähr die gleichen Prozentsätze zu hoch.

Für genauere Berechnungen müsste die Frequenzabhängigkeit der Eigenschaften der elastischen Schicht berücksichtigt werden. Allerdings ist diese oft nicht bekannt. Für die Abschätzung der Abstrahlungsreduktion nach (2.3) braucht man jedoch die Eigenschaften eigentlich nicht einzeln zu kennen; die Messung der Übertragungsfunktion würde genügen.

### 2.3.2 3D-Kanalmodell

In der Bachelor-Arbeit [7] wurde mit COMSOL ein 2.7 m langer Kanalabschnitt mit einem Querschnitt von 25 x 25 cm<sup>2</sup> definiert. Die Schalldämmung der Platte, die sich in der Mitte dieses Abschnitts befand, wurde für senkrechten Schalleinfall berechnet (in den Diagrammen als Einfügungsdämmung  $D_E$  bezeichnet). Um Rechenkapazität zu sparen und gleichzeitig genügend genau zu rechnen, wurden die später bei den Messungen verwendeten Resonatorbestandteile (elastische Schicht und Stahlplatte) in ihren Eigenschaften "transformiert", wobei flächenbezogene Masse und Biegesteife konstant blieben.

Die betrachteten Resonatoranordnungen (Bild 22) sind folgendermaßen gekennzeichnet: Die Ziffer vor bzw. nach dem senkrechten Strich beschreibt die Unterteilung der horizontalen bzw. vertikalen Kante: Eine 4 bedeutet z. B., dass

die kleinste Teilstrecke ein Viertel der gesamten Kantenlänge von 25 cm beträgt. Das Zeichen  $\langle \rangle$  bezeichnet die "gespiegelte" Konfiguration (mit vertauschten "Farben").

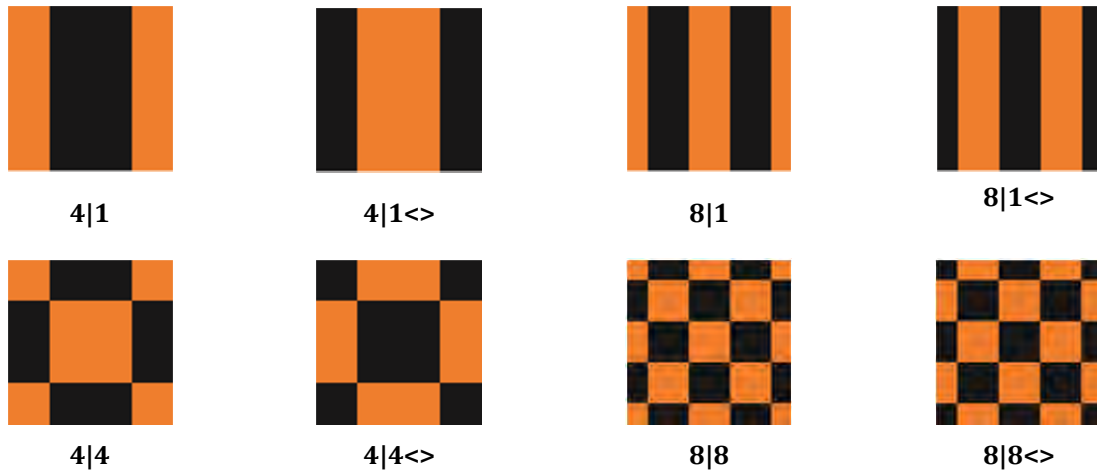


Bild 22:  
Streifenmuster (oben) und Schachbrettmuster (unten); orange: mit Sylomer oder Resonator besetzte Fläche; schwarz: unbesetzte Fläche (aus [7])

Aus den zahlreichen Berechnungen seien hier die Ergebnisse einiger Parameterstudien herausgegriffen. Die Referenzeigenschaften sind bei der Stahlplatte 11.6 kg/m<sup>2</sup> (entsprechend einer Dicke von 1.5 mm), E-Modul 210 GPa, Verlustfaktor 0.0003, bei der elastischen Schicht 1.9 kg/m<sup>2</sup>, Longitudinalwellenmodul 485 kPa, Verlustfaktor 0.25. Das Referenzmuster ist 8|8.

Die Bilder 23 und 24 zeigen die Variation der "Resonatormasse" bzw. der "Resonatorfeder". Die Resonanzfrequenz wandert mit höherer Masse und weicherer Feder zu tiefen Frequenzen. Dasselbe gilt für den Bereich bester Resonatorwirkung auf die Schalldämmung. Die Varianten mit der tiefsten Resonanzfrequenz verbessern die Schalldämmung am besten.

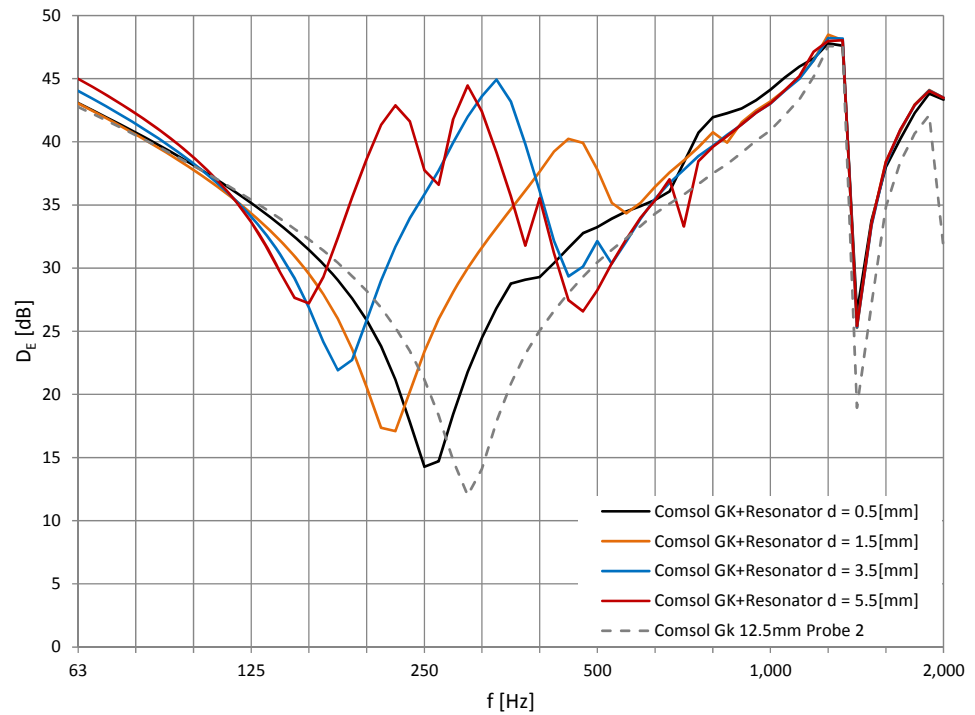


Bild 23:  
Einfluss der Stahlplattendicke (d) auf die Schalldämmung; gestrichelt: GK-Platte ohne Resonatoren (aus [7])

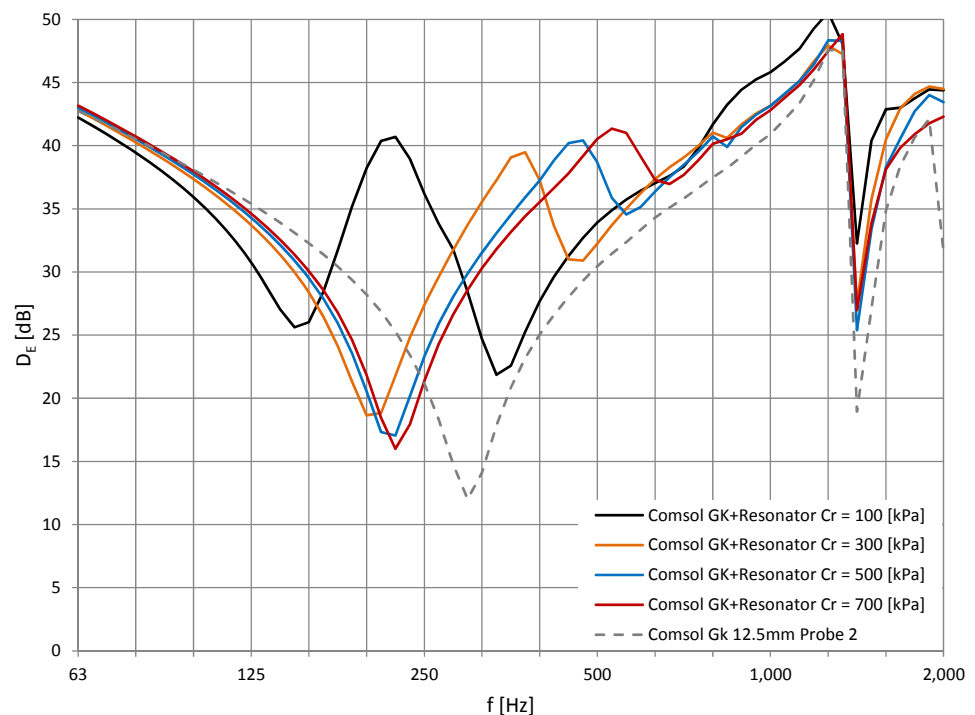


Bild 24:  
Einfluss des Longitudinalwellenmoduls ( $C_r$ ) der elastischen Schicht auf die Schalldämmung; gestrichelt: GK-Platte ohne Resonatoren (aus [7])

Wie beim Schachbrettmuster die Resonatorwirkung von der Anzahl der Resonatoren abhängt (Bild 25), ist Bild 26 zu entnehmen. Die größten Unterschiede ergeben sich um 500 Hz. Hierbei spielt die unterschiedliche Bedämpfung der GK-Platte eine wesentliche Rolle. Sonst müsste die 24|24-Belegung am besten abschneiden.

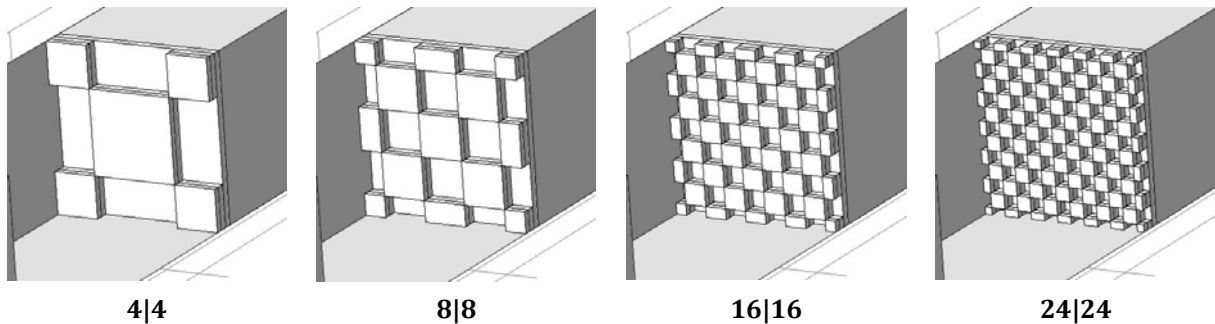


Bild 25:  
Schachbrettmuster mit unterschiedlicher Segmentanzahl (COMSOL-Geometriemodell aus [7])

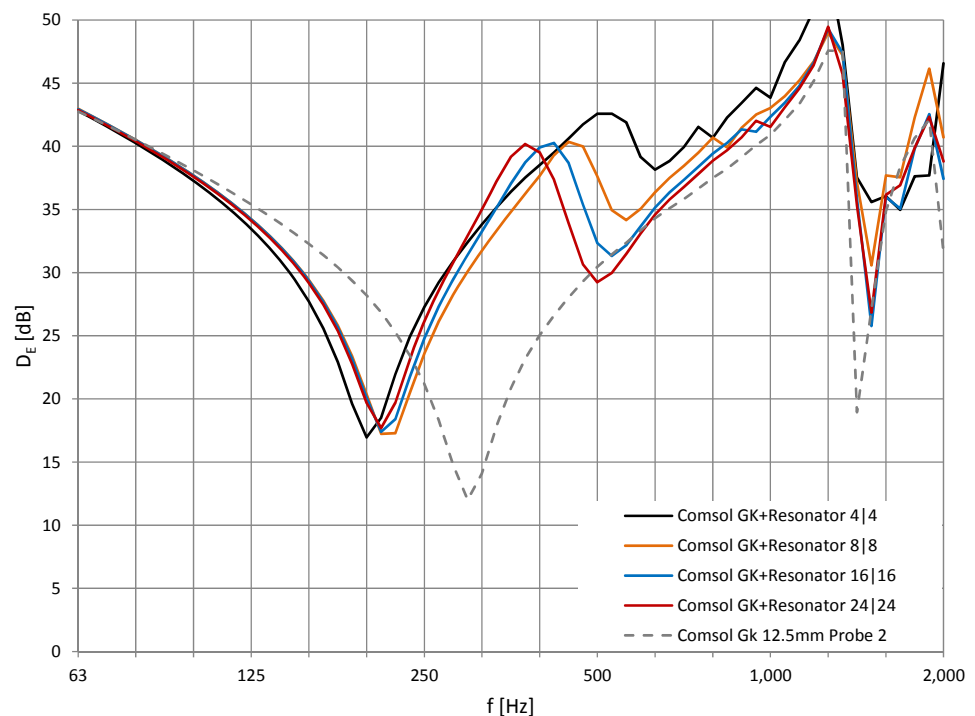


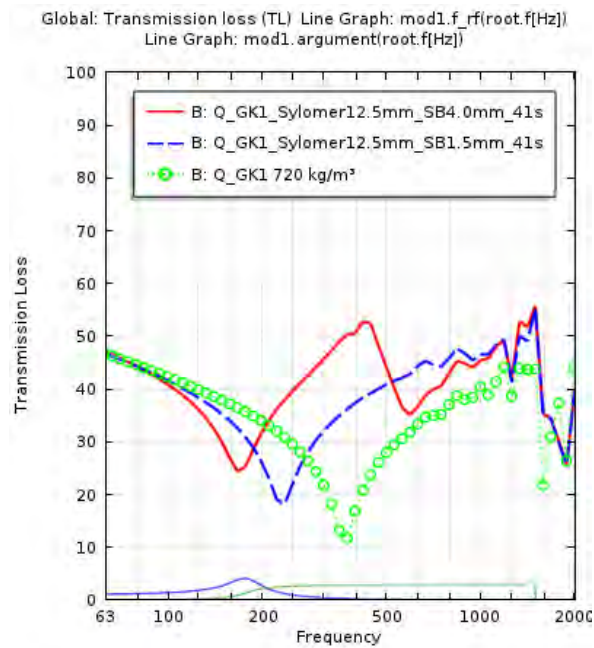
Bild 26:  
Einfluss der Resonatoranordnung (siehe Bild 25) auf die Schalldämmung;  
gestrichelt: GK-Platte ohne Resonatoren (aus [7])



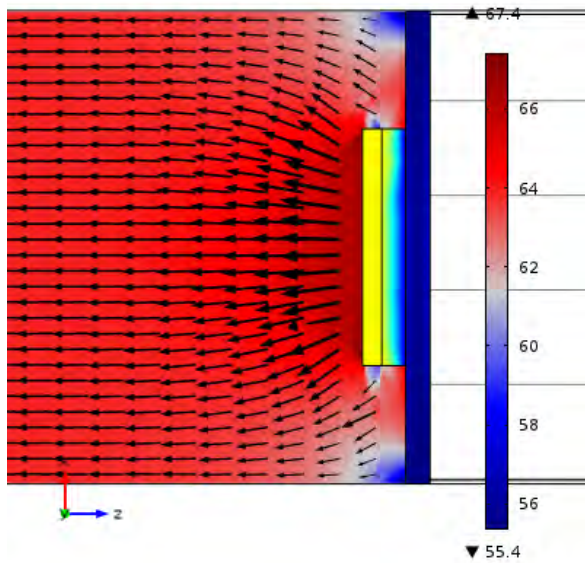
Weitere Berechnungen wurden in [7] zum Vergleich mit Messungen an einschaligen Aufbauten angestellt. Einige davon werden unter Ziffer 3.4.2 zusammen mit den Messergebnissen diskutiert. Begleitende Berechnungen zu Messungen an Doppelschalen finden sich unter Ziffer 3.4.3. Dabei wird die theoretische Erwartung bestätigt, dass die Schalldämmung auch bei unsymmetrischen Aufbauten nicht davon abhängt, in welcher Richtung sie gemessen wird. Außerdem wird das experimentelle Resultat, dass die Resonatoren auch dann in ähnlicher Weise die Schalldämmung verbessern, wenn sie statt außen aufgebracht im Hohlraum platziert werden, durch Berechnungen mit COMSOL bestätigt.

### 2.3.3 Luftschallintensität

Ob im Kanal die ausbreitungsfähigen Moden dominieren oder ob ein Nahfeldabfall stattfindet, sieht man auch in der Luftschallintensitätsverteilung deutlich. In den Bildern 27 und 28 ist sie für jeweils zwei Frequenzen dargestellt. Bei der niedrigeren (in der Nähe der Resonatorresonanz) wird hauptsächlich die Grundmode angeregt, während dies bei der höheren Frequenz wegen des akustischen Kurzschlusses nur noch abgeschwächt der Fall ist. Dann treten auch Intensitätspfeile auf, die zur Gipskartonplatte zurück zeigen. Die maximale Verbesserung beträgt in Bild 27 fast 40 dB! (In den Kurvenlegenden von COMSOL-Diagrammen bedeutet "B:" Berechnung und "M:" Messung.)

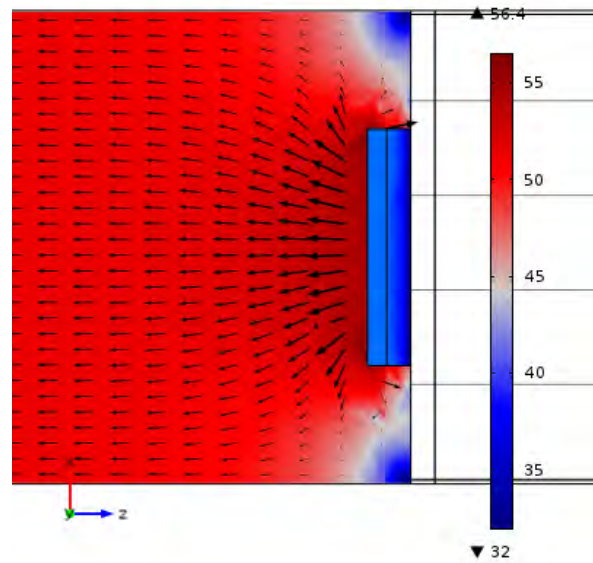


freq(17)=157.490131 Surface: Total displacement (m)  
Slice:  $10 \cdot \log_{10}(\text{acsl.l\_rms}/10^{-12})$   
Arrow Volume: Intensity (RMS) (Spatial)



157 Hz

freq(25)=250 Surface: Total displacement (m)  
Slice:  $10 \cdot \log_{10}(\text{acsl.l\_rms}/10^{-12})$   
Arrow Volume: Intensity (RMS) (Spatial)



250 Hz

Bild 27:

Oben: Schalldämmung einer Gipskartonplatte ohne und mit Resonatorstreifen (12.5 mm Sylomer und 1.5 bzw. 4 mm Stahlblech); Betrag und Phase der Übertragungsfunktion bei 4 mm Stahl.

Unten: Luftschallintensität bei 4 mm Stahlblech in einer Ebene des Kanals, dargestellt mit Pfeilen und farbkodiert als Pegel. Die Skalen der Intensitätspfeile bei den beiden Frequenzen unterscheiden sich um den Faktor 10.

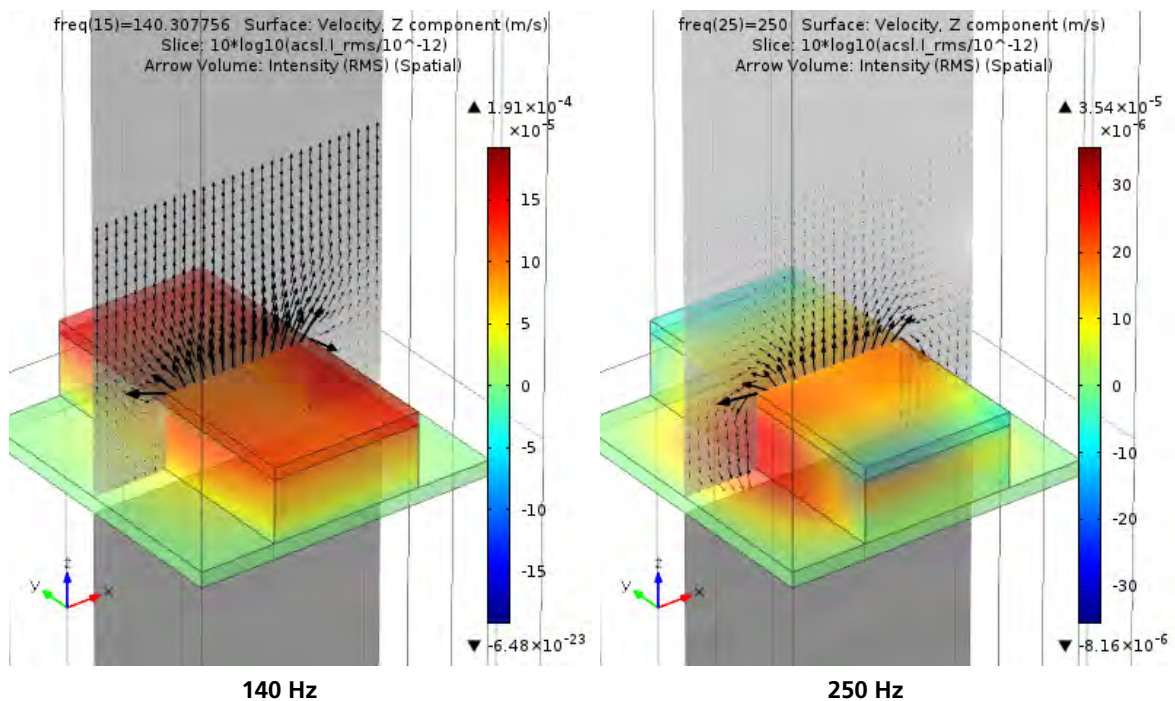
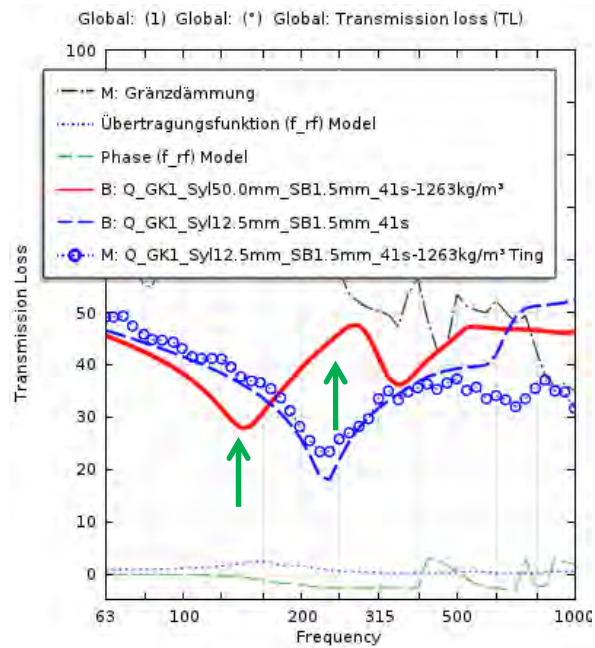


Bild 28:

Oben: Schalldämmung einer Gipskartonplatte mit Resonatorstreifen (4|<>; blaue Kurven: 12.5 mm Sylomer und 1.5 mm Stahlblech; ); rote Linie: 50 mm Sylomer und 1.5 mm Stahlblech). Unten: Luftschallintensität bei 50 mm Sylomer in einer Ebene des Kanals, dargestellt mit Pfeilen, und farbkodiert die Schnellekomponente in Kanalrichtung auf den abstrahlenden Oberflächen. Die Skalen bei den beiden Frequenzen unterscheiden sich um ca. den Faktor 10.

### 2.3.4 Querkontraktion der elastischen Schicht

Bei Stepanov [1] wird angenommen, dass die Resonatoren "flach" sind und die "Feder" durch die Longitudinalwellengeschwindigkeit senkrecht zur Plattenoberfläche bestimmt wird. Die Querkontraktion wird also vernachlässigt. Bei einer Poisson-Zahl von null wäre dies exakt, und je dünner die elastische Schicht relativ zur Kantenlänge, desto besser ist die Näherung. Bei "stabförmigen" Schichten wäre die für Stäbe bekannte Quasi-Longitudinalwellengeschwindigkeit einzusetzen, die sich aus dem E-Modul ergibt. Bei Formen zwischen "flach" und "stabförmig" liegt die für die Federsteife maßgebende Geschwindigkeit zwischen den beiden genannten Werten. Bei einer sorgfältigen Resonatorauslegung sollte dieser Effekt berücksichtigt werden.

Beim hier betrachteten Resonatoraufbau ist die Sachlage durch die Klebeverbindungen zur Grundplatte und zur Deckplatte noch etwas komplizierter. Mit COMSOL lässt sich das Resonanzverhalten mit geringem Aufwand berechnen, wenn man annimmt, dass die Grundplatte die Unterseite der elastischen Schicht festhält und die Deckplatte als starrer Körper mit der Oberseite ebenfalls fest verbunden ist. Die Deformation der elastischen Schicht bei der gesuchten Resonanz veranschaulicht Bild 29 mit einem Beispiel, das mit den genannten Annahmen berechnet wurde. Setzt man die Poisson-Zahl auf null (Bild 29 ist mit 0.4 gerechnet), findet bei dieser Mode in Querrichtung keine Deformation statt, und die Eigenfrequenz sinkt drastisch auf 196 Hz ab. Selbstverständlich gibt es bei dieser dreidimensionalen Berechnung auch zahlreiche Kipp-, Torsions- und Schermoden, die aber normalerweise kaum zur Abstrahlung beitragen.

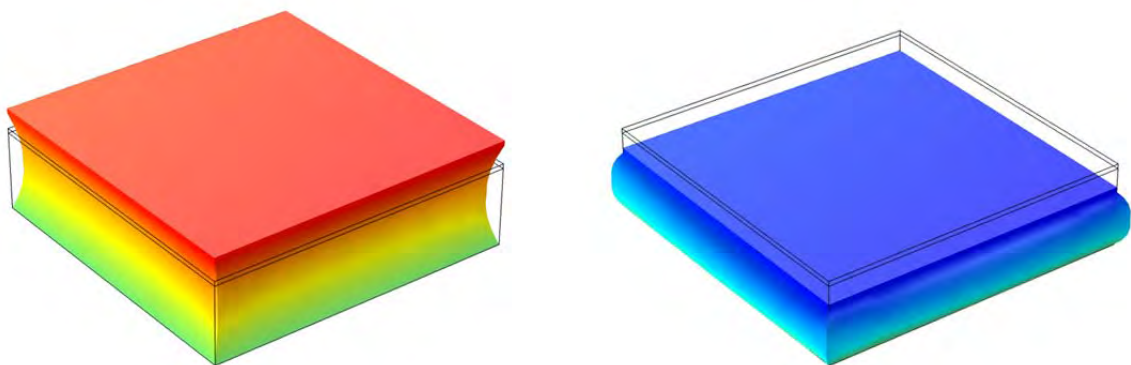


Bild 29:

Eigenschwingung einer 25 mm dicken elastischen Schicht ("Sylomer") mit starrer 1.5 mm dicker Deckplatte (Kantenlängen: 10 cm; Dichte wie Stahl) bei 246 Hz (COMSOL-Berechnung): Maximale Auslenkung nach oben (links) bzw. nach unten (rechts); die schwarzen Linien markieren den unverzerrten Zustand.

### 2.3.5 Resonatoren für tiefe Frequenzen

Wollte man die Doppelschalenresonanz der Gipskartonständerwände bei 80 Hz (Bild 1) mit Resonatoren wirksam bekämpfen, müsste deren Resonanz etwa eine Oktave tiefer, also bei 40 Hz liegen. Mit der bisher untersuchten Bauweise "weichstes Sylomer plus Stahlblech" kann man dies nur mit unpraktisch hohen Dicken von Sylomer oder sehr schweren Stahldeckplatten erreichen. Durch "Ausschneiden" eines inneren Teils der Sylomerschicht (Bild 30) kann die Gesamtsteife der Schicht, die sich aus einem Sylomer- und einem Luftanteil zusammensetzt, reduziert werden. Die Deckplatte sei bei dieser Betrachtung als starr angenommen. Um weiterhin einen ungestörten akustischen Kurzschluss zu garantieren, muss die "interne" Luftschicht von der "externen" Luft durch einen luftdichten Streifen Sylomer getrennt sein. Im Grenzfall eines unendlich dünnen Randstreifens hätte man die resultierende Steife auf die Steife von Luft reduziert.

In der Tat kann so die Resonanz von 400 Hz zu knapp über 160 Hz (etwas mehr als eine Oktave) verschoben werden (Bild 31). Um zu 40 Hz zu kommen, wären noch gut zwei Oktaven zu überwinden. Dies würde bedeuten, die Dicke der elastischen Schicht oder die Masse des Stahlblechs um den Faktor 16 zu erhöhen, d. h. 20 cm elastische Schicht bzw. 24 mm Stahlblech. Verteilte man den Faktor 16 gleichmäßig auf beide Bestandteile, käme man auf 5 cm elastische Schicht und 6 mm Stahlblech. Da diese Möglichkeiten immer noch praxisfremd erscheinen, wird dieser Ansatz hier nicht weiter verfolgt.



Bild 30:  
Resonatoren mit 1.5 mm dickem Stahlblech (von "hinten" betrachtet), bei denen der innere Teil der 12.5 mm dicken Sylomerschicht durch Luft ersetzt ist. Links "HR30", d. h. dass 30% der Schicht besteht aus Luft; rechts "HR70".



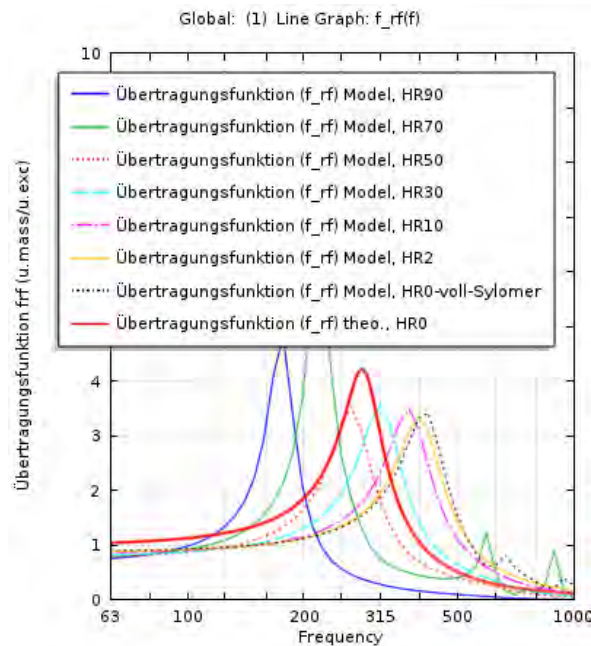


Bild 31:  
Betrag der berechneten Übertragungsfunktion von Resonatoren mit Lufthohlraum in der 12.5 mm dicken Sylomerschicht (siehe Bild 30; Die Kurve "theo., HR0" fällt wegen unpassender Parameter nicht mit "HR0" zusammen.)

### 2.3.6 Auslegung der Prüflinge für den Türprüfstand

Zur Vorbereitung der abschließenden Messungen im Türprüfstand, insbesondere zur Festlegung der Prüfaufbauten, wurden zahlreiche Abschätzungen und – mit COMSOL – numerische Berechnungen für senkrechten Schalleinfall durchgeführt. Hier werden die Ergebnisse für einen Schalenabstand von 5 mm gezeigt. Entsprechend dem in Ziffer 3.5 skizzierten Türprüfstand wurde eine Plattengröße von 84 x 184 cm<sup>2</sup> gewählt. Die Platten- und Resonatoreigenschaften sind ebenfalls wie bei den Messungen beschrieben gewählt.

Die Schalldämmung des doppelschaligen Aufbaus ohne Resonatoren hängt stark von den Randbedingungen der Platten ab (Bild 32). Während bei freien Rändern sich weitgehend exakt die Schalldämmung des entsprechenden Masse-Feder-Masse-Systems ergibt, wird im Fall fester Randeinspannung das Minimum bei 350 Hz wegen "unpassender" Moden stark unterdrückt. Eine Analyse des Modeneinflusses im Detail wäre sehr aufwendig und wurde nicht durchgeführt. Beim Experiment betrachtet man ohnehin in der Regel nur die Terzmittelwerte. Von daher erscheint es als gerechtfertigt, sich bei der Rechnung auch an den Ergebnissen für die unrealistischen freien Ränder zu orientieren.

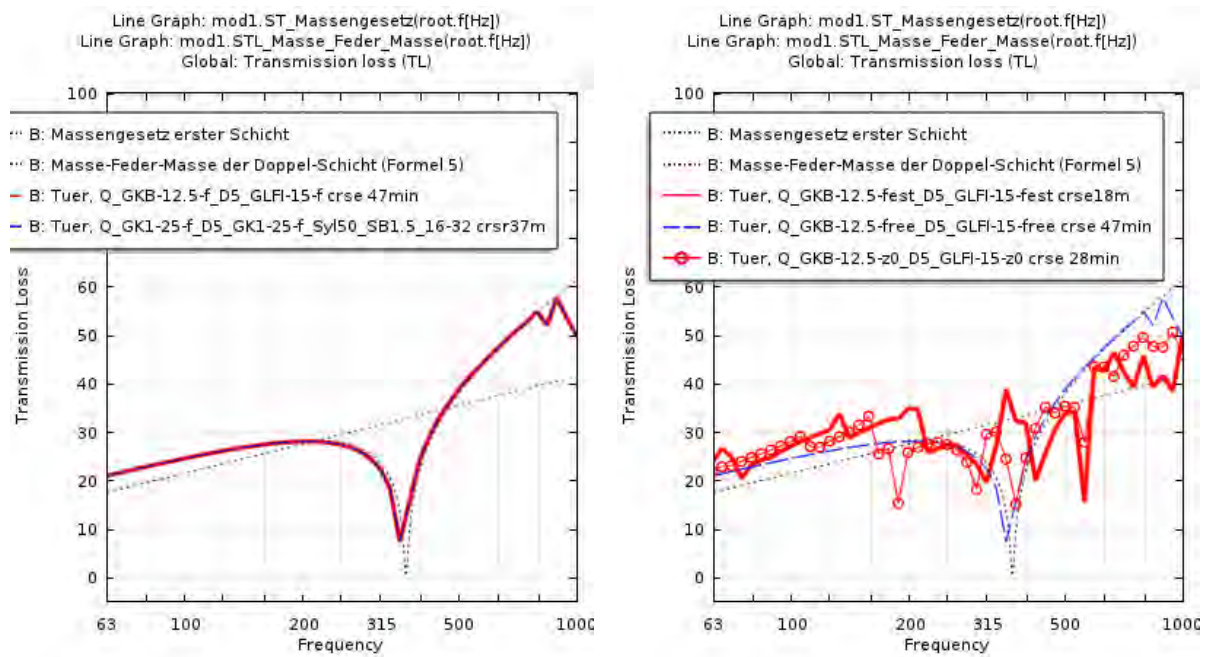
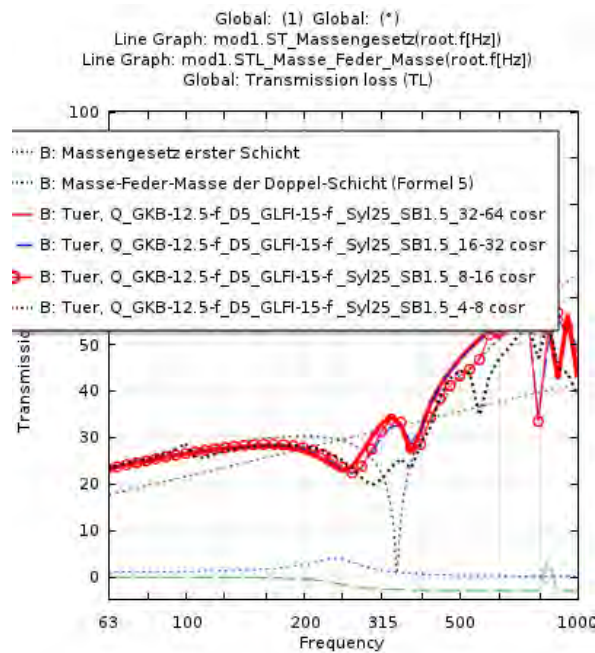


Bild 32:

Schalldämmung der Doppelschale ohne Resonatoren (in den Legenden sollte es "GKFI" statt "GLFI" heißen). Links: bei freien Rändern im Vergleich zum Massegesetz für die erste Schale und zur Schalldämmung des entsprechenden Masse-Feder-Masse-Systems (die blaue Kurve hat hier keine Bedeutung). Rechts: zusätzliche Ergebnisse (rote Kurven) für eingespannte Ränder ("fest", ohne Symbole) und in Kanalrichtung festgehaltene Ränder ("z0", mit Kreisen).

Die Wirkung der Resonatoren wird daher zunächst für freie Randbedingungen betrachtet (Bild 33). Bei "grober" Belegung 4|8 wird der tiefe Resonanzbruch bereits gemildert. 4|8 bedeutet eine Resonatorgröße von etwa 42 x 46 cm<sup>2</sup>. Die Verbesserung kann aber durch Verfeinerung der Belegung weiter – etwa um bis zu 10 dB – gesteigert werden. Bemerkenswerterweise ist der Unterschied zwischen 8|16 (21 x 23 cm<sup>2</sup>) und 16|32 (11 x 12 cm<sup>2</sup>) klein, während der Übergang zu 32|64 (5 x 6 cm<sup>2</sup>) zum Teil noch eine zusätzliche Verbesserung von etwa 2 dB bewirkt.



S. 34

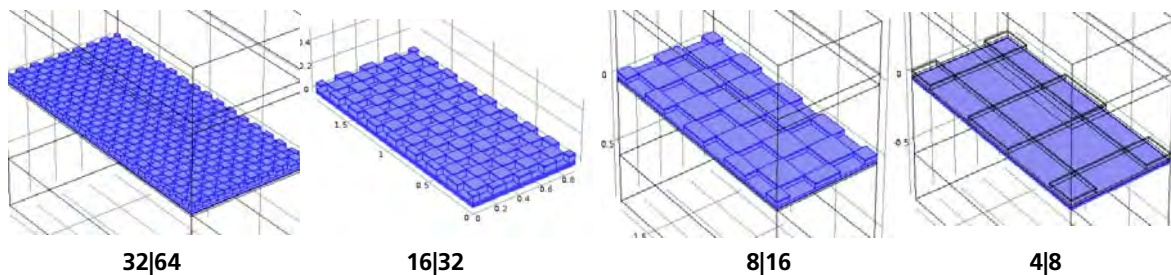


Bild 33:

Schalldämmung (oben) der Doppelschale mit Resonatoren bei freien Rändern in vier verschiedenen Anordnungen (unten). Zum Vergleich sind wie im vorigen Bild das Massegesetz für die erste Schale und die Schalldämmung des Masse-Feder-Masse-Systems eingezeichnet. Die beiden unteren Kurven stellen Betrag (blau punktiert) und Phase (grün gestrichelt) der Übertragungsfunktion der Resonatoren dar.

Für die beiden anderen Randbedingungen (Bild 34) sind nur noch Ergebnisse für die Belegungen 16|32 und 32|64 eingetragen; sie unterscheiden sich wenig. Es wurde daraus geschlossen, dass eine Resonatorgröße von ca.  $10 \times 10 \text{ cm}^2$  entsprechend zu 16|32 für die Experimente klein genug sein sollte. Die Verbesserungen (Differenzen zu den blau gestrichelten Kurven) betragen im Bereich von 250 Hz bis 500 Hz teilweise bis zu 20 dB. Bei einer Mittelung über Terzen werden sich allerdings kleinere Werte ergeben. Auch muss damit gerechnet werden, dass bei diffusem Schalleinfall, bei dem das Massegesetz um 5 dB nach unten rutscht, auch die Verbesserungen geringer ausfallen.



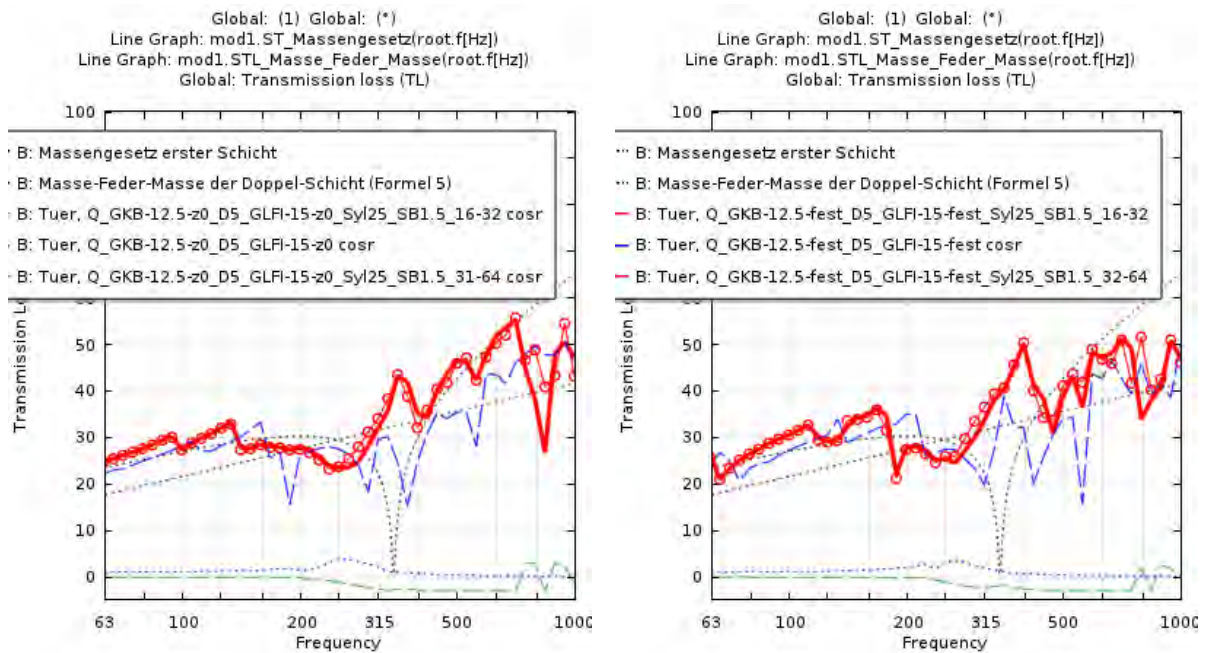


Bild 34:

Ähnlich wie das Diagramm im Bild 33, jedoch mit den Randbedingungen "in Kanalrichtung festgehalten" (links) sowie eingespannt (rechts) und nur mit den "feineren" Anordnungen 16|32 und 32|64, jedoch zusätzlich mit dem Fall ohne Resonatoren (blau gestrichelt).

Als ergänzende nützliche Information seien noch Berechnungen mit Schwingungsdarstellungen angefügt, die für zwei gleiche, 12.5 mm dicke Platten im Format 90 x 190 cm<sup>2</sup> erhalten wurden. Bei freien Plattenrändern und einem Plattenabstand von 10 mm ergibt sich ohne Resonatoren ein Minimum der Schalldämmung bei etwa 300 Hz (Bild 35). Die Resonatoren in der Anordnung 8|8 reduzieren den Dämmungseinbruch wesentlich. Das Schwingungsbild für das Dämmungsminimum bei 265 Hz zeigt eine Konzentration der Amplitude auf die Resonatoren, was darauf hindeutet, dass die Resonatoren das Schwingungsverhalten der Gipskartonplatte stark beeinflussen. Zwischen 200 Hz und 300 Hz bekommt man mit der feineren Anordnung 8|16 mit ungefähr quadratischen Resonatoren eine weitere Verbesserung, etwas unterhalb aber auch eine Verschlechterung. Verglichen mit dem Kriterium  $d < \frac{1}{8} \lambda_B$  (Ziffer 2.1) sind die Resonatoren aber immer noch viel zu groß.

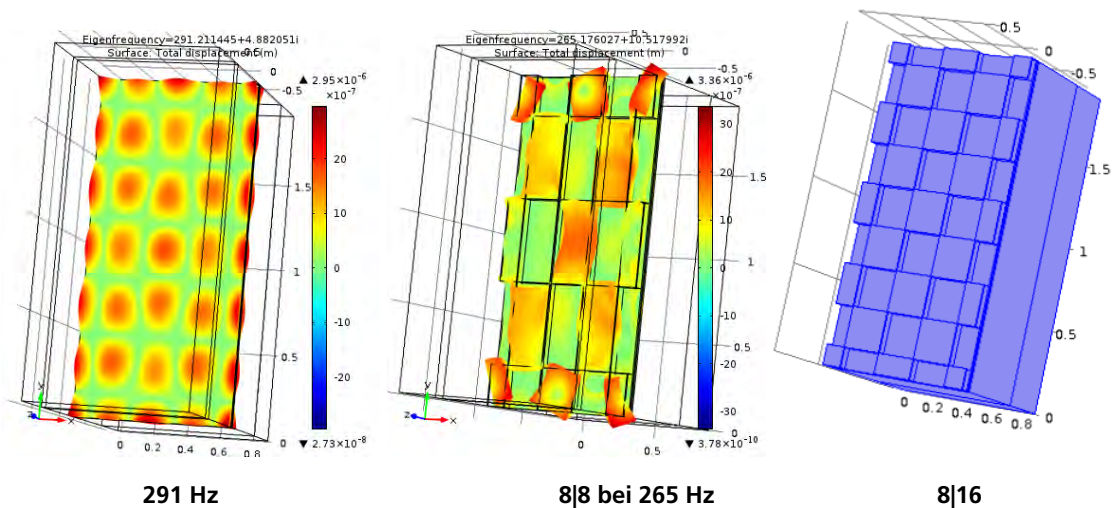
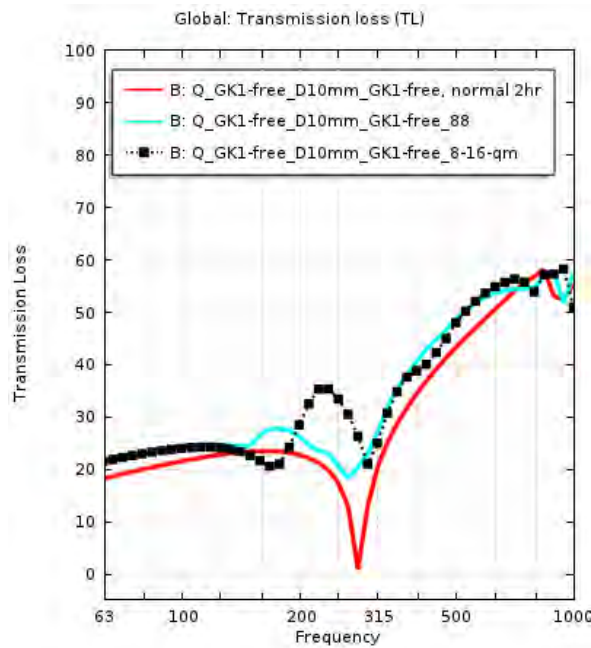


Bild 35:  
 Oben: Schalldämmung einer Doppelschale ohne (rot) und mit Resonatoren (blau: 8|8; schwarz: 8|16). Unten: Betrag der Schwingungsamplitude ohne Resonatoren bei 291 Hz und mit Resonatoren 8|8 bei 265 Hz; Anordnung 8|16

Abschließend seien noch die Ergebnisse für Doppelschalen mit 25 mm dicken Platten im Format 90 x 190 cm<sup>2</sup> für verschiedene Randbedingungen (Bild 36) entsprechend zu Bild 32, jedoch mit einem zehnmal größeren Plattenabstand von 50 mm, gezeigt. Sie bestätigen die bereits bekannten Erkenntnisse.

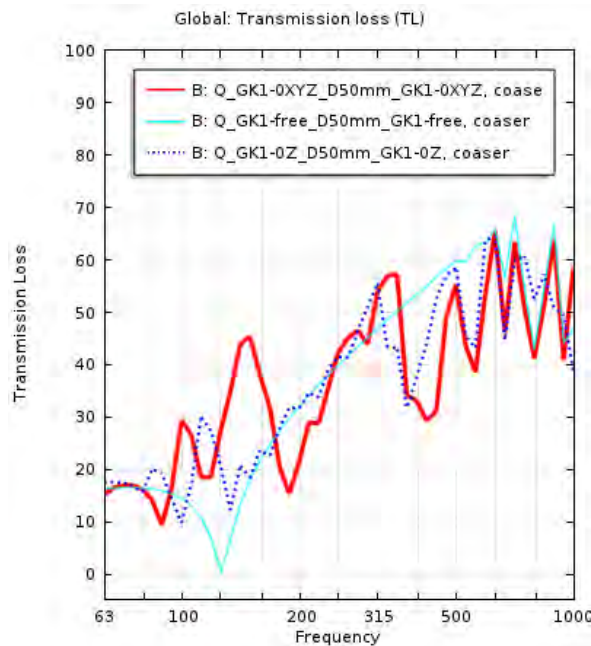


Bild 36:  
Schalldämmung einer Doppelschale mit verschiedenen Randbedingungen ohne Resonatoren ("0XYZ" = "fest").

### 3 Messungen

Entsprechend den theoretischen und numerischen Bearbeitungsschritten wurde die Reduktion der Abstrahlung durch flache Resonatoren in verschiedenen Messserien untersucht, zunächst im Fensterprüfstand, dann im Impedanzkanal mit Querschnitt 25 x 25 cm<sup>2</sup> und schließlich im Türprüfstand. Außerdem wurden elastodynamische Eigenschaften vom hauptsächlich verwendeten Sylomer sowie die Übertragungsfunktion eines Resonator experimentell bestimmt. Die Anregung von höheren Kanalmoden unter- und oberhalb ihrer cut-on-Frequenz wurde mit einer flächigen Anordnung von 4 x 4 kleinen Lautsprechern mit geeigneter Polung im Impedanzkanal demonstriert.

#### 3.1 Fensterprüfstand

Im Rahmen der Master-Arbeit [3] wurden im Fensterprüfstand des IBP Schalldämmungsmessungen durchgeführt. Das "nackte" Bauteil war eine 5 mm dicke Stahlplatte mit den Abmessungen 1.23 m x 1.48 m. Sie wurde mit Resonatoren beklebt, deren Kantenlänge 10 cm bzw. 20 cm betrug (Bild 37).

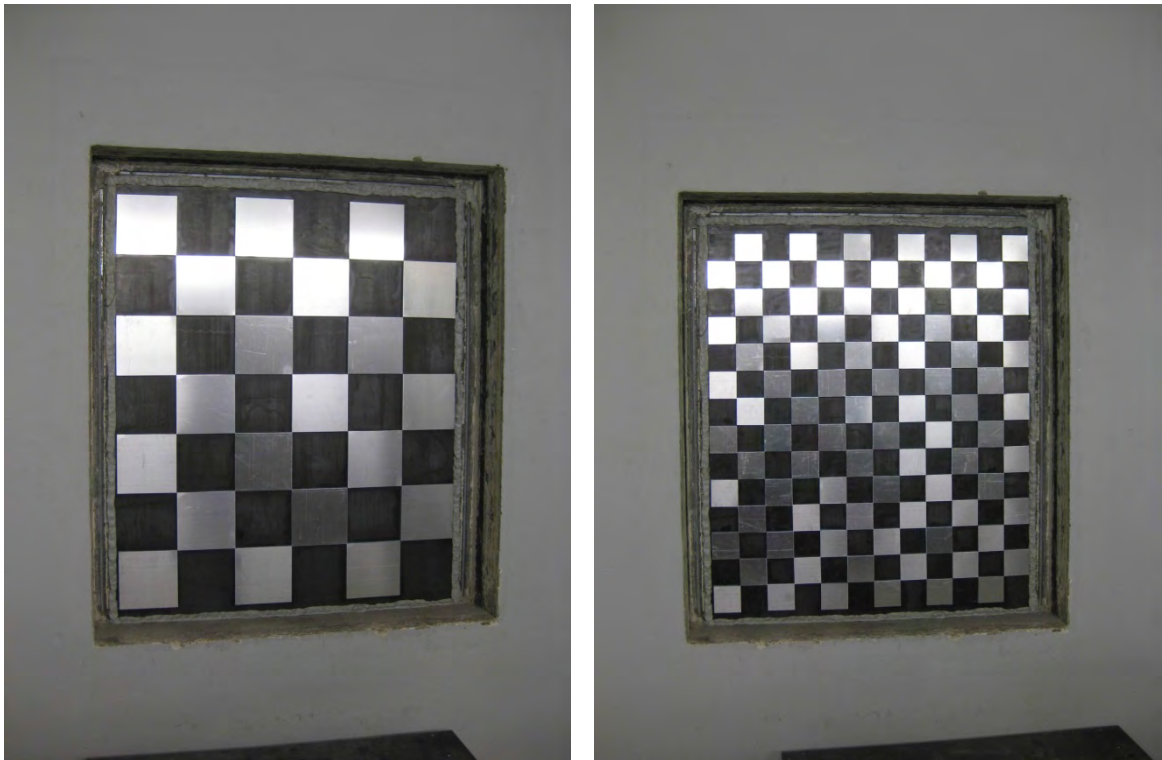


Bild 37:

Im Fensterprüfstand eingebaute Stahlplatte (schwarz) mit Resonatoren der Kantenlänge 20 cm (links) bzw. 10 cm (rechts) mit Aluminiumdeckplatten (silbrig)

Die Resonatoren bestanden bei der ersten Messung nur aus 12.5 mm dicken blauen Sylomerplatten SR-28 mit der gemessenen Dichte  $217 \text{ kg/m}^3$  und – laut Datenblatt – einem dynamischen Elastizitätsmodul von 1 MPa und einem Verlustfaktor von 45% bei 1 kHz. Bei der zweiten Messung wurden sie mit einer 2 mm dicken Deckplatte aus Aluminium versehen. Zusätzlich wurde die vollflächig mit Sylomer beklebte Stahlplatte gemessen. Das berechnete erste Maximum der Übertragungsfunktion (2.2) liegt mit Deckplatte bei 580 Hz, ohne Deckplatte bei 1.4 kHz.

Die Ergebnisse für die Resonatoren ohne Deckplatte liegen nur im Koinzidenzbereich (oberhalb 2 kHz) deutlich höher als die Referenzkurve der nackten Stahlplatte (Bild 38). Die Unterschiede zwischen den Kurven für die beiden Kantenlängen und zur Kurve für vollflächige Sylomerbelegung sind gering. Daher ist zu vermuten, dass die Verbesserung im Koinzidenzbereich hauptsächlich durch die Bedämpfung der Stahlplatte durch das aufgeklebte Sylomer bedingt ist.

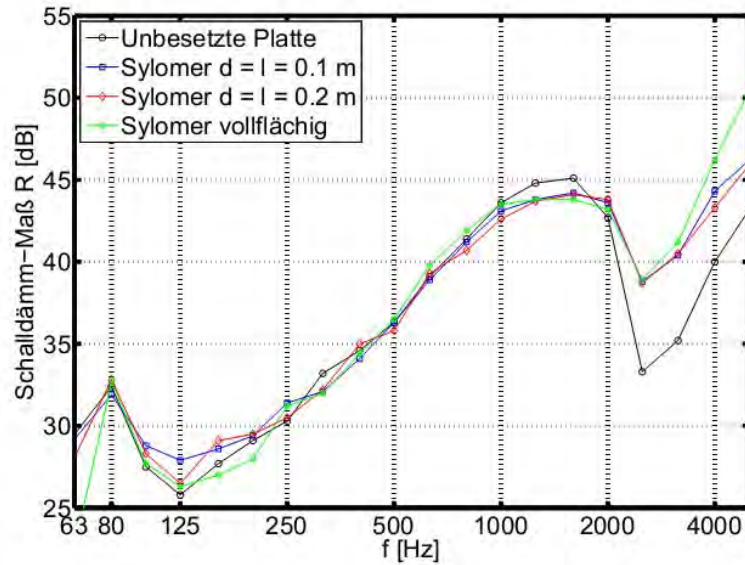


Bild 38:  
Schalldämm-Maß der Stahlplatte mit verschiedenen Belegungen.  
Resonatoren ohne Deckplatte (aus [3])

Diese Bedämpfung der Stahlplatte erscheint unverändert, nachdem die Resonatoren mit Deckplatten versehen wurden (Bild 39). Nun aber zeigt sich im Bereich von 1 kHz bis 2 kHz – auch gegenüber der vollflächigen Sylomerbelegung – eine deutliche Verbesserung, die als Nachweis des beabsichtigten Resonanzeffekts betrachtet werden darf. Dafür spricht, dass unterhalb der Koinzidenz im Gültigkeitsbereich des Massegesetzes (ungefähr unterhalb 1 kHz) eine Erhöhung der Dämpfung kaum etwas bewirkt (grüne Kurve in den Bildern 38 und 39) und die maximal 10%ige Erhöhung der Masse durch die Resonatoren ebenfalls nicht ins Gewicht fällt (rechnerisch  $< 1$  dB).

Im Vergleich zur theoretischen Erwartung sind die gemessenen Verbesserungen deutlich zu niedrig (Bilder 40 und 41; die Diagramme für die Kantenlänge 20 cm sehen ähnlich aus)).



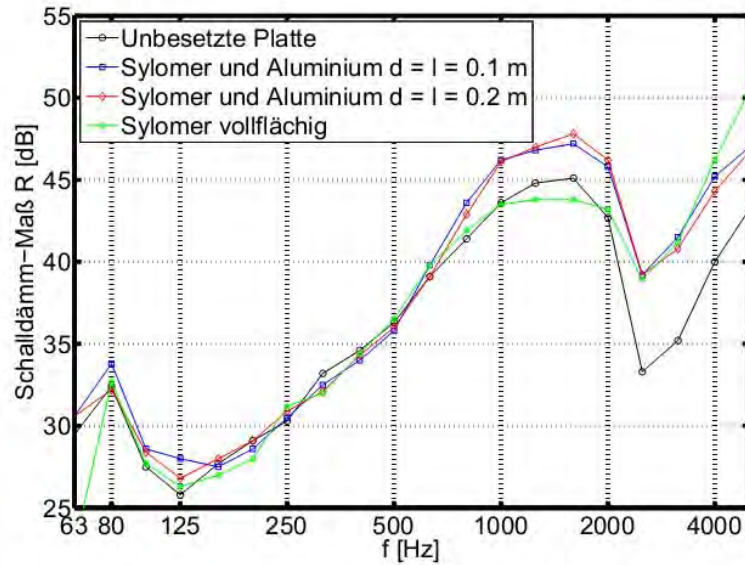


Bild 39:  
Schalldämm-Maß der Stahlplatte mit verschiedenen Belegungen.  
Resonatoren mit Deckplatte (aus [3])

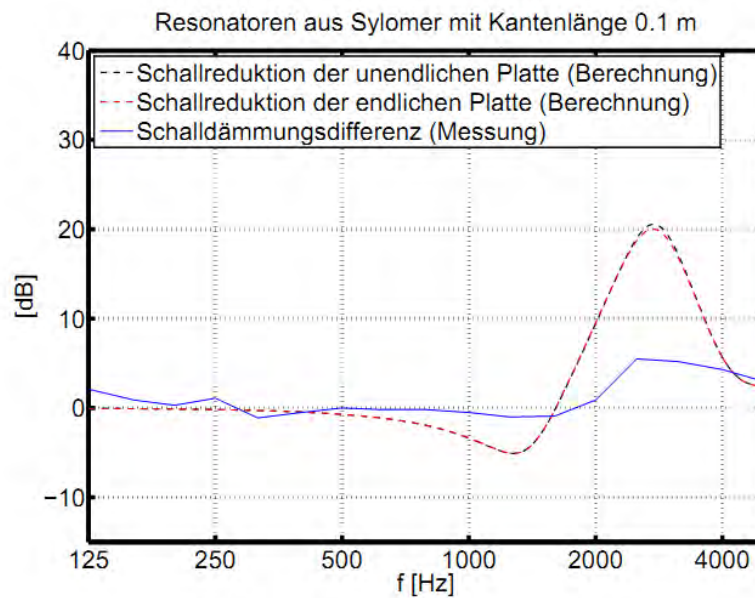


Bild 40:  
Gemessene und berechnete Reduktion des Schalldämm-Maßes durch  
Resonatoren (Kantenlänge 10 cm) ohne Deckplatte (aus [3])

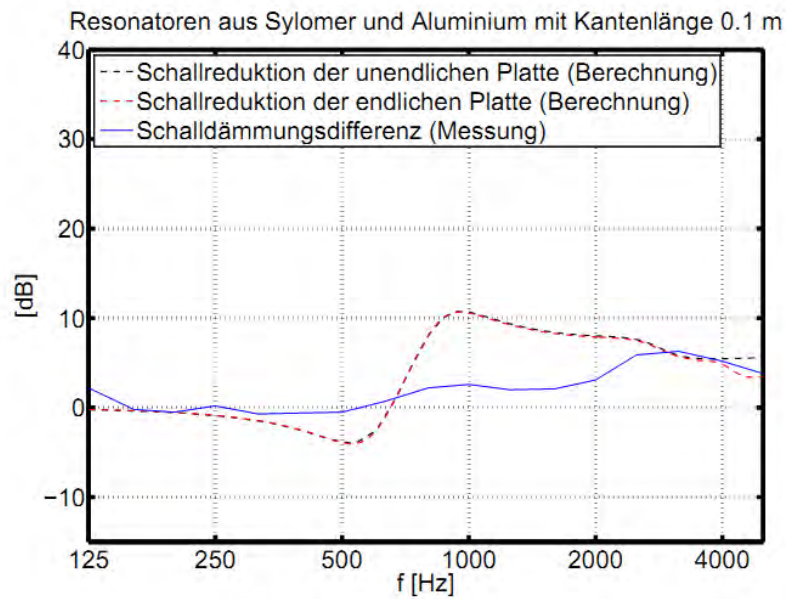


Bild 41:  
Gemessene und berechnete Reduktion des Schalldämm-Maßes durch Resonatoren (Kantenlänge 10 cm) mit Deckplatte (aus [3])

Ein Unterschied zwischen Rechnung und Messung besteht darin, dass bei der Rechnung die Bewegung der Grundplatte konstant ist, während bei der Schalldämmungsmessung das anregende Luftschallfeld im Senderraum gleich bleibt. Außerdem entspricht der Fensterprüfstand weder der Abstrahlung in den Halbraum (Stepanov), noch der in den Kanal (Ziffer 2.2). Hätte man die Stahlplatte nicht in Fenstergröße, sondern in "Pfundwandgröße" – grob 3 m x 3 m – mit Resonatoren der Kantenlänge 20 cm bzw. 10 cm belegt, würde man hauptsächlich die Mode (15, 15) bzw. (30,30) anregen, die eine cut-on-Frequenz von 10 kHz bzw. 21 kHz hat. Demnach wären die Resonatoren bei weitem klein genug, um unterhalb 5 kHz die Abstrahlung wirkungsvoll zu verringern. Durch die Beschränkung auf die Fensterfläche wird unter anderem – mit einer mittleren Schnelle – auch die Mode (4,4) angeregt, die oberhalb 2.8 kHz zu strahlen beginnt. Auch dies wäre keine starke Beeinträchtigung. Dafür spricht die experimentelle Tatsache, dass sich die Ergebnisse für die beiden Kantenlängen 10 cm und 20 cm nur wenig unterscheiden. Aus dieser Sicht sind die Resonatoren klein genug.

Die Verbesserung nach Gl. (2.3) wird hauptsächlich deshalb nicht erreicht, weil die Resonatorkantenlängen  $d$  im Vergleich zur Länge  $\lambda_B$  der BiegeWellen auf der Stahlplatte zu groß sind. Bei den Frequenzen 1 kHz, 2 kHz und 2.5 kHz nimmt  $\lambda_B$  die Werte 22 cm, 16 cm und 14 cm an. Das Verhältnis  $d / \lambda_B$  durchläuft dabei Werte von ungefähr 0.5 bis 1.4, ist also deutlich höher als die in Ziffer 2.1 zitierte obere Grenze von 0.125 nach [5]. Da die zweite Arbeit [5]

von Stepanov und damit diese Grenze während der Anfertigung der Master-Arbeit [3] nicht bekannt war, wurde die Resonatorauslegung diesbezüglich nicht optimiert. Die Messergebnisse im Fensterprüfstand erfüllten daher die Erwartungen nicht im gewünschten Maße. Trotzdem konnte – wenn auch in abgeschwächter Form – die Verminderung der Abstrahlung durch "akustischen Kurzschluss" nachgewiesen werden.

### **3.2 Übertragungsfunktionen**

In der Bachelor-Arbeit [7, Ziffer 4.2 und Anhang C.4] wurde mithilfe eines einfachen Versuchsaufbaus die Übertragungsfunktion eines Resonators gemessen, die in COMSOL-Berechnungen Verwendung fand. Leider verhinderte eine unerwünschte Resonanz der Apparatur bei tieferen Frequenzen eine genaue Messung. Die in Bild 42 dargestellten Ergebnisse bestätigen jedoch im Wesentlichen die in COMSOL verwendete Übertragungsfunktion und damit auch die für Sylomer SR 11 (gelb, auch mit G bezeichnet) angenommenen Eigenschaften.

### **3.3 E-Modul und Verlustfaktor von Sylomer**

Im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 1 kHz ergaben sich für Sylomer (gelb) unter der Annahme eines Poisson-Verhältnisses von 0.3 mit der Frequenz ansteigende E-Modulwerte von ungefähr 0.4 MPa bis 0.8 MPa und Verlustfaktoren von 0.35 bis 0.45. Dies ist in guter Übereinstimmung mit Angaben in einer Broschüre (Federungstechnik – Sylomer) der Fa. RRG Industrietechnik GmbH, Mühlheim an der Ruhr.



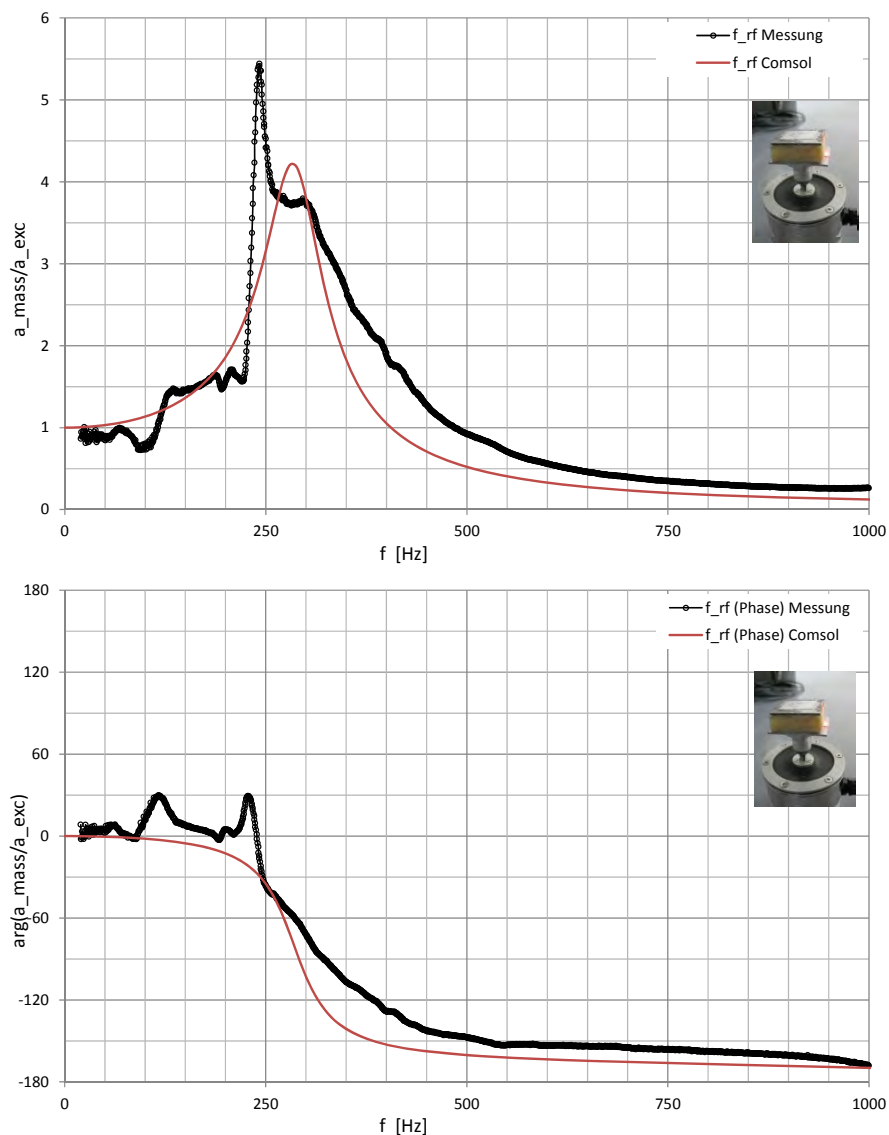


Bild 42:  
Gemessene und berechnete Übertragungsfunktion für einen Resonator, bestehend aus 12.5 mm dickem Sylomer (gelb) und 1.5 mm dicker Stahlplatte (Diagramme C.53 und C.54 aus [7]); Betrag (oben), Phase (unten).

### 3.4 Impedanzkanal

Im Impedanzkanal mit 25 x 25 cm<sup>2</sup> Querschnitt wurde die Anregung höherer Kanalmoden mit einer Gruppe aus kleinen Lautsprechern demonstriert (Ziffer 3.4.1). Die Möglichkeit der Schalldämmungsmessung bei senkrechtem Schalleinfall wurde für quadratische Gipskartonplatten mit aufgeklebten Resonatoren genutzt (Ziffern 3.4.2 und 3.4.3).

### 3.4.1 Lautsprecher als Kolbenstrahler

Bild 43 zeigt den Aufbau einer Gruppe aus 16 Lautsprechern. Mit individueller Polung der Lautsprecher kann die Anregung von Kanalmoden gesteuert werden. Je nach Frequenz wird sich eine Mode ausbreiten oder als Nahfeld exponentiell abklingen. Die beim Polungsmuster im Bild links hauptsächlich angeregte Mode besitzt eine cut-on-Frequenz von 1380 Hz, die bei der anderen Polung eine von 1952 Hz. Die Diagramme zeigen den Schalldruckpegelverlauf in Kanalmitte bei reflexionsarmem Abschluss für 500 Hz, 1 kHz und 2 kHz als Funktion des Abstands von der Lautsprechergruppe. Bei 2 kHz breiten sich beide Moden aus, der Pegelabfall ist gering. Dagegen sieht man bei 1 kHz, unterhalb beider cut-on-Frequenzen, einen steilen Pegelabfall in der Nähe der Quelle. Damit ist auch messtechnisch bestätigt, dass auf diese Weise ein Abfall von 30 dB und mehr innerhalb von wenigen Dezimetern erzielbar ist. Dieser Effekt müsste bei 500 Hz noch deutlicher zu sehen sein; er wird aber durch Unvollkommenheiten des Versuchsaufbaus verdeckt und ist nur bei kleinen Abständen andeutungsweise sichtbar.

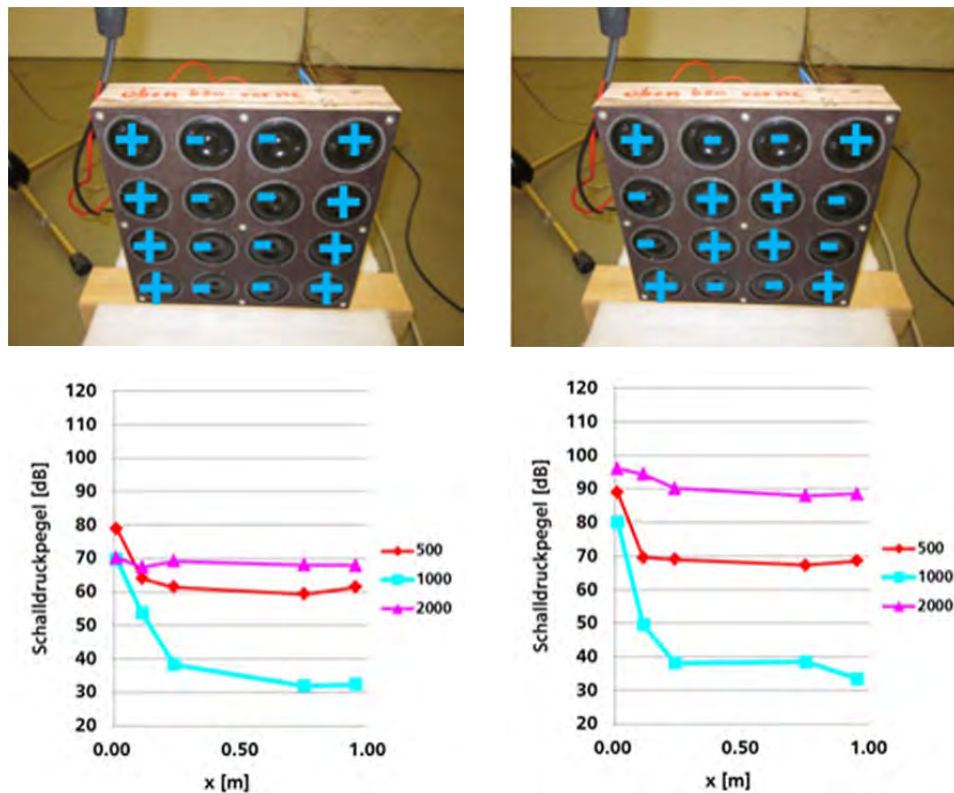


Bild 43: Aufbau mit 16 Lautsprechern für den Impedanzkanal mit 25 x 25 cm<sup>2</sup> Querschnitt mit Angabe der Polung (oben) zur Anregung von Kanalmoden mit cut-on-Frequenzen von 1380 Hz (links) und 1952 Hz (rechts).

### 3.4.2 Gipskartonplatte mit Resonatoren

Aus der Bachelor-Arbeit [7] seien einige Schalldämmungsmessungen herausgegriffen. Bild 44 zeigt einige der Prüflinge. Die Kennzeichnung der Resonatoranordnungen ist in Ziffer 2.3.2 erklärt. Die Resonatoren bestehen aus einer 12.5 mm dicken Sylomer-Schicht (gelb) und 1.5 mm dickem Stahlblech und sollten den Dämmungseinbruch der nackten Platte bei ca. 300 Hz beheben. Den Ergebnissen oberhalb der cut-on-Frequenz des Kanals bei 680 Hz sollte nicht zu viel Bedeutung zugemessen werden, da nur an einer Mikrofonposition in Kanalmitte in einem Abstand von 55 cm vom Bauteil gemessen wurde.

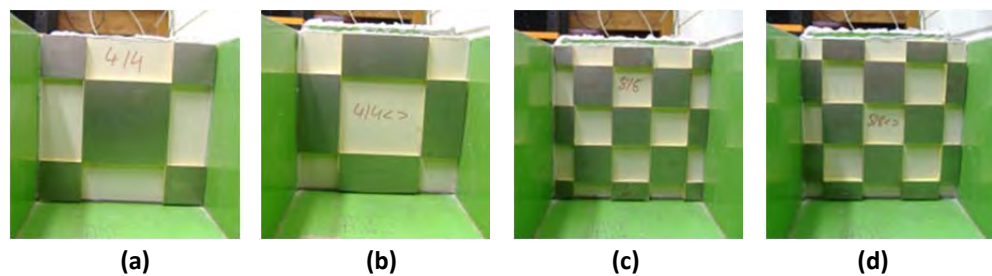


Bild 44:  
Schalldämmende Aufbauten für den Impedanzkanal (aus [7]): Gipskartonplatte mit aufgesetzten Resonatoren in verschiedenen Anordnungen: (a) 4|4, (b) 4|4<>, (c) 8|8, (d) 8|8<>

Bild 45 zeigt exemplarisch einen Vergleich zwischen den Messwerten und der Simulation der Messung mit COMSOL. Unterhalb von 500 Hz gibt die Berechnung den Verlauf der Messkurve qualitativ gut wieder. Die berechnete Kurve ist leicht zu hohen Frequenzen verschoben. Einige Parameter des COMSOL-Modells wurden angepasst, um die gemessenen Werte der Gipskartonplatte möglichst gut nachzubilden. Auch bei anderen, hier nicht gezeigten Fällen ist die Korrespondenz zwischen Messung und COMSOL-Simulation ziemlich gut.

Bild 46 enthält ausschließlich Messwerte. Hier ist auch die Schalldämmung der nackten Platte und damit die Verbesserung durch die Resonatoren zu sehen. Abgesehen von einem Bereich zwischen 200 Hz und 300 Hz ist die Verbesserung der Schalldämmung durch eine vollflächige Belegung mit Sylomer und Stahlblech besser oder wenigstens nicht schlechter als durch die beiden Resonatoranordnungen 8|8 und 8|8<>. Nur zwischen 200 Hz und 300 Hz scheint der akustische Kurzschluss deutlich zu wirken. Der Unterschied zwischen der Resonatoranordnung 8|8 und der "gespiegelten" 8|8<> ist gering (bei der COMSOL-Berechnung sehr gering).

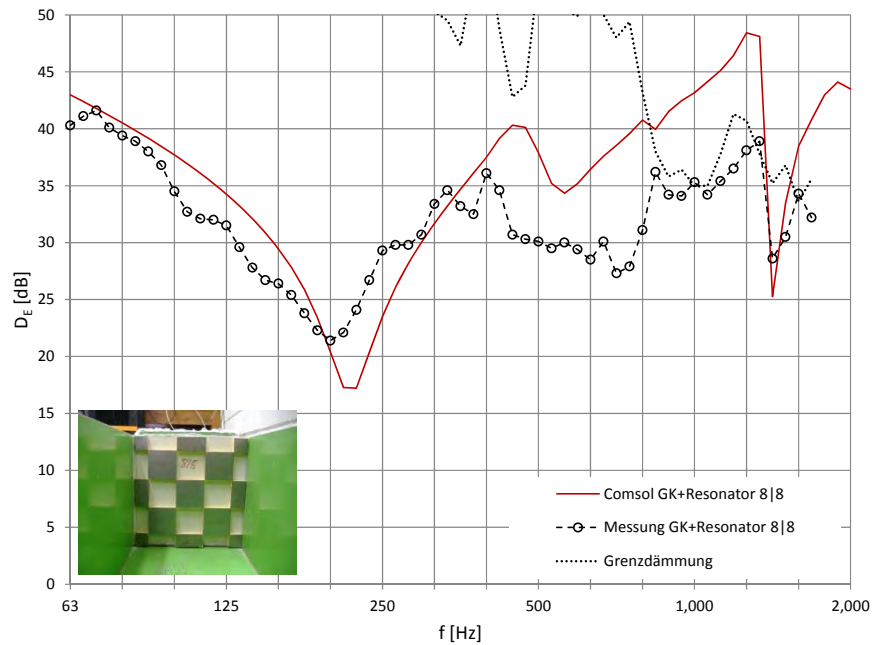


Bild 45:  
Schalldämmung der Gipskartonplatte mit Resonatoranordnung 8|8; Messung und Simulation mit COMSOL (aus [7])

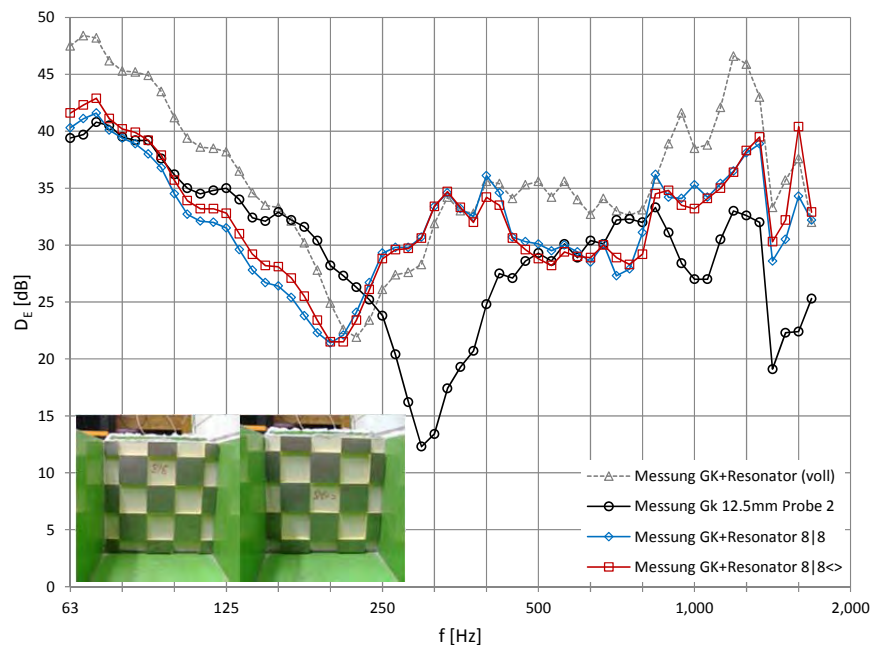


Bild 46:  
Gemessene Schalldämmung der Gipskartonplatte alleine, mit Resonatoranordnungen 8|8 und 8|8<> sowie mit vollflächiger Resonatorbelegung (aus [7])

Dagegen liefern die Resonatoranordnungen 4|4 und 4|4<> sowohl bei der Rechnung als auch bei der Messung noch deutlich unterschiedliche Resultate. Der abnehmende Unterschied zwischen gespiegelten Anordnungen beim Übergang von der 4er- auf die 8er-Unterteilung lässt sich – zumindest rechnerisch – auch bei den Streifenanordnungen 4|1 und 8|1 feststellen. (Bei den Messungen sind die Unterschiede in beiden Fällen ähnlich deutlich, was sicherlich auch mit den experimentellen Randbedingungen zusammenhängt, die nicht quantitativ bekannt und nicht immer exakt die gleichen sein dürften.)

Aus dem Vergleich von gespiegelten Anordnungen mit 4er- bzw. 8er-Unterteilung kann man vermuten, dass für das Biegewellenfeld auf der Gipskartonplatte die 8er-Unterteilung für den akustischen Kurzschluss fein genug ist. Da bei 300 Hz – bei maximaler Anregung der Grundmode der am Rand mehr oder weniger fest gehaltenen Platte – die Biegewellenlänge ca. 50 cm beträgt, würde dies bedeuten, dass man statt  $d < \frac{1}{8} \lambda_B$ , wie von Stepanov [5] formuliert, eher  $d < \frac{1}{16} \lambda_B$  fordern sollte, um "auf der sicheren Seite zu sein".

Wie Bild 47 zeigt, erreicht die gemessene Verbesserung der Schalldämmung durch die Resonatoranordnung 8|8 stattliche 20 dB bei 300 Hz. Dies ist in ziemlich guter Übereinstimmung mit der COMSOL-Abschätzung. (Messwerte oberhalb von 680 Hz sind wenig aussagekräftig.)

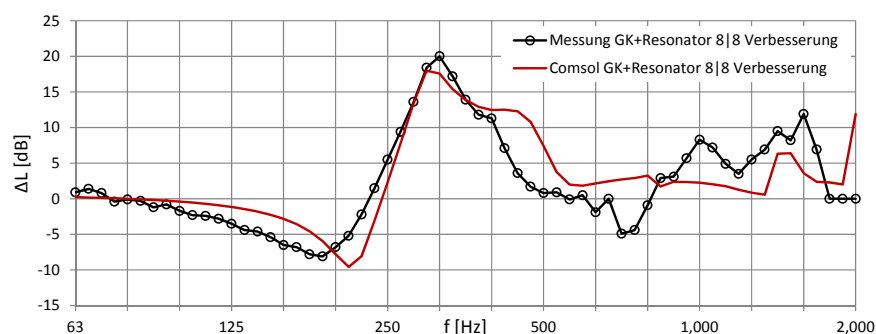


Bild 47:  
Verbesserung der Schalldämmung durch aufgebrachte Resonatoren (Anordnung 8|8) gegenüber der unbesetzten GK-Platte: Messung und COMSOL-Berechnung (aus [7])

Bild 48 verdeutlicht, wie sich Resonanzfrequenz und Verbesserung zu tieferen Frequenzen verschieben, wenn das 1.5 mm dicke Stahlblech des Resonators durch ein 4 mm dickes ersetzt wird. Dabei wird insgesamt eine deutliche Verbesserung erzielt. Auffällig ist die größere Diskrepanz zwischen Messung und Rechnung beim schwereren Stahlblech. Es sieht so aus, als ob die Dämpfung im Experiment größer ist.

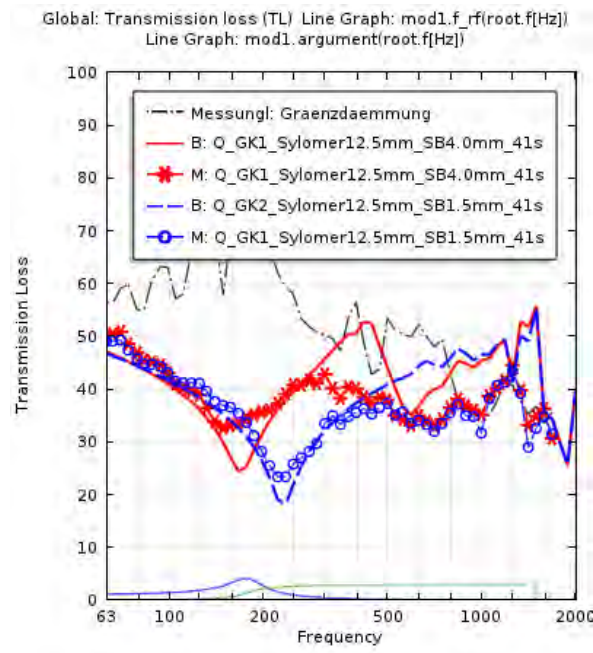


Bild 48:

Gemessene und berechnete Schalldämmung für eine Gipskartonplatte mit einem  $4|1<>$ -Resonator, einmal mit 1.5 mm Stahlblech, einmal mit 4 mm; Betrag und Phase der Übertragungsfunktion für 4 mm Stahlblech (blaue und grüne Linien).

### 3.4.3 Doppelschalige Aufbauten

Die Schalldämmung von doppelschaligen Aufbauten im Kanal zu messen ist deutlich problematischer, weil oft die Grenzdämmung überschritten wird. Bei der Kombination von zwei (etwas unterschiedlichen) Gipskartonplatten im Abstand von 100 mm kamen nur die Ergebnisse zwischen etwa 250 Hz und 400 Hz deutlich unterhalb der Grenzdämmung zu liegen (Bild 49). Die Messwerte liegen in diesem Bereich nahe bei den COMSOL-Werten.

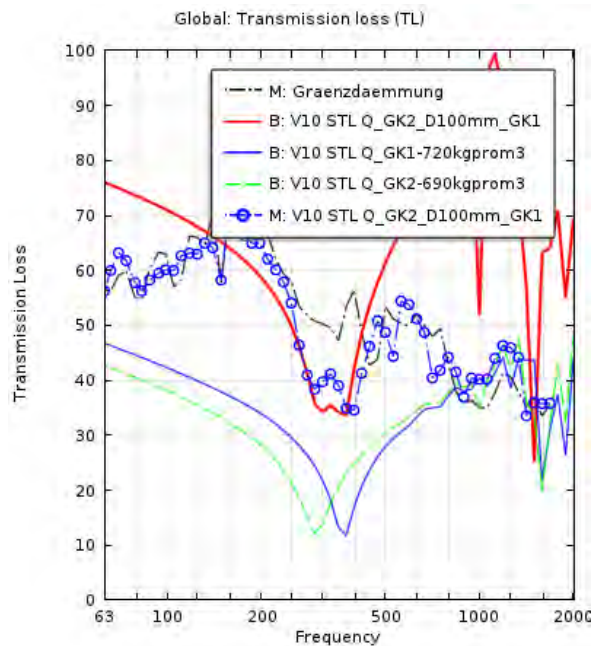


Bild 49:

Gemessene Schalldämmung einer Doppelschale (blaue Kreise) im Vergleich zur COMSOL-Berechnung (rote Linie) und zur Grendämmung (strichpunktiert). Die berechneten Werte für die beiden Platten allein sind durch die blaue und die gestrichelte grüne Linie dargestellt.

Versieht man die Platte GK1 mit Resonatoren in der Anordnung 4|4<>, und zwar auf der dem Hohlraum zugewandten Innenseite, erhält man in besagtem Frequenzbereich Verbesserungen um grob 10 dB, was in die Grendämmung bei ca. 50 dB hineinläuft (Bild 50). Die Berechnung führt auf ähnliche Ergebnisse, bemerkenswerterweise mit Unterschieden zwischen beiden Messrichtungen. Die Ursache dieser Unterschiede wurde nicht weiter untersucht. Die entsprechenden – größeren – Unterschiede bei den Messungen sind sicher auch auf den Aus- und Wiedereinbau der Platten zurückzuführen. Trotz der messtechnischen Unsicherheit ist festzuhalten, dass die Resonatoren auch im Hohlraum eine Verbesserung bewirken.



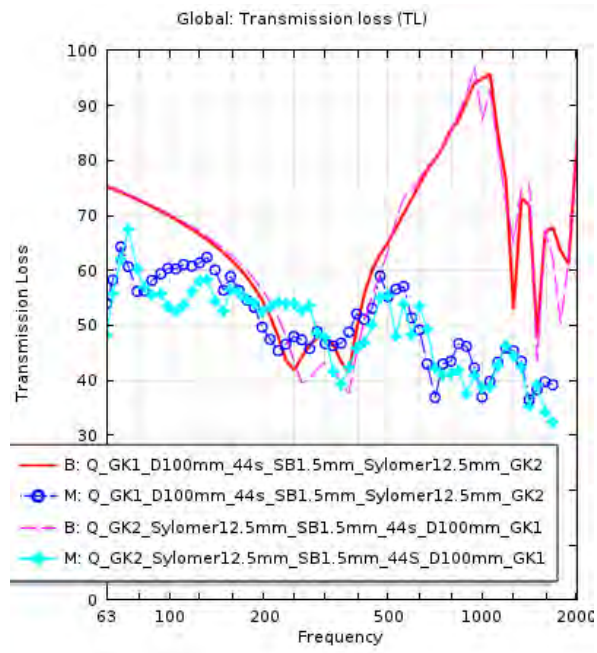


Bild 50:

In beiden Richtungen gemessene Schalldämmung einer Doppelschale mit internen Resonatoren (Anordnung 4|4<>) im Vergleich zu COMSOL-Berechnungen (ohne Symbole)

Ersetzt man in der Doppelschale eine Gipskartonplatte durch eine Aluminiumplatte (Bilder 51 und 52), bekommt man bis 250 Hz keine Probleme mit der Grenzdämmung. Der Bereich um 400 Hz, in dem die Resonatorwirkung durch akustischen Kurzschluss am größten sein sollte (siehe die beiden untersten Kurven in Bild 52), ist aber wiederum nicht zuverlässig messbar gewesen. Der Vergleich der Bilder 52 und 53 zeigt aber eindrucksvoll, dass die Wirkung des Resonatorstreifens ziemlich unabhängig von seiner Position (außen oder im Hohlraum) ist.



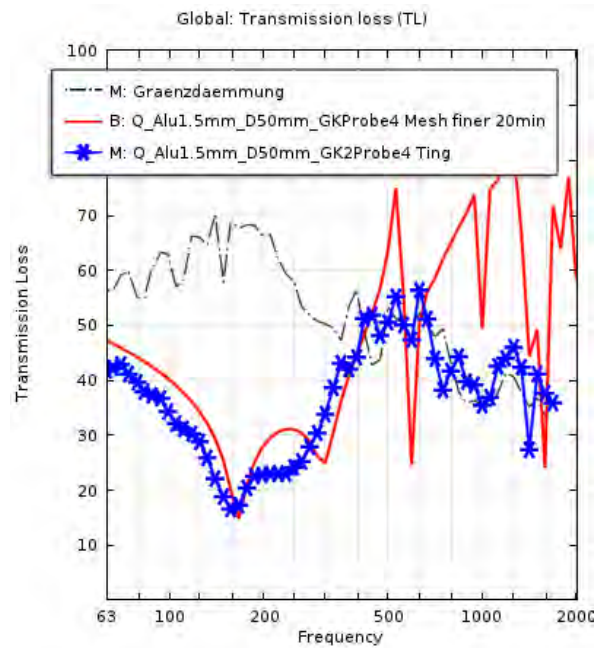


Bild 51:  
Gemessene Schalldämmung einer Doppelschale aus einer Gipskartonplatte und einer 1.5 mm dicken Aluminiumplatte mit 50 mm Abstand im Vergleich zur COMSOL-Berechnung (rote Linie) und zur Grenzdaemmung (strichpunktiert)

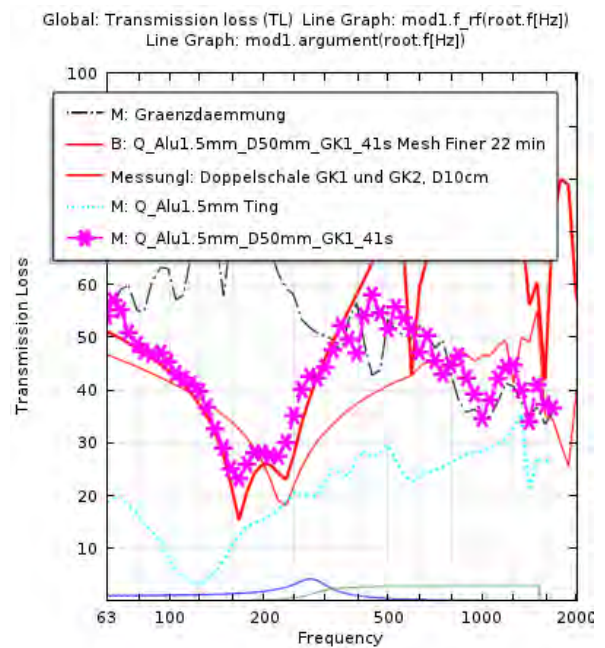


Bild 52:  
Wie Bild 51, jedoch mit einem Resonatorstreifen (4|1<>) "außen" auf der Gipskartonplatte

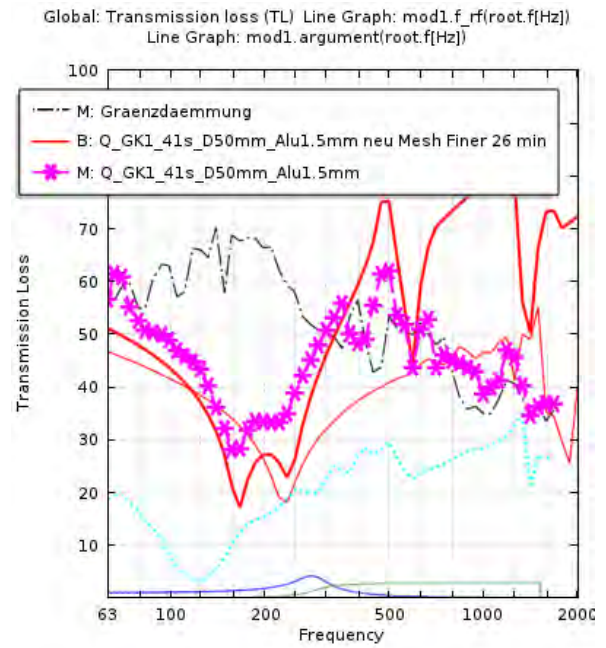
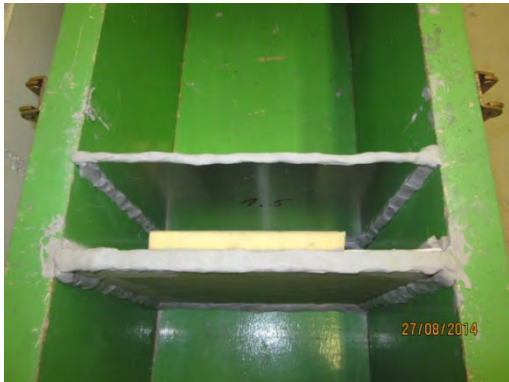


Bild 53:  
 Wie Bild 52, jedoch mit vertauschten Platten, so dass der Resonatorenstreifen sich im Hohlraum befindet.

### 3.5 Türprüfstand

Für die abschließende Messserie wurde der Türprüfstand des IBP gewählt (Bild 54). Da dort keine bewegten Lautsprecher zur Verfügung stehen, wurde mit nur einer Lautsprecherposition in einer Raumecke gemessen (Bild 55). Die Schallpegel in Sende- und Empfangsraum wurden jeweils mit einem rotierenden Mikrofon bestimmt (Mittelwerte über zwei Messungen mit unterschiedlichen Bahnneigungen). Diese Messmethode erreicht nicht die bei Messungen nach Norm übliche Genauigkeit. Sie sollte jedoch für die Bestimmung von Differenzen, insbesondere für Prüflinge mit oder ohne Resonatoren, ausreichend genau sein. Um dies zu gewährleisten, wurde sorgfältig darauf geachtet, dass die Messungen immer in der gleichen Art und Weise durchgeführt wurden. Bei sämtlichen Aufbauten wurde in beiden Messrichtungen gemessen.



Bild 54:  
Skizze des Türprüfstands. Links Raum P9B, rechts Raum P10B (im Folgenden kurz als P9 und P10 bezeichnet)

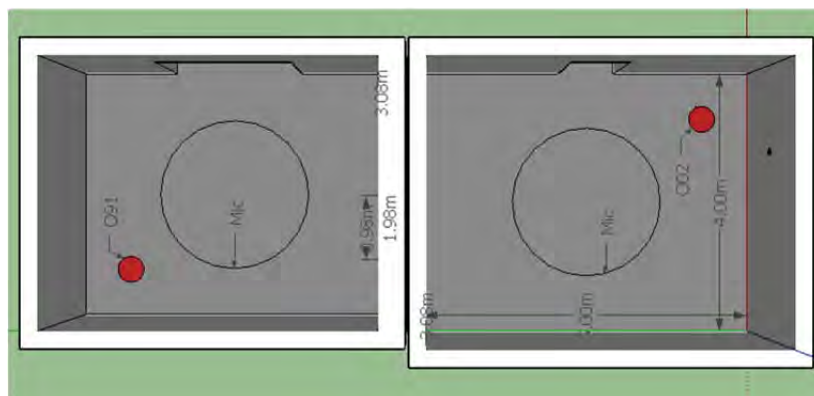


Bild 55:  
Lautsprecherpositionen (rot) und der Mikrofonbahnen (links P9, rechts P10)

Das Ziel dieser Messserie war die Demonstration der Wirksamkeit des Stepanov-Konzepts bei doppelschaligen Gipskartonwänden im diffusen Schallfeld. Da es im Rahmen des Projekts nicht gelungen ist, praktikable Resonatoren für tiefe Frequenzen um 100 Hz zu realisieren – mit den verfügbaren Materialien wären sie zu dick und zu schwer geworden –, wurde die Hohlraumtiefe, also der Plattenabstand, auf unüblich kleine Werte von 10 bzw. 5 mm reduziert, um die Doppelschalenresonanz zu höheren Frequenzen zu verschieben. Obwohl Abschätzungen ergaben, dass auch mit diesen "Trick" keine ideale Abstimmung erreicht werden kann, sollten die Resonatoren eine deutliche Reduktion der Abstrahlung bewirken.

Die Gipskartonplatten wurden von der Fa. Knauf geliefert. Als "Grundplatte" kam eine 15 mm dicke GKFI-Platte (15.8 kg/m<sup>2</sup>, Dichte = 1053 kg/m<sup>3</sup>, Koinzidenzgrenzfrequenz  $f_c \approx 2.1$  kHz, Poisson-Zahl = 0.2, E-Modul = 4.0 GPa) mit den Abmessungen 1.98 m x 0.98 m zum Einsatz. Sie wurde auf einen in der Prüföffnung befestigten Holzrahmen (ca. 8 cm breit, ca. 6 cm tief) geschraubt und an den Rändern abgedichtet (Bild 56). Die Plattenfläche innerhalb des Holzrahmens betrug ca. 84 cm x 184 cm = 1.55 m<sup>2</sup>

Die in beiden Richtungen gemessene Schalldämmung der Grundplatte ist zusammen mit dem Massegesetz für "diffusen" Schalleinfall in Bild 57 gezeigt. Es ist offensichtlich, dass die Messwerte dem Massegesetz, das für eine unendlich große Platte gilt, bis etwa 1.6 kHz nur in grober Näherung folgen. Oberhalb ist aber der Koinzidenzeinbruch bei der erwarteten Frequenz deutlich erkennbar. Auffallend ist der teilweise große Unterschied zwischen den beiden Messrichtungen. Dies wird hauptsächlich der nicht ausreichenden Mittelung über die Schallfelder in beiden Räumen zuzuschreiben sein. Differenzen sollten daher nur zwischen Messungen mit gleicher Messrichtung betrachtet werden.



Bild 56:  
GKFI-Feuerschutzplatte auf Holzrahmen in der Prüföffnung des Türprüfstands.  
Linkes Bild: von Raum P9 aus gesehen; rechtes Bild: von Raum P10  
(mit abgeschrägter Nische) gesehen.

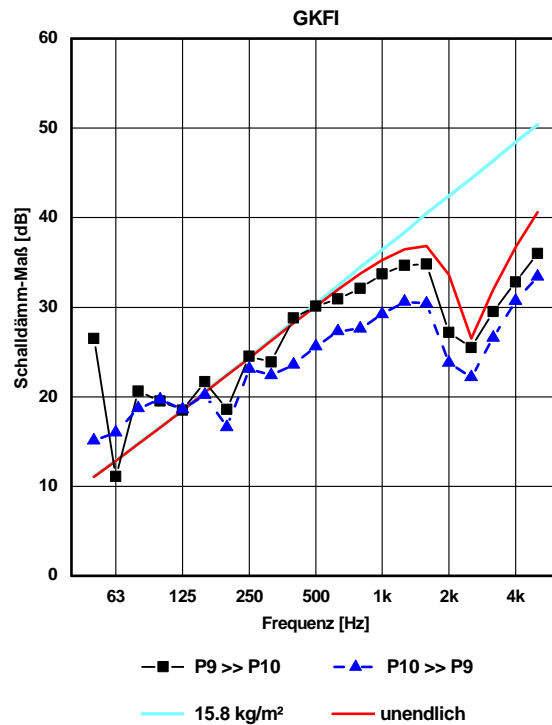


Bild 57:

Gemessene Schalldämmung der GKFI-Platte (" $\gg$ " zeigt die Messrichtung an) im Vergleich zum Massegesetz (" $15.8 \text{ kg/m}^2$ ") und dem berechneten Ergebnis für eine unendliche dünne Platte mit Verlustfaktor 0.04.

Als zweite Schale diente eine 12.5 mm dicke GKB-Platte ( $8.6 \text{ kg/m}^2$ ,  $f_c \approx 3.0 \text{ kHz}$ , Poisson-Zahl = 0.2, E-Modul = 2.0 GPa), die ebenfalls auf den umlaufenden Holzrahmen geschraubt wurde, und zwar von der P9-Seite aus, also durch die Grundplatte hindurch. Nur so lässt sich ein Schalenabstand, der kleiner als die Holzrahmendicke ist, realisieren. Der Abstand zwischen den beiden Platten, 5 bzw. 10 mm, wurde an den Rändern durch umlaufende Holzleisten bewirkt.

Die Ergebnisse sind, nach Messrichtung getrennt, in den Bildern 58 und 59 zusammen mit den entsprechenden Werten für die Grundplatte alleine dargestellt. In beiden Diagrammen sind folgende Tendenzen zu erkennen: Im Vergleich zur GKFI-Platte alleine besitzen die Doppelschalen bei fast allen Frequenzen eine höhere Schalldämmung. Im Bereich von etwa 400 Hz bis 1 kHz ist die Steigung auch höher als 6 dB/Oktave beim Massegesetz, jedoch bei weitem geringer als die theoretischen 18 dB/Oktave für Masse-Feder-Masse-Systeme (so wie die Steigung bei der GKFI-Platte alleine geringer als beim Massegesetz ist). In beiden Diagrammen kann die Doppelschalenresonanzfrequenz für den Schalenabstand 10 mm bei 200 Hz identifiziert werden. Für den Abstand 5 mm liest man aus Bild 59 400 Hz ab; in Bild 58 ist dies nicht so klar zu sehen. Da die Werte für den 5-mm-Abstand oberhalb der Resonanz erst eine Oktave höher

als beim 10-mm-Abstand mit der erwähnten höheren Steigung wachsen, bleiben die 5-mm-Werte ab 400 Hz bis 5 kHz unterhalb der 10-mm-Werte.

Die berechneten Resonanzfrequenzen für die entsprechenden Masse-Feder-Masse-Systeme liegen bei 255 Hz (10-mm-Abstand) und 360 Hz (5-mm-Abstand). Wollte man die aus den Diagrammen abgelesenen Frequenzen erhalten, müsste man Abstände von 16 mm bzw. 4 mm annehmen. Die Interpretation der Messwerte und die einfache rechnerische Abschätzung passen also immerhin größenordnungsmäßig zusammen. Dass die Schalldämmungsminima nicht so ausgeprägt sind wie in Bild 1 (links) bei 80 Hz, kann auf zwei Ursachen zurückgeführt werden: (i) Bei unsymmetrischem Aufbau (GKFI + GKB) ist nach dem Masse-Feder-Masse-Modell das Minimum weniger tief als beim symmetrischen von Bild 1. (ii) Bei Frequenzen um 300 Hz schwingen die Gipskartonplatten in höheren Moden als – ungefähr zwei Oktaven tiefer – bei 80 Hz. Die "Feder-Kopplung" zwischen den beiden Platten der Doppelschale ist dann schwächer.

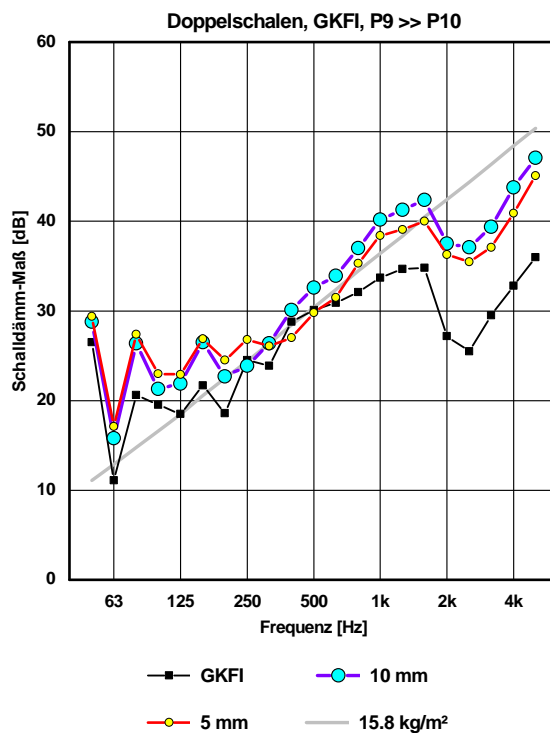


Bild 58:

Gemessene Schalldämmung der Doppelschale mit Abstand 5 bzw. 10 mm im Vergleich zur GKFI-Platte alleine (Messrichtung P9 >> P10). Das Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>") dient zur Orientierung.



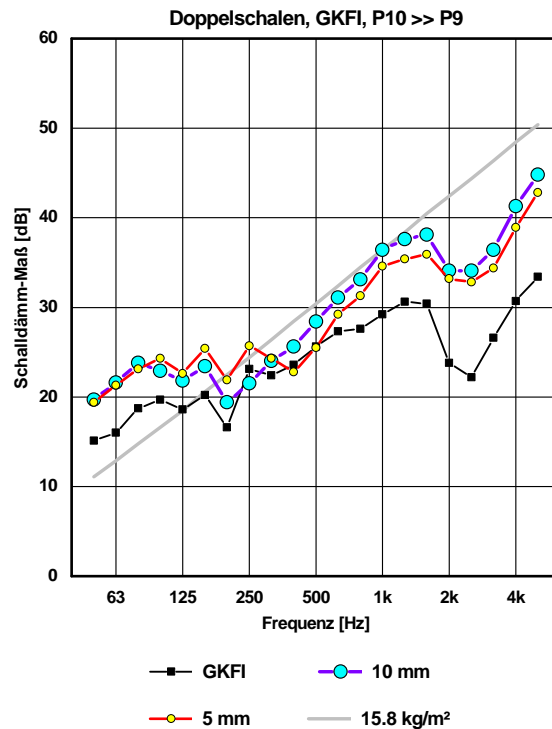


Bild 59:  
Wie Bild 58, jedoch für die Messrichtung P10 >> P9.

Nach diesen ersten Messungen wurden 56 Resonatoren auf die GKFI-Platte geklebt, und zwar auf der Holzrahmenseite im Raum P10 (Bilder 60 und 61) und so, dass sie sich nicht berühren. Es wurde darauf verzichtet, an den Rändern halbe oder viertel Resonatoren anzubringen, da dort die Platte durch den Holzrahmen festgehalten wird und daher weniger schwingt. Damit befanden sich 0.56 m<sup>2</sup> Resonatoren auf der Plattenfläche innerhalb des Holzrahmens (1.55 m<sup>2</sup>). Innerhalb des durch die Resonatoren definierten rechteckigen "Schachbrettbereichs" (1.12 m<sup>2</sup>) waren ebenfalls 0.56 m<sup>2</sup> unbedeckte Platte; der unbedeckte Randbereich war daher ungefähr 0.43 m<sup>2</sup> groß.

Durch die Resonatoren (15.6 kg/m<sup>2</sup>) erhöhte sich die Masse der Platte um ca. 8.7 kg, die Masse pro Fläche im Schachbrettbereich von 15.8 kg/m<sup>2</sup> auf (15.8 + 7.8 = 23.6) kg/m<sup>2</sup>, also um 49% oder um 3.5 dB in der Skala des Massegesetzes.

Zur Berechnung der Übertragungsfunktion (2.2) und damit auch für die Verbesserung  $\Delta L$  (2.3) wird die Geschwindigkeit der Longitudinalwellen im Sylomer benötigt. Mit den mittleren Werten von 0.6 MPa für den E-Modul und 0.4 für den Verlustfaktor sowie dem Poisson-Verhältnis 0.3 (Ziffer 3.4) erhält man den entsprechenden Modul zu 0.81 MPa und den Realteil der Geschwindigkeit zu 73 m/s. Das Maximum der Übertragungsfunktion liegt bei 250 Hz, das Maximum von  $\Delta L$  bei 400 Hz (Bild 62).



Bild 60:  
GKFI-Platte mit 56 Resonatoren von P10 aus gesehen (links) und Resonator  
(25 mm Sylomer gelb, 1.5 mm Stahl, Kantenlänge 10 cm)

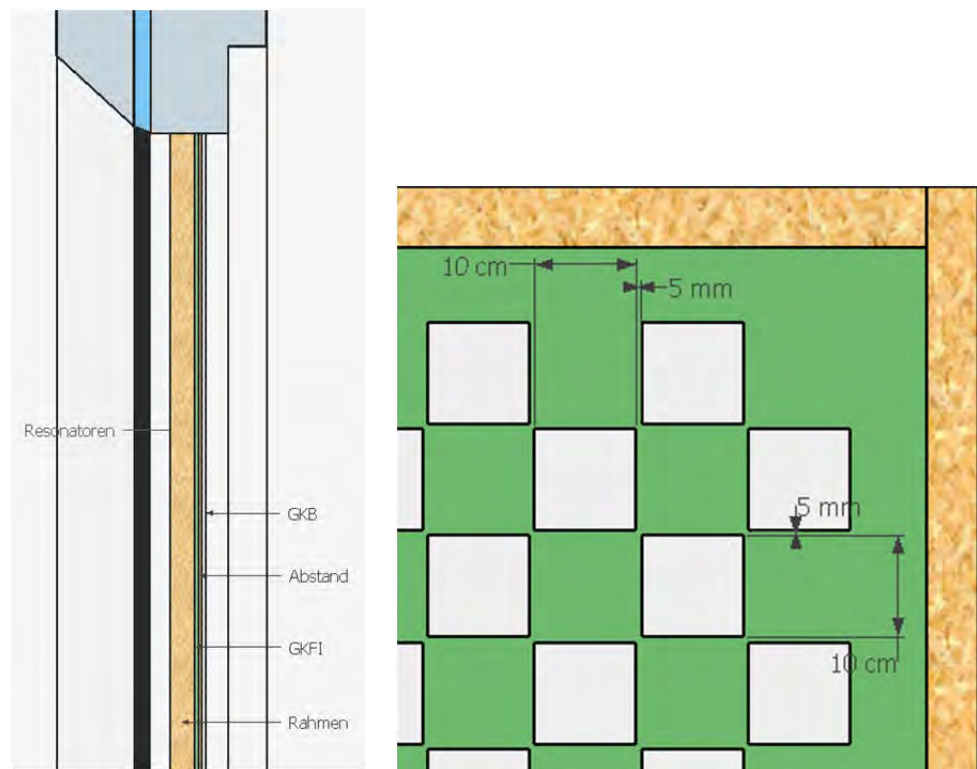


Bild 61:  
Vertikaler Schnitt durch die Prüföffnung (links): Resonatoren durch Holzrahmen  
verdeckt; grün: GKFI-Platte; blau: elastisch abgedichtete Trennfuge zwischen  
P10 (links) und P9 (rechts). Rechtes Bild: Detail der Resonatorbelegung



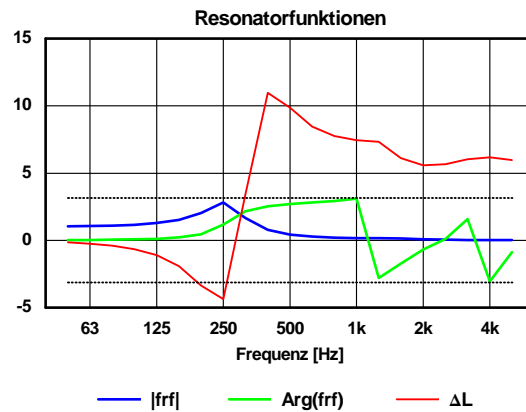


Bild 62:  
 Betrag und Phase der Übertragungsfunktion (2.2) sowie die Verbesserung  $\Delta L$  (2.3) für die Resonatoren in Bild 60 (Werte bei den Terzmittenfrequenzen). Die punktierten horizontalen Linien markieren die Werte  $\pm\pi$ .

Die gemessene Wirkung der Resonatoren auf die Schalldämmung der GKFI-Platte alleine bewegt sich zwischen ungefähr 0 dB und 9 dB und ist für beide Messrichtungen praktisch gleich (Bilder 63 bis 65). Bei den Doppelschalen mit 10 bzw. 5 mm Plattenabstand (Bilder 66 bis 71) sind die Maxima etwas niedriger, es treten auch kleine negative Werte auf.

Zum Vergleich wurde die GKB-Platte ohne Abstandsleisten auf die GKFI-Platte geschraubt (nur im Bereich des Holzrahmens, um hauptsächlich eine höhere Masse der GKFI-Platte zu simulieren, ohne die Biegesteife drastisch zu erhöhen). Diese Variante wird mit "Doppelschale" 0 mm bezeichnet; die Messergebnisse sind in den Bildern 72 bis 74) dargestellt.

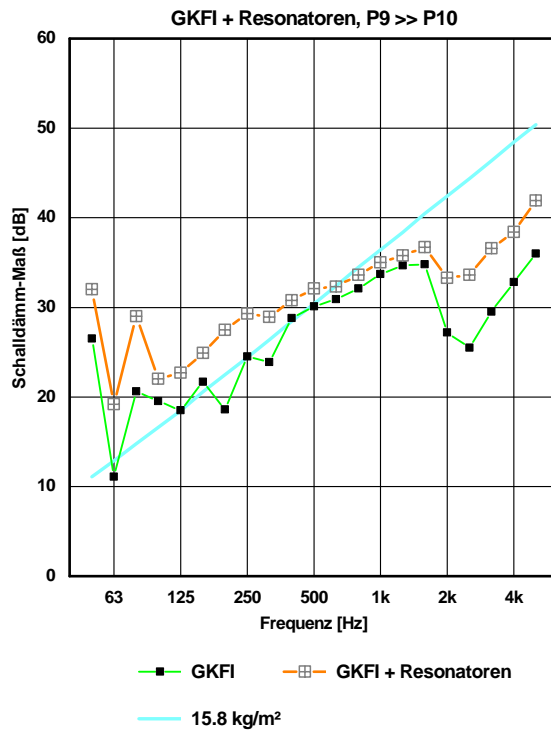


Bild 63:  
Gemessene Schalldämmung der GKFI-Platte mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P9 >> P10) und Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>")

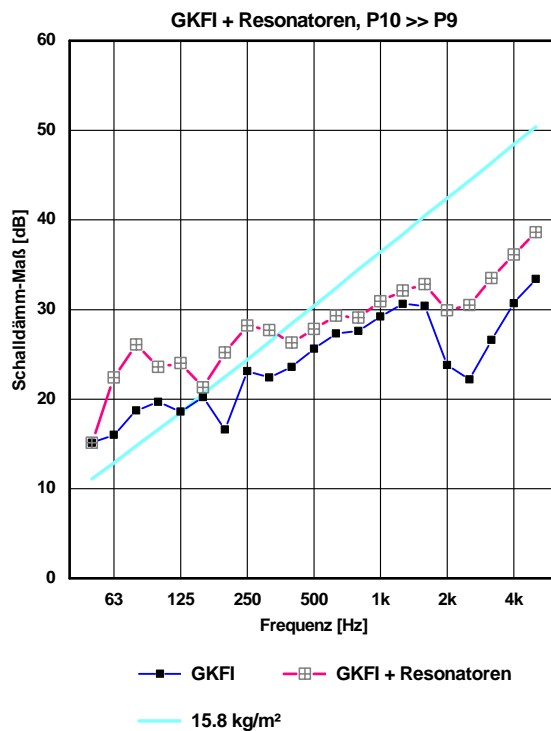


Bild 64:  
Gemessene Schalldämmung der GKFI-Platte mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P10 >> P9) und Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>")

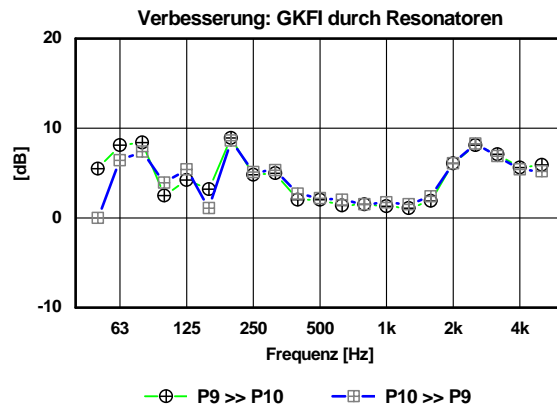


Bild 65:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der GKFI-Platte durch die Resonatoren für beide Messrichtungen

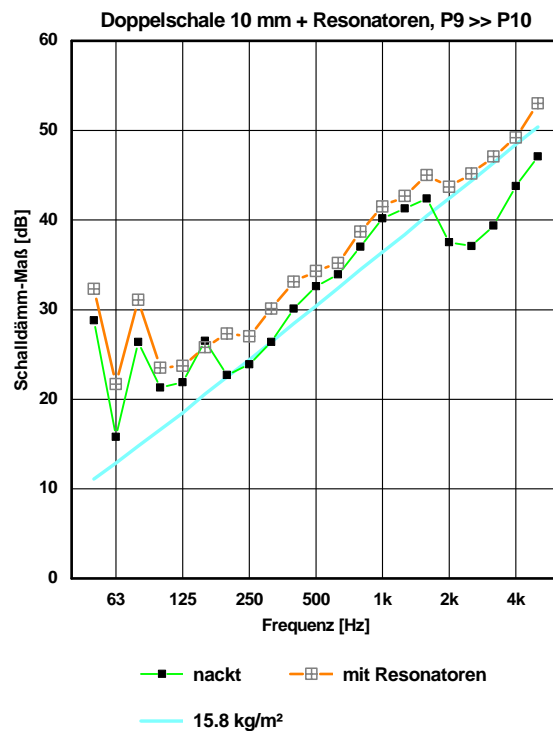


Bild 66:  
Gemessene Schalldämmung der Doppelschale (10 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P9 >> P10) und Massegesetz ("15.8 kg/m²")

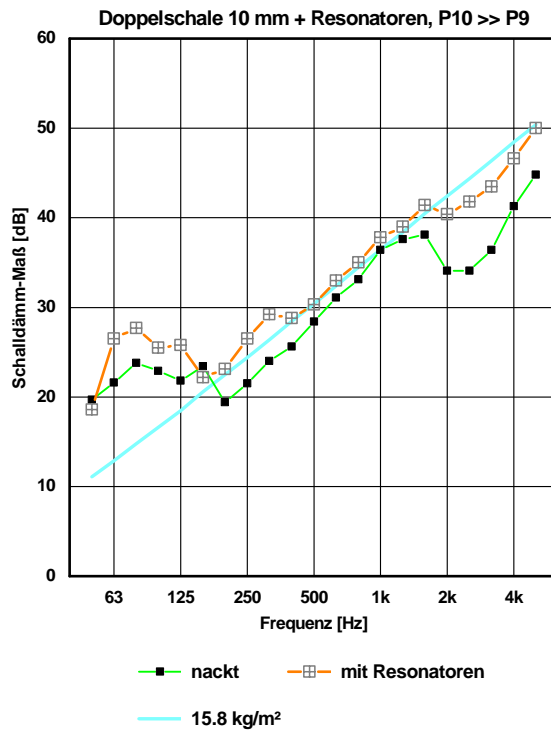


Bild 67:  
Gemessene Schalldämmung der Doppelschale (10 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P10 >> P9) und Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>")

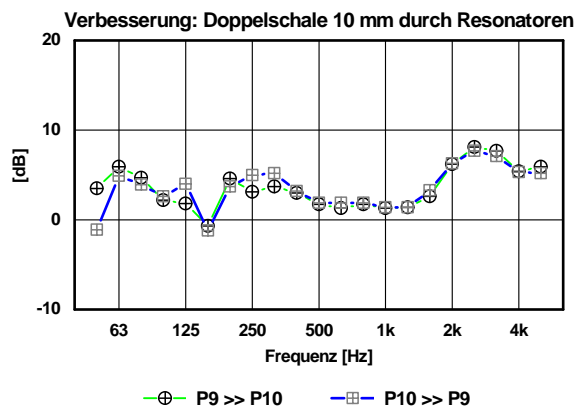


Bild 68:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der Doppelschale (10 mm Plattenabstand) durch die Resonatoren für beide Messrichtungen

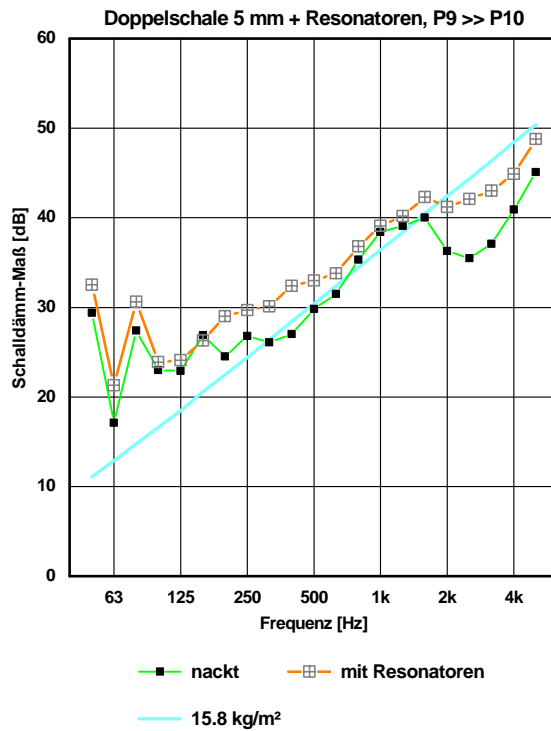


Bild 69: Gemessene Schalldämmung der Doppelschale (5 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P9 >> P10) und Massegesetz ("15.8 kg/m²")

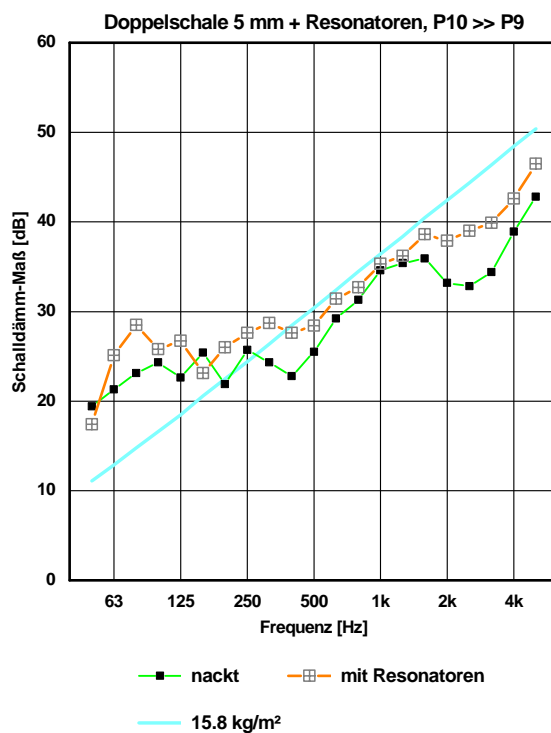


Bild 70: Gemessene Schalldämmung der Doppelschale (5 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P10 >> P9) und Massegesetz ("15.8 kg/m²")

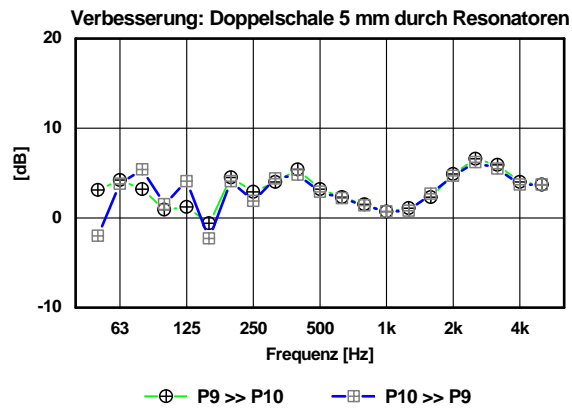


Bild 71:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der Doppelschale (5 mm Plattenabstand) durch die Resonatoren für beide Messrichtungen

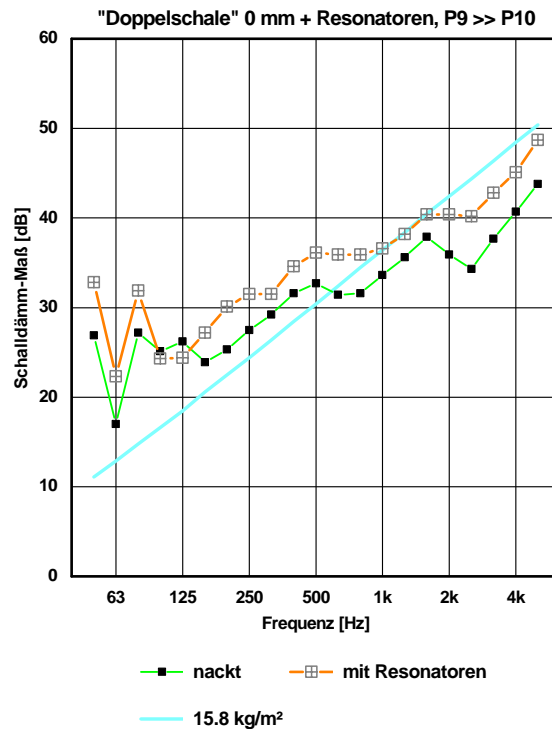


Bild 72:  
Gemessene Schalldämmung der "Doppelschale" (0 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P9 >> P10) und Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>")

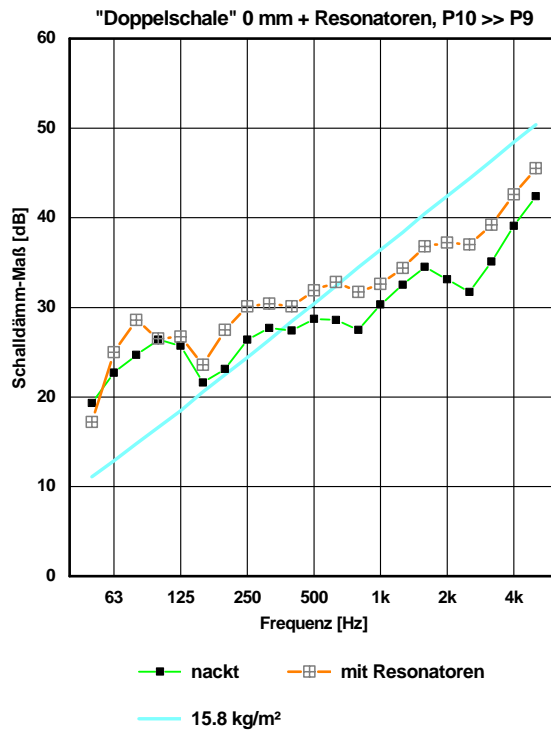


Bild 73:  
Gemessene Schalldämmung der "Doppelschale" (0 mm Plattenabstand) mit und ohne Resonatoren (Messrichtung P10 >> P9) und Massegesetz ("15.8 kg/m<sup>2</sup>")

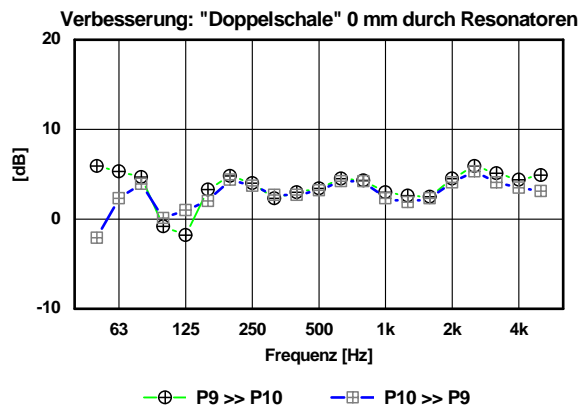


Bild 74:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der "Doppelschale" (0 mm Plattenabstand) durch die Resonatoren für beide Messrichtungen



In Bild 75 sind sämtliche bisher gezeigten Verbesserungen durch die Resonatoren als Kurvenschar veranschaulicht. Trotz gewisser Streubreite scheint die Resonatorwirkung in allen Fällen ähnlich zu sein. Im Vergleich zum berechneten  $\Delta L$  aus Bild 62 sind minimale und maximale Werte von gleicher Größenordnung, bezüglich der Frequenzabhängigkeit besteht allerdings eine große Diskrepanz. Die Abschätzung (2.3) scheint zur Beschreibung der gemessenen Verbesserungen wenig geeignet zu sein.

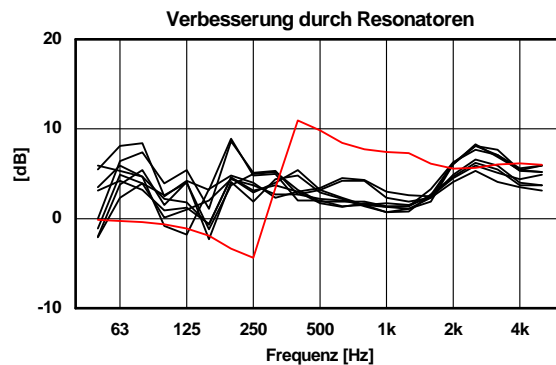


Bild 75:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung durch die Resonatoren: alle bisher betrachteten Fälle. Rot:  $\Delta L$  aus Bild 62

Um dies zu verstehen, seien die beiden Voraussetzungen für die Gültigkeit von (2.3) überprüft, die die Ungleichungen zwischen Resonatorantenlänge und Luftschall- bzw. Biegewellenlänge betreffen, überprüft.

- $d < \frac{1}{2}\lambda_{\text{Luft}}$  gilt unterhalb 1.7 kHz.
- $d < \frac{1}{8}\lambda_{\text{B}}$  gilt unterhalb 85 Hz.

Da der Fokus dieser Messserie auf Frequenzen unterhalb von 1 kHz liegt, ist die erste Bedingung unkritisch. Um die zweite Bedingung bis 250 Hz, 500 Hz oder 1 kHz zu erfüllen, hätte – bei unveränderter GKFI-Platte – die Resonatorantenlänge nur 5.8 cm, 4.1 cm bzw. 2.9 cm betragen dürfen. Der Aufwand aber, statt 56 Resonatoren etwa 200 oder gar 800 Stück zu fertigen und anzukleben, wäre natürlich erheblich größer gewesen.

Auf der Basis der numerischen Berechnungen bei senkrechtem Schalleinfall mit unterschiedlichen Resonatorgrößen (Ziffer 2.3.6, Bild 33) wurde entschieden, dass eine Kantenlänge von ca. 10 cm (ungefähr entsprechend zu 16|32) klein genug sein müsste. Dies hat sich nicht im erwarteten Maße bestätigt. Möglicherweise hätten Berechnungen mit dem Muster 64|128 noch einen erheblichen Verbesserungssprung angezeigt. Es könnte auch sein, dass für eine ausreichend

genaue Prognose eine Berechnung für diffusen Schalleinfall erforderlich gewesen wäre. Das hätte jedoch den Rahmen des Projekts bei weitem gesprengt.

Nachdem die gemessene Verbesserung durch die Resonatoren – insbesondere im Bereich der Doppelschalenresonanz – geringer als erhofft ausgefallen ist, stellt sich die Frage, ob sich ersatzweise etwa durch eine Beschwerung der GKFI-Platte ähnliche Resultate erzielen ließen. Die Beschwerung wurde bereits realisiert, nämlich mit der GKB-Platte mit "Abstand 0 mm". Diese ist mit 8.6 kg/m<sup>2</sup> nur wenig schwerer (" +0.8 dB") als die Resonatorbelegung mit 7.8 kg/m<sup>2</sup>. Zum Vergleich fehlt noch die Messung GKFI + GKB "0 mm" ohne Resonatoren. Diese wurde mit einer zweiten GKFI-Platte ("GKFI 2") durchgeführt. Die Schalldämmung der Platte "GKFI 2" ergab sich in guter Übereinstimmung mit den "GKFI"-Werten (Bilder 76 und 77).

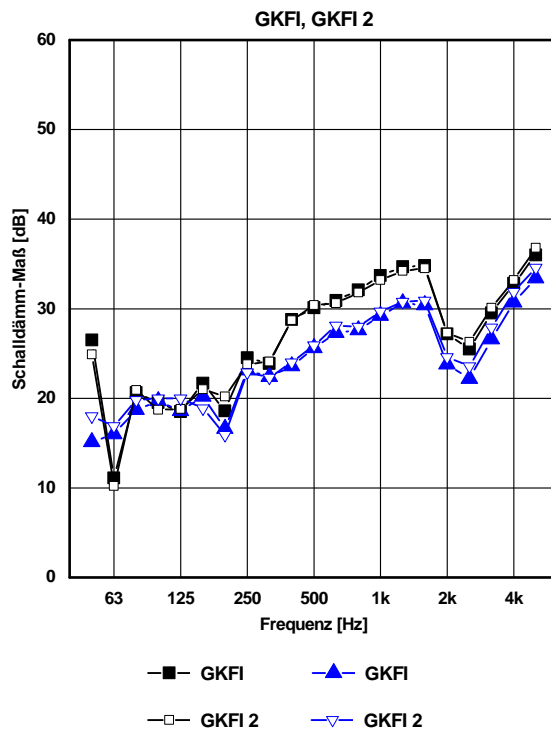


Bild 76:

Gemessene Schalldämmung der Platten "GKFI" und "GKFI 2" für beide Messrichtungen P9 >> P10 (schwarz) und P10 >> P9 (blau)

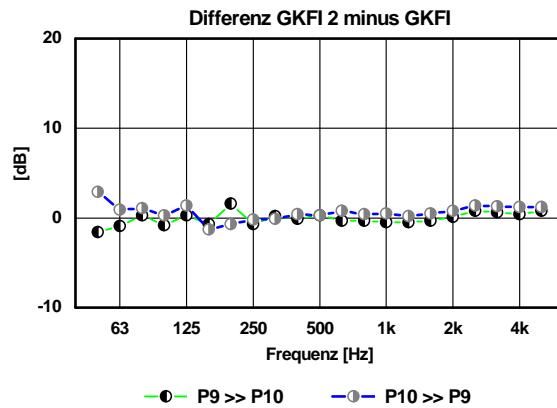


Bild 77:  
Differenz der Schalldämm-Maße in Bild 76 für beide Messrichtungen

Die Verbesserung durch die angeschraubte GKB-Platte ist in Bild 78 zu sehen. Es ist offensichtlich, dass die Verbesserung unterhalb 400 Hz teilweise deutlich höher und zwischen 500 Hz und 1.6 kHz deutlich geringer ausfällt als vom Massezuwachs her aufgrund des Massegesetzes zu erwarten (+3.8 dB). Die graue Kurve "Beschwerungseffekt mit 8.6 kg/m<sup>3</sup>" wurde für entsprechende unendliche dünne Platten, die sich nur durch ihre flächenbezogenen Massen 15.8 bzw. 24.4 kg/m<sup>2</sup> unterscheiden, berechnet. Die Zacke bei 3 kHz entsteht durch die Verschiebung der Koinzidenz um etwa eine Terz zu höheren Frequenzen.

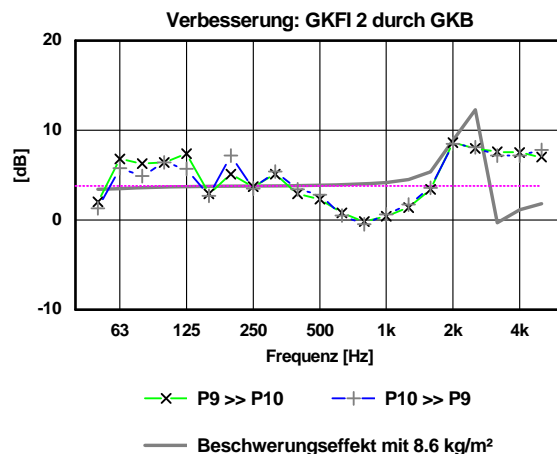


Bild 78:  
Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der zweiten GKFI-Platte durch die an den Rändern aufgeschraubte Platte GKB für beide Messrichtungen im Vergleich zum Beschwerungseffekt bei einer unendlichen dünnen Platte. Die punktierte horizontale Linie markiert den Wert 3.8 dB.

Die angeschraubte GKB-Platte wirkt demnach nicht nur als Beschwerung, sondern verursacht mit ihrer Biegesteife und der Kopplung über die Ränder und den nicht genau bekannten "0-mm-Abstand" auch frequenzabhängige Effekte. Entsprechend lässt sich eine Verbesserung der mit Resonatoren bestückten GKFI-Platte durch die angeschraubte GKB-Platte berechnen (Bild 79), die deutlich geringer ausfällt und näher bei der grauen Linie und liegt. Die Gründe für den Unterschied zu Bild 78 sind nicht offensichtlich, brauchen aber hier nicht weiter diskutiert werden.

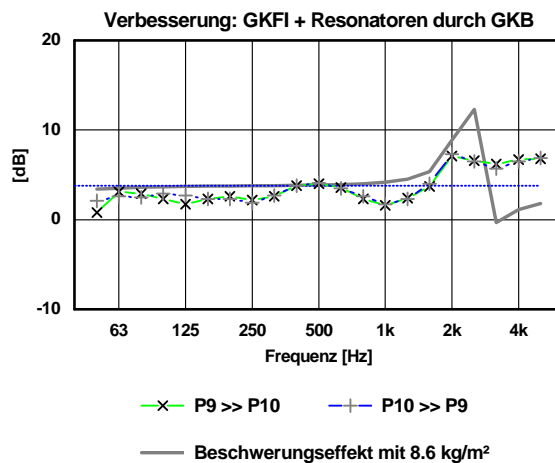


Bild 79:

Gemessene Verbesserung der Schalldämmung der GKFI-Platte mit Resonatoren durch die an den Rändern aufgeschraubte Platte GKB für beide Messrichtungen im Vergleich zum Beschwerungseffekt bei einer unendlichen dünnen Platte. Die punktierte horizontale Linie markiert den Wert 3.8 dB.

Die Verbesserungen durch Resonatoren und jene durch die aufgeschraubte Platte GKB können nun verglichen werden. Dazu wurden die Ergebnisse für die beiden Messrichtungen arithmetisch gemittelt (Bild 80). Die Verbesserung durch die Resonatoren ist selten merklich größer als die durch die zusätzliche GKB-Platte. Vielmehr kann man die beiden Möglichkeiten als ziemlich gleichwertig betrachten. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die GKB-Platte bei diesem Vergleich einen "Bonus" von +0.8 dB besitzt, weil sie – flächenbezogen – etwas schwerer als die Resonatorbelegung ist, und sich außerdem dieser Bonus auf die gesamte Plattengröße und nicht nur auf den "Schachbrettbereich" erstreckt. Dadurch erscheint die Verbesserung durch Resonatoren in günstigerem Licht, insbesondere bei 200 Hz.

Zum Vergleich seien die über die Messrichtungen gemittelten Verbesserungen durch die Resonatoren für die beiden Doppelschalen mit 10 mm bzw. 5 mm Abstand in Bild 81 gezeigt. Signifikante Unterschiede sind nicht erkennbar.

Die rechnerischen Abschätzungen der Resonatorwirkung beruhen auf einer Annahme, an die an dieser Stelle erinnert werden muss, nämlich dass das Schwingungsverhalten der Grundplatte durch die aufgebrachten Resonatoren nicht wesentlich verändert wird. Es ist zu vermuten, dass die Verletzung dieser Annahme bei der letzten Messserie eine wichtige Rolle spielt, und zwar ähnlich wichtig wie die bereits angesprochene zu große Resonatorantenlänge oder gar noch wichtiger. Wahrscheinlich führen die Resonatoren zu einem Schwingungsbild, das mit noch kleineren Biegewellenlängen bzw. noch größeren Wellenzahlen beschrieben werden müsste – also noch kleinere Kantenlängen erforderte – und im unbelegten Randbereich – immerhin 0.43 m<sup>2</sup> innerhalb des Holzrahmens – wesentlich höhere Amplituden besitzt als angenommen.

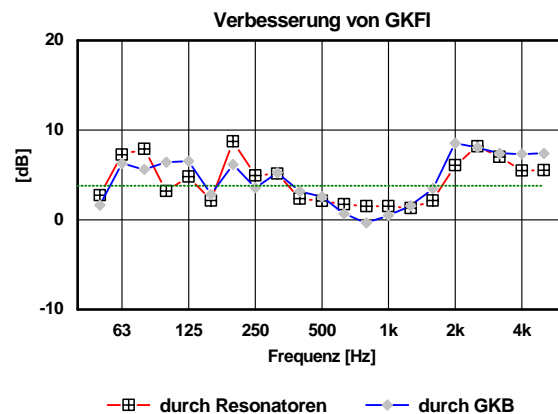


Bild 80:  
Über die Messrichtungen gemittelte Verbesserung der Schalldämmung einer GKFI-Platte durch Resonatoren bzw. durch eine den Rändern aufgeschraubte GKB-Platte. Die punktierte horizontale Linie markiert den Wert 3.8 dB.

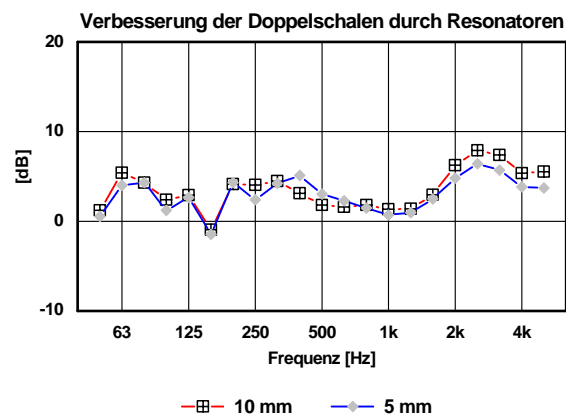


Bild 81:  
Über die Messrichtungen gemittelte Verbesserung der Schalldämmung der Doppelschalen durch Resonatoren

## 4 Schlussbemerkungen

Die Grundidee dieses Vorhabens ist folgende: Die Schalldämmung eines Bauteils soll nicht hauptsächlich durch Reduktion der Bauteilschwingungen verbessert werden, sondern durch Reduktion der Abstrahlung in den Empfangsraum oder – gleichwertig – durch Reduktion der Anregbarkeit durch Luftschall auf der Senderraumseite. Stepanov [1, 5] hat dieses "Wirkprinzip" mit einer schachbrettartigen Anordnung von flachen Resonatoren auf einer Platte realisiert. Die Schwingung der Platte wird als vorgegeben betrachtet; die Abstrahlung erfolgt in einen Halbraum. Theoretisch wie experimentell konnten Reduktionen in der Größenordnung von 10 oder 20 dB erzielt werden; es treten jedoch – wie oft bei Resonanzphänomenen – auch Verschlechterungen auf. In der Bauakustik – insbesondere bei der Schalldämmung – scheint dieses Wirkprinzip bisher keine Anwendung gefunden zu haben. Dies nachzuholen und das Potential der Idee auszuloten, war Gegenstand dieses Vorhabens.

Zunächst galt es, die theoretischen Ausführungen von Stepanov nachzuvollziehen, zu analysieren und für den nächsten Schritt, die Übertragung auf die Schalldämmung, aufzubereiten. Bei der Messung der Schalldämmung strahlt das Bauteil nicht in einen Halbraum, sondern in einen Quaderraum. Dies erfordert eine völlig andere Beschreibung. Eigentlich müsste man mit den Raummoden des Empfangsraums arbeiten, was ziemlich aufwendig wäre, sowohl analytisch als auch numerisch. Alternativ wurde hier ein vereinfachtes Modell entwickelt, das genau dann ausreichend genau sein sollte, wenn eine deutliche Verbesserung erzielt wird. Es beschränkt sich auf die Beschreibung der Abstrahlung in einen halbunendlichen Kanal mit dem Querschnitt des Empfangsraums. Außerdem ist es dafür gedacht, statt der Schalldämmung selbst nur die (positive oder negative) Verbesserung, also eine Differenz, zu berechnen. Dies steigert das Vorhersagepotential des Modells beträchtlich.

Unter der Annahme, dass das Bauteil wie ein starrer Kolben schwingt, kann mit einer einfachen Gleichung bestimmt werden, welche Kanalmode angeregt werden sollte, um unterhalb einer vorgegebenen Frequenz mindestens einen bestimmten Pegelabfall zu erreichen. Daraus folgt die Größe und Anzahl der Resonatoren, die dafür benötigt werden. Beschränkt man sich weiter auf eine zweidimensionale Beschreibung, kann vieles analytisch ausgerechnet und anschaulich dargestellt werden. Diese Vereinfachung erleichtert wesentlich das Verständnis der – für die Bauakustik doch ungewohnten, geradezu fremden – akustischen Problemstellung. Konkrete Berechnungen des dreidimensionalen Luftschallfelds wurden dagegen nur numerisch mit COMSOL durchgeführt, jedoch ebenfalls mit Vereinfachungen, Näherungen und Spezialisierungen, beispielsweise auf senkrechten Schalleinfall oder auf bestimmte Randbedingungen des Bauteils.

In der Realität schwingt eine Wand nicht wie ein Kolben, sondern in ihren Eigenmoden. Dies wurde im zweidimensionalen analytischen Modell mit der Vorgabe einer kosinusförmigen Schnelleverteilung nachgebildet, d. h. angenommen, dass die "Wand" in ihrer Grundmode schwingt. Damit der akustische

Kurzschluss funktioniert, müssen die Resonatoren genügend klein sein, so dass benachbarte Schachbrettfelder auf der nackten Wand möglichst gleiche Schallamplituden besitzen. Dies ist eine zusätzliche Bedingung für die maximale Größe der Resonatoren.

Die Annahme, dass die Wand bei ihrer Schalldämmungsschwachstelle in ihrer Grundmode schwingt, trifft nicht immer zu, insbesondere dann nicht, wenn – wie bei der letzten Messserie – die Doppelschalenresonanz durch Verringerung des Plattenabstands zu höheren Frequenzen verschoben wurde. Das Biegewellenfeld auf der Wand ist dann durch Wellenlängen charakterisiert, die kleiner als die Wandabmessungen sind. Die maximal "erlaubte" Resonatorgröße wird dadurch noch kleiner. In der dreidimensionalen Modellierung mit COMSOL wird das Schwingungsverhalten der Wand für senkrechten Schalleinfall und für idealisierte Randbedingungen im Prinzip korrekt beschrieben.

Schließlich tritt bei den betrachteten Beispielen noch eine weitere Komplikation auf, die von Stepanov nicht behandelt wurde: die Veränderung des Schwingungsverhaltens der Wand durch die Resonatoren. Die Wand wird beschwert, versteift und bedämpft. Die resonatorbestückte Wand ist ein inhomogener Körper mit möglicherweise wesentlich anderem Schwingungsverhalten als ohne Resonatoren. Dies wird im COMSOL-Modell ebenfalls erfasst. Wie diese Veränderung aussieht, wurde allerdings nicht systematisch untersucht. Sie kann aber zu einer weiteren Verschärfung der Bedingung für die Resonatorgröße führen. Dieser Aspekt müsste eingehend analysiert werden.

Folgende grundsätzlichen Ergebnisse unserer theoretischen und experimentellen Untersuchungen seien zusammenfassend festgehalten:

- Der gewünschte Effekt wurde nachgewiesen, experimentell bis etwa 20 dB bei senkrechtem Schalleinfall, bis etwa 9 dB bei diffusem Schalleinfall.
- Mit kleineren Resonatoren hätte man bei diffusem Schalleinfall höhere Verbesserungen erzielt.
- Analytische und numerische Modelle sowie Auslegungsformeln erlauben eine Vorhersage des zu erwartenden Effekts. Die Übereinstimmung zwischen vorhergesagten und gemessenen Verbesserungen ist – angesichts so mancher Unkenntnis der experimentellen Verhältnisse – in zahlreichen Fällen passabel und brauchbar. Parameterstudien und die numerische Simulation konkreter Konfigurationen sind wertvolle Werkzeuge bei der Planung und Entwicklung realer Aufbauten für Labor und Praxis.
- Das Hauptproblem besteht jedoch darin, praktikable, d. h. kleine, leichte und dünne Resonatoren mit Resonanzfrequenzen um 40 Hz herzustellen. Mit dem hier verfolgten Konstruktionstyp ist es nicht gelungen, diese anspruchsvolle Herausforderung zu meistern.

- Der Effekt ist prinzipiell unabhängig von der Schalleinfallrichtung. Sind die Resonatoren zur Senderraumseite hin angebracht, wird nicht die Abstrahlung reduziert, sondern – in äquivalenter Weise – die Anregung des Bauteils.
- Der Effekt tritt in sehr ähnlichem Maße auf, wenn die Resonatoren im Hohlraum einer Doppelschale angebracht werden. Diese Erkenntnis, die noch weiter vertieft werden sollte, stellt einen interessanten Ansatzpunkt für modifizierte oder neue Konzepte zur Verbesserung der Schalldämmung dar.

Auf den ersten Blick – und im Vergleich zu den Messungen im Impedanzkanal – mögen die Ergebnisse der Messungen aus dem Türprüfstand bezüglich der Verbesserung der Schalldämmung als ernüchternd erscheinen. Als Gründe dafür wurden bereits der diffuse Schalleinfall, das kompliziertere, durch die Resonatoren veränderte Schwingungsverhalten der Gipskartonplatte bei 300 Hz, also letztlich zu große Resonatorabmessungen genannt. Zudem konnte kein signifikanter Vorteil gegenüber einer zusätzlich als "Beschwerung" aufgeschraubten Gipskartonplatte festgestellt werden. Das große Potential des untersuchten Prinzips, bei 80 Hz Verbesserungen zu erzielen, ist damit allerdings nicht gebührend dargestellt. Bei diesen tiefen Frequenzen ist die Bedingung, kleine und damit viele Resonatoren einzusetzen, entsprechend weniger "streng" und leichter realisierbar. Gleichzeitig können dann Verbesserungen von mehr als 10 dB erzielt werden.

Bei diesen tiefen Frequenzen scheint auch der Versuch einer Optimierung der Resonatoren und ihrer räumlichen Verteilung sinnvoll, wenn die hauptsächlichste Abstrahlung durch eine "einfache" Schwingungsform des Bauteils verursacht wird. Die Resonatoren könnten sich bezüglich Größe, Resonanzfrequenz und gar ihrer Form unterscheiden und bräuchten auch nicht räumlich periodisch angeordnet zu werden. Möglicherweise könnte bereits ein einziger richtig dimensionierter und platzierter Resonator eine signifikante Verbesserung bewirken. Die im Projekt entwickelten Modellierungswerkzeuge sind – nach entsprechenden Ergänzungen und der Definition von "cost functions" – auch für solche Aufgaben einsetzbar.

Bei der praktischen Anwendung stellt sich die Frage nach der Wirtschaftlichkeit. Wenn sich mit Resonatoren eine für die Praxis interessante Verbesserung der Schalldämmung erzielen lässt, ist diese Lösung nur dann attraktiv, wenn sich diese Verbesserung nicht auch auf einfachere Art und Weise – mit vielleicht vergleichbarem Materialaufwand, aber geringerem Herstellungsaufwand – realisieren lässt. Die Lösung, die in der letzten Messserie im Türprüfstand untersucht wurde, ist in diesem Sinne nicht attraktiv. Sie wäre es vermutlich, wenn die Abstimmung auf tiefe Frequenzen gelungen wäre: 20 dB Verbesserung lassen sich auf "einfachere" Weise schwerlich erreichen, ohne die Wand zu dick oder zu schwer zu machen. Wenn es aber zur (gut funktionierenden) Resonatorlösung keine Alternative gibt, wird sie sich am Markt nur dann durchsetzen können, falls den Kunden vermittelt werden kann, dass sich der zusätzli-



che Aufwand – insbesondere für Herstellung und Anbringung der Resonatoren – und der dadurch höhere Preis lohnen. Wieviel Euro darf ein Dezibel mehr Schalldämmung kosten?

Mit dem im Projekt untersuchten Resonatoraufbau wurde leider keine wirtschaftlich attraktive Lösung gefunden. Damit ist aber nicht ausgeschlossen, dass es andere Resonatortypen gibt, die dieses Ziel erreichen. Angesichts des großen theoretischen Potentials des "Kurzschlussprinzips" sollte die Idee nicht aufgegeben und weiter nach Möglichkeiten für praktische Umsetzungen gesucht werden – vorzugsweise unter bewusster Einbeziehung der hier als sekundär betrachteten Resonatoreffekte der Beschwerung, Versteifung und Bedämpfung des Bauteils sowie der Beeinflussung der Bauteilschwingung.

## 5 Mitwirkung

Dank gilt zunächst den beiden Firmen Knauf und Renz für die Unterstützung des Projekts, vor allem Herrn Dr. Wolfgang Rümmler (Knauf) für sein lebhaftes Interesse und sein engagiertes und konstruktives Mitwirken, insbesondere auch bei der Planung der abschließenden Messungen im Türprüfstand. Außer dem Autor haben folgende Kollegen der Abteilung Akustik des IBP wesentlich mitgearbeitet: Xiaoru Zhou, Ting Zhang und Bernd Kaltbeitzel (Ziffer 3.3).

## 6 Literatur

- [1] Vsevolod B. Stepanov: Reduction of Noise Emission from an Engineering Structure by Passive Transformation of the Vibration Field of the Emitting Surface. *Acoustical Physics* 44 (1998) 456-460.
- [2] Anhang\_zum\_Protokoll\_12.02.2014.pdf
- [3] Rainer-Andreas Voigt: Mathematische Modellierung und experimentelle Untersuchung eines Verfahrens von Stepanov zur Reduktion der Schallabstrahlung ebener Bauteile. Master-Thesis, Hochschule für Technik Stuttgart, 2013.
- [4] Rainer-Andreas Voigt: Grenzfälle und Vergleiche. Ergänzung zur Master-Thesis [3], Juni 2013, unveröffentlicht.
- [5] Vsevolod B. Stepanov: Effect of the Dimensions and Curvature of a Radiating Surface on the Efficiency of Its Noise-Reduction Coating. *Acoustical Physics* 46 (2000) 214-217.
- [6] Waldemar Maysenhölder: 2D-Kanalmodell. Dokumentation zu Ziffer 2.2. des vorliegenden Berichts (Zu\_Kapitel\_2.2\_Kanalmodell.pdf), unveröffentlicht.

- [7] Philipp Eschbach: Experimentelle Untersuchung des Abstrahlmechanismus bei tiefen Frequenzen. Bachelorarbeit, Hochschule für Technik Stuttgart, 2014.