

**Längsdämmungsmessung in
normalen Schalldämm-Prüfständen
Bericht und numerische Simulation**

T 3092

T 3092

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

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

Im Originalmanuskript enthaltene Farbvorlagen, wie z.B. Farbfotos, können nur in Grautönen wiedergegeben werden. Liegen dem Fraunhofer IRB Verlag die Originalabbildungen vor, können gegen Berechnung Farbkopien angefertigt werden. Richten Sie Ihre Anfrage bitte an die untenstehende Adresse.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2005, ISBN 3-8167-6952-7

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

www.IRBbuch.de

Physikalisch-Technische Bundesanstalt

Braunschweig und Berlin



Bericht

Report

M. Schmelzer

Untersuchung der Verwendbarkeit normaler Wand- und Deckenprüfstände für die Bestimmung der Flankenüber- tragung von Wand- und Decken-Kombi- nationen entsprechend den neuen europäischen Schallschutznormen

Kurztitel:

Längsdämmungsmessung in normalen Schalldämmprüfständen

gefördert vom:

Deutschen Institut für Bautechnik

Braunschweig, 2005-08-25

Physikalisch-Technische Bundesanstalt

Bundesallee 100

D-38116 Braunschweig

Abbestraße 2-12

D-10587 Berlin

Inhalt

Report	1
1. AUFGABENSTELLUNG	3
2. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG	3
2.1. MESSAUFBAUTEN	3
2.1.1. <i>Skalierung</i>	3
2.1.2. <i>Materialien</i>	3
2.1.3. <i>Aufbau der Modelle</i>	4
2.1.4. <i>Messtechnik</i>	5
2.1.5. <i>Messgrößen</i>	5
2.2. ERGEBNISSE FÜR DIE MAXIMALDÄMMUNG	6
2.3. ERGEBNISSE FÜR DIE LÄNGSDÄMMUNG	8
2.3.1. <i>Dicke Wand</i>	8
2.3.2. <i>Dünne Wand</i>	9
2.3.3. <i>Einzahlwerte</i>	11
3. NUMERISCHE UNTERSUCHUNG	11
3.1. THEORETISCHE GRUNDLAGEN	11
3.2. MODELLBILDUNG	11
3.3. ERGEBNISSE	12
3.3.1. <i>Dünne Wand</i>	13
3.3.2. <i>Dicke Wand</i>	13
3.3.3. <i>Zusammenfassung</i>	14
4. SCHLUSSFOLGERUNGEN	14
5. ZUSAMMENFASSUNG	15
LITERATUR	18
TABELLEN UND ABBILDUNGEN	20

1. Aufgabenstellung

Das zukünftige europäische Rechenverfahren zur Prognose des Schallschutzes in Gebäuden (DIN 4109) verlangt die Kenntnis der Schall-Längsdämmung flankierender Bauteile. Allerdings verfügt fast kein Prüfinstitut über die erforderlichen, aufwändigen Prüfstände, die für die sachgerechte Messung der Schall-Längsdämmung nötig wären. Stattdessen ist es üblich, zu prüfende Bauteile in normale Prüfstände einzubauen, wobei Nebenvolumina entstehen. Deren Einfluss wird ignoriert, obwohl ein deutlicher Einfluss bei tiefen Frequenzen erwartet wird.

Aufgabe dieses Forschungsvorhabens war es, diesen Einfluss der Nebenvolumina zu untersuchen. Dies sollte klären, unter welchen Bedingungen die Messung der Schall-Längsdämmung in normalen Prüfständen erfolgen kann. Davon hängt die Verwendbarkeit von so erstellten Prüfzeugnissen sowie auch der Aufwand der Messungen ab.

Das Projekt wurde sowohl experimentell als auch rechnerisch bearbeitet, wobei letztgenannter Teil vom Institut für Angewandte Mechanik der Technischen Universität Braunschweig durchgeführt wurde.

2. Experimentelle Untersuchung

2.1. Messaufbauten

2.1.1. Skalierung

Alle Messungen wurden an Modellprüfständen ausgeführt, weil bauliche Veränderungen daran einfacher vorgenommen werden können. Als Maßstab wurde 1:10 gewählt. Im Folgenden werden Konsequenzen dieser Skalierung kurz dargestellt.

Mit den geometrischen Abmessungen sind auch die Wellenlängen im Maßstab 1:10 zu skalieren und die flächenbezogene Masse als Produkt aus Dichte und Dicke.

Für das Prüfobjekt und die berandenden Wände wurden Materialien herangezogen, deren Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Longitudinalwellen c_L sich möglichst nicht von der von Kalksandstein unterscheiden. Die Wahl fiel auf Mitteldichte Faserplatten (MDF) und Acrylglas (PMMA). Tabelle 1 gibt deren typische Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Longitudinalwellen wieder. Da die Wellenausbreitungsgeschwindigkeiten nahezu unverändert geblieben sind, skalieren die Frequenzen entsprechend nahezu umgekehrt zu den Wellenlängen, d.h. mit 10:1. **Sämtliche Frequenzangaben in diesem Bericht beziehen sich auf den Modellmaßstab !**

Reziprok zu den Frequenzen skalieren die Nachhallzeiten mit 1:10.

2.1.2. Materialien

An Baumaterialien für die Modellprüfstände kommen MDF und Acrylglas zum Einsatz. Aus MDF-Platten werden die Außenwände der Modellprüfstände gefertigt, aus Acrylglas die Innenwände: die zu prüfende Längswand und die Sende- und Empfangsraum trennende Wand. Die Außenwände aus MDF werden in 19 mm Dicke ausgeführt und entsprechen einer Massivwand. Für die Trennwand wird eine 23 mm dicke Acrylglaswand eingesetzt, die ebenfalls eine Massivwand darstellt. Für die Prüfobjekte werden eine 23 mm dicke bzw. eine 3 mm dicke Acrylglaswand benutzt, die eine Massiv- bzw. eine Leichtbauwand darstellen.

Die MDF-Komponenten werden mit Holzkleber verleimt. Die Acrylglaswände werden mit Zweikomponentenkleber aneinander und in das Modell geklebt, was einen bauüblichen festen Einbau des Prüflings modelliert.

Bei der ebenfalls erfolgenden numerischen Berechnung des Systems werden die MDF-Wände schallhart modelliert. Das Prüfobjekt und ggf. auch die Trennwand müssen jedoch biegeweich dargestellt werden. Dazu sind verschiedene Materialparameter erforderlich, die in Zusatzversuchen bestimmt wurden:

Die Massendichte von Acrylglas wurde durch Messen der Geometrie und der Masse eines Stabes bestimmt und beträgt $\rho = (1.182 \pm 0.076) \cdot 10^3 \text{ kg m}^{-3}$. Durch ein Optimierungsverfahren wurden die Werkstoffparameter Elastizitätsmodul und Schubmodul aus Messungen an Stäben aus diesem Material bestimmt.

Vorsatzschalen in dem System wurden aus 3 mm dicken Hartfaserplatten mit Heißklebverbindung hergestellt. Ihr Abstand von dem Bezugsobjekt wurde so gewählt, dass die relevante Eigenfrequenz des Systems aus der Vorsatzschale und dem Bezugsobjekt in der 160 Hz Terz liegt.

Als weiteres Material fand Mineralwolle als Dämmmaterial Verwendung. Es wurde als Schicht vor Wänden eingesetzt. Eine Beschreibung mittels komplexer Reflexionsfaktoren ist hierfür geeignet. Diese wurden mit dem Impedanzrohr für verschiedene Dicken gemessen. In Bild 1 und Bild 2 sind die daraus berechneten Reflexions- und Absorptionsfaktoren gezeigt.

Die Klebmasse „Terostat“ wurde für die zusätzliche Abdichtung der Klebfugen sowie als reversibel entfernbares Fügmaterial verwendet, z.B. für den Einbau der Vorsatzschalen.

2.1.3. Aufbau der Modelle

Das Bild 3 zeigt schematisch den Grundriss der Modellprüfstände und ihre Abmessungen. Der Raum hinter dem Prüfobjekt ist offen und kann durch Einsetzen einer Wand zu dem Nebenvolumen variabler Tiefe umgebaut werden.

Es wurden zwei Modelle gefertigt. Eines davon (fortan als Modell 1 bezeichnet) besitzt eine 23 mm dicke Acrylglaswand als Prüfobjekt, mit der eine Massivwand modelliert wird. Das andere (fortan als Modell 2 bezeichnet) verfügt über eine 3 mm dicke Acrylglaswand, was eine Leichtbauwand darstellt. Die Trennwand zwischen Sende- und Empfangsraum besteht in beiden Fällen aus einer 23 mm dicken Acrylglaswand. Alle übrigen Wände wurden aus 19 mm dicken MDF gefertigt. Um eine bauübliche Konstruktion nachzubilden, wurden die Wände miteinander verklebt.

Die Lagerung des Modells auf dem Untergrund wurde bei Modell 1 mit einer unbelastet 100mm dicken Mineralwollmatte, bei Modell 2 mit sechs Standfüßen aus einfachen Gewindestangen ausgeführt.

Im Bild 4 ist das Modell 1 in der Frontansicht zu sehen. Links liegt der Empfangsraum, rechts der Senderraum. Dazwischen befindet sich die mit Vorsatzschalen versehene Trennwand. Am unteren Bildrand sind die Mineralwollmatten unter dem Modell sichtbar. Der schwarze Rand an den Stirnflächen der Außenwände und der Trennwand ist eine dünne Gummidichtung für die abgenommenen Frontplatten. Bild 5 zeigt den Empfangsraum vergrößert. Darin sind die Aufbauten für Mikrophone und Lautsprecher, die abgedichteten Fugen und die eingebaute Vorsatzschale vor dem Prüfobjekt zur Messung der Maximaldämmung sichtbar. Bild 7 zeigt das Modell im rückseitigen Kanal, der zum Einbau der verschieblichen Rückwand dient. Darin ist

auch der mit Terostat gefüllte Schlitz in der Bodenplatte und am oberen Bildrand der in der Deckenplatte sichtbar. Hinter dem durchsichtigen Prüfobjekt erkennt man links wieder den Senderraum, rechts die Mineralwollmatte der Vorsatzschale zur Maximaldämmungsmessung.

2.1.4. Messtechnik

Zentrales Instrument der Messanordnung war der Echtzeitanalysator Modell 840 (fortan als RTA 840 bezeichnet) der Firma Norsonic, der über einen Rauschgenerator und zwei Eingangskanäle verfügt. Es wurden ausschließlich Terzspektren gemessen. Das Gerät beherrscht die Maximalfolgenmesstechnik, wovon auch überwiegend Gebrauch gemacht wurde.

Der Rauschgenerator des RTA 840 wurde an einen Vorverstärker der Firma Brüel & Kjær, Modell 2610 angeschlossen, der die Miniaturlautsprecher der Firma Conrad, Modell LSF-27 M/SC/G antrieb. Es wurde stets nur ein Lautsprecher betrieben.

An Luftschallaufnehmern wurde zunächst mit ¼" Kondensatormikrophonen der Firma Brüel & Kjær (Kapseln: Modell 4135, Vorverstärker: Modell 2633) gearbeitet. Da diese jedoch eine zu geringe Empfindlichkeit besaßen, um bei den geringen Pegeln im Empfangsraum einen hinreichenden Signal-Rausch-Abstand zu gewährleisten, wurde auf ½" Kondensatormikrophone der Firma Brüel & Kjær (Kapseln: Modell 4165, Vorverstärker: Modell 2619) umgestiegen. In beiden Fällen wurden sie über Verstärker der Firma Brüel & Kjær, Modell 2804 sowie Modell 2811 an den RTA 840 angeschlossen.

Als Körperschallaufnehmer kam ein Beschleunigungsaufnehmer der Firma Brüel & Kjær, Modell 4344 mit Vorverstärker Modell 2619 zum Einsatz.

Die Miniaturlautsprecher wurden in Acrylglasröhren eingesetzt und diese – schräg abgesägt – mittels Terostat an Böden, Wände und Decken der Modellprüfstände geklebt. Weil dies sich jedoch später als nicht vernachlässigbare zusätzliche Körperschallquelle erwies, wurden sie ab dann in kleine Lautsprecherboxen eingesetzt. Diese Boxen bestanden aus Acrylglasröhren, die rückwärtig gerade abgeschnitten und mit Acrylglasdeckeln verschlossen wurden. Das Innere wurde locker mit Mineralwolle gefüllt. Die Boxen wurden mit Gummiband auf einem kleinen Ständer aus Lego fixiert, wobei zwischen die Box und den Ständer eine dünne Schicht offenporiger Schaumstoff eingelegt wurde. Die Boxen wurden wieder mit Terostat an Böden und Decken der Modelle geklebt. Bild 6 vergleicht diese beiden Montageweisen.

Die Mikrophone wurden ebenfalls auf Ständern aus Lego in die Modelle eingesetzt. Der Beschleunigungsaufnehmer wurde mit Klebwachs befestigt.

2.1.5. Messgrößen

Es wurde nach der Messnorm ISO 140-3:1995 gearbeitet und ein Schalldämmmaß R für die nebenwegsfreie Längsdämmung bestimmt und zur Unterscheidung von einer Durchgangsdämmung mit R_d bezeichnet. Diese Größe wurde auf die Schallaufnehmende Fläche des Prüfobjekts bezogen. Durch Umrechnung der Bezugsfläche kann daraus die Norm-Flankenpegeldifferenz $D_{n,f}$ aus prEN ISO 10848-1:2004 bestimmt werden. Die Nachhallzeiten wurden gemäß der Norm ISO 354:2003 bestimmt. Einzahlwerte der Längsschalldämmung $R_{L,w}$ wurden nach ISO 717-1:1982 berechnet.

2.2. Ergebnisse für die Maximaldämmung

Die Kenntnis der Übertragungswege des Prüfstandes – ausgenommen den Weg über das Prüfobjekt – ist wichtig, um diese Nebenwege entweder vernachlässigen oder die Messgrößen korrigieren zu können. Daher wurde viel Aufmerksamkeit auf die Reduktion dieser Nebenwegen gelegt:

Zur Vermeidung von Luftschallbrücken wurden alle Fugen mit Terostat abgedeckt. Die Dämmwirkung der Trennwand zwischen Sende- und Empfangsraum wurde durch Vorsatzschalen auf beiden Seiten verbessert. Die Vorsatzschalen liefen dabei auf den letzten Zentimetern unter einem Winkel von 45° im einen Modell und 30° im anderen Modell auf die Stoßstelle von Trennwand und Prüfobjekt zu. Der Luftraum zwischen der Vorsatzschale und der Trennwand wurde auf ca. halber Dicke mit Mineralwolle gefüllt. Der Einbau der Vorsatzschalen erfolgte mit Terostat.

Als weitere Vorabmaßnahme wurden die Decken- und Bodenplatten aus MDF unmittelbar vor der Trennwand auf der Seite des Senderraums auf ganzer Dicke geschlitzt, um eine Körperschallübertragung zu unterbinden, und dieser Schlitz mit Terostat abgedichtet.

Um den Übertragungsweg über das Prüfobjekt zu unterbinden, wurden in Sende- und Empfangsraum Vorsatzschalen vor dem Prüfobjekt platziert. Bild 8 zeigt schematisch die Situation nach diesen Baumaßnahmen.

Bild 12 zeigt den Vergleich von Maximal- und Längsdämmung im Modell 1 bei dieser baulichen Situation, Bild 13 im Modell 2. Bei beiden Modellen gibt es Terzen, in denen die Maximaldämmung unter der Längsdämmung liegt. Dies ist darauf zurückführbar, dass durch den Einbau der Vorsatzschalen für die Maximaldämmungsmessung die Geometrie der Räume und damit deren Eigenmoden verändert werden. Abgesehen von einem Einbruch dieser Art verläuft beim Modell 2 die Maximaldämmung stets mindestens 3dB über der Längsdämmung. Der Einbruch der Längsdämmung bei 10kHz und 12,5kHz rührt von der Koinzidenz des dünnen Prüfobjekts her, die bei ca. 9,3kHz beginnt. Im Modell 1 ist die Koinzidenz nur schwach in den Terzen bei 1,25kHz und 1,6kHz sichtbar. Sie beginnt bei ca. 1,2kHz. Weiter brechen beide Kurven des Modells 1 ab 16kHz ein. Als Grund hierfür kommt nur eine Undichtigkeit des Modellprüfstands in Betracht. Diese kann an der abnehmbaren Frontplatte lokalisiert sein, wenn die Klebung der Befestigungsschrauben nachgibt.

Am Modell 2 mit dem dünnen Prüfobjekt wurden anschließend weitere Maßnahmen zur Unterbindung von Nebenwegen vorgenommen. Das Ändern des Kontakts zur Aufstellfläche des Prüfstandsmodells war der erste Schritt. Dabei wurden zwischen die Gewindestangen und die Tischplatte je ein Quader aus Holz und aus einem offenporigen Schaumstoff wie in Bild 14 und Bild 15 gezeigt eingefügt. Die Körperschallenergie, die durch die Gewindestangen aus dem Modell fließt, kann so über den Holzklotz großflächig in den Schaumstoffquader eingeleitet und dort durch Dämpfung dissipiert werden. Erste Messungen mit einem Körperschallaufnehmer auf der Oberseite des Holzklotzes und dann auf der Tischplatte neben dem Schaumstoffquader deuten dies bereits an. Die Auswirkung auf die Maximaldämmung ist in Bild 16 dargestellt. Während oberhalb der 2kHz-Terz die Maximaldämmung im Vergleich zum vorherigen Verlauf gleichmäßig um ca. 1,5dB angehoben wird, ist die Verbesserung im Bereich 800Hz bis 2kHz größer. Die Verschlechterung unterhalb 800Hz kommt durch die Veränderung der modalen Eigenschaften der Räume durch die geänderte Anbindung zustande.

Eine weitere Körperschallbrücke wurde darin vermutet, dass die per Luftschall angelegten Decken-, Seiten- und Bodenplatten des Senderraums über die Klebung das

Prüfobjekt mit Körperschall anregen, dieses den Schall über den Schlitz zwischen Sende- und Empfangsraum überträgt, ihn wieder über die Klebung diesmal an die Wände im Empfangsraum überträgt und diese dann in den Raum abstrahlen. Die Vorsatzschalen vor dem Prüfobjekt können diese Körperschallübertragung nicht unterbinden. Zu diesem Zweck wurde die Deckenplatte unmittelbar vor dem Prüfobjekt auf der ganzen Breite des Modells auf zwei Dritteln ihrer Dicke und 3mm Breite durchgesägt. Die Beschränkung auf nur eine Platte und nur einen Teil ihrer Dicke hat ihren Grund in der Erhaltung der statischen Stabilität des Systems. Durch die Kerbung fällt die Biegesteifigkeit der Deckplatte auf weniger als 4% ihres vorherigen Wertes. Wenn sich die Durchbiegung gegenüber dem ungekerbten Fall nicht wesentlich änderte, fielen das übertragbare Moment und die darüber übertragbare Energie im gleichen Maß. Berücksichtigt man die Längenteile der Decken-, Seiten- und Bodenplatten, reduzierte dies die Energieübertragung auf ca. 63% des vorherigen Werts, was 2dB entspräche. Der Einfluss dieser baulichen Maßnahme auf die Maximaldämmung ist jedoch minimal, wie man in Bild 17 sehen kann. Entweder ändert sich die Durchbiegung der Platte an der Kerbe so stark, dass dies den erwarteten Gewinn zu kompensieren vermag, oder dieser Übertragungsweg ist nicht dominierend. Um dies zu untersuchen, wurden weitere bauliche Veränderungen vorgenommen.

Die erste Untersuchung trifft die Vorsatzschalen vor der Trennwand zwischen Sende- und Empfangsraum. Beide Vorsatzschalen sind gleich aufgebaut, wodurch sie sehr ähnliche Eigenfrequenzen besitzen. Bei dieser Frequenz ist die Vorsatzschale im Senderaum leicht anregbar. Die Vorsatzschale im Empfangsraum vermag die Schwingung bei dieser Frequenz leicht zu übernehmen, wenn diese Teilsysteme auch nur leicht gekoppelt sind, was mit der Trennwand der Fall ist. Zu diesem Zweck wurden die Vorsatzschalen verstimmt. An der im Senderaum wurden zwei Massen befestigt. Zusätzlich wurde das Volumen zwischen ihr und der Trennwand durch Einschieben einer Gipskartonplatte verkleinert. Bei der Vorsatzschale im Empfangsraum wurde das Volumen mit mehr Mineralwolle ausgefüllt. Bild 18 zeigt, dass der Effekt äußerst gering ist. Lediglich bei den ganz tiefen Frequenzen unterhalb 800Hz sind einige Verbesserungen auszumachen.

Bislang waren die Miniaturlautsprecher in schräg abgesägte Acrylglasröhren eingesetzt und diese an die Decken-, Seiten- und Bodenplatten geklebt worden. Dadurch entsteht zwischen der Rückwand des Lautsprechers und der Wand ein Luftvolumen, in dem ebenfalls sehr hohe Pegel vorliegen. Dies führt zu einer fast punktuellen Körperschallanregung der Struktur. Die folgende Maßnahme zielt daher darauf ab, nicht den störenden Übertragungsweg selbst zu unterdrücken, sondern weniger Schall in das System einzuleiten, der hauptsächlich über diesen Weg übertragen wird. Dazu wurden Lautsprecherboxen gebaut, vgl. Abschnitt 2.1.4. Dies führte, wie Bild 19 zeigt, zu einer Verbesserung der Maximaldämmung, besonders im Bereich zwischen 1,6kHz und 8kHz, der stets als Einbruch gedeutet wurde.

Als nächstes wurde die Dichtmasse Terostat aus dem Schlitz zwischen Sende- und Empfangsteil des Modells entfernt und der Schlitz von außen mit einem Faserklebeband abgedeckt. Es wurde dadurch eine Verschlechterung der Maximaldämmung bei hohen Frequenzen erwartet, weil die Dichtigkeit des Modells durch die Verwendung des Klebeband verringert ist. Dies trat bei der 20kHz-Terz auch ein. Wie Bild 20 aber ebenfalls zeigt, wurde die Maximaldämmung auf einem anderen, wesentlich größeren Frequenzbereich deutlich verbessert.

Ein weiterer Punkt war die verstärkte Unterdrückung des Prüfobjekts als Körperschallübertragungsweg. Bisher bestand diese Unterdrückung ausschließlich in je einer Vorsatzschale vor dem Prüfobjekt in Sende- und Empfangsraum. Jetzt wurde

das Prüfobjekt durch das Aufbringen von 510g Terostat auf der Seite des Senderraums und 376g auf der Seite des Empfangsraums zusätzlich beschwert. Zum Vergleich: Die Masse des gesamten Prüfobjekts beträgt 880g. Bild 21 zeigt die unterschiedlichen Muster, mit denen eine große Zahl an Eigenmoden der Wand unterdrückt bzw. bedämpft werden sollen. Die in Bild 22 gezeigten Messergebnisse weisen den starken Einfluss des Prüfobjekts auf die Maximaldämmung nach: Oberhalb von 1kHz steigt sie um 2dB bis 6dB.

Als letzte Maßnahme wurde die zuvor ausgeführte Kerbe in der Deckplatte vor dem Prüfobjekt zum kompletten Schlitz auf ganzer Dicke der Platte erweitert. Ebenso wurden auch die Seitenplatten geschlitzt. Nur die Bodenplatte wurde aus Gründen der statischen Stabilität intakt gelassen. Bild 23 zeigt eine weitere Verbesserung der Maximaldämmung zwischen 500Hz und 4kHz hauptsächlich.

Von allen zuvor geschilderten Maßnahmen erbrachten die beiden letztgenannten, die Beschwerung des Prüfobjekts und die Unterbrechung der Decken- und der sich gegenüberliegenden Seitenplatten vor dem Prüfobjekt, die mit Abstand größte Verbesserung der Maximaldämmung. Dies belegt, dass das Prüfobjekt eine entscheidende Körperschallbrücke zwischen Sende- und Empfangsraum darstellt. Es ist die letzte materielle Verbindung zwischen den Sende- und Empfangsraumteilen der vorliegenden Modellprüfstände.

Zur Messung der Luftschall-Längsdämmung muss diese Körperschallübertragung folglich unterbunden werden. Dies kann einerseits durch von Sende- und Empfangsraum körperschallisolierten Einbau erreicht werden. Durch Schlitzung ist dies noch relativ einfach für die Decke und die Seitenwände erreichbar. Eine Trennung am Fußboden gestaltet sich wesentlich schwieriger. Ist das Herstellen solcher Trennfugen nicht möglich, kann mit Vorsatzschalen vor sämtlichen Prüfstandswänden außer dem Prüfobjekt gearbeitet werden. Dies ist zumindest beim Boden unpraktikabel und verringert die Volumina der Räume möglicherweise unter das in DIN EN ISO 140-1 erwähnte Minimum. Eine dritte Möglichkeit besteht im elastischen Einbau des Prüfobjekts. Die Situation ist dann jedoch nicht mehr bauähnlich.

2.3. Ergebnisse für die Längsdämmung

Nachdem die Maximaldämmung für die einzelnen Modelle so optimiert und bestimmt war, begannen die Messungen zur Untersuchung des Einflusses der Variation des Nebenvolumens hinter dem Prüfobjekt. Diese Variationen bestanden in der Wahl unterschiedlicher Tiefen dieses Raumes und dem Einfügen von Mineralwolle zur Bedämpfung. An Tiefen wurden 5cm, 10cm, 25cm und ein offener Rückraum gewählt, der dann bis auf die einen Schacht bildenden Flächen der überstehenden Wände, Boden und Decke einem Außenwandprüfstand aus zwei Räumen entspricht. Die Mineralwollmatte wurde stets locker unmittelbar hinter das Prüfobjekt gestellt, wie in Bild 9 gezeigt.

2.3.1. Dicke Wand

Die Messungen am Modell 1 mit dem dicken Prüfobjekt wurden vor sämtlichen Messungen an Modell 2 ausgeführt. Daraus folgt, dass die Optimierung der Maximaldämmung auf dem in Bild 12 gezeigten Niveau verblieb.

Bild 24 zeigt die Ergebnisse für die ausgeführten Tiefenvariationen. Im Rahmen der Messunsicherheit sind nur geringe Veränderungen der Längsdämmung feststellbar.

Sie zeigen aber keine Korrelation mit der Variation der Tiefe. Der Koinzidenzeinbruch ist in den 1,25kHz und 1,6kHz Terzen nur schwach ausgeprägt.

Im Bild 25 und Bild 26 sind die Messergebnisse für das Einbringen von Mineralwolle bei den Rückraumbtiefen 5cm bzw. 10cm dargestellt. Bei der Rückraumbtiefe von 5cm sind nennenswerte Änderungen der Längsdämmung nur bei den Terzen 630Hz, 1,6kHz und 2,5kHz vorhanden. Die Änderungen betragen zwischen 1dB und 2dB. Bei der Rückraumbtiefe von 10cm existieren nur in den 500Hz und 1,25kHz Terzen Veränderungen um 1dB.

Die Maximaldämmung (Bild 12) verläuft oberhalb von 2kHz bis 10kHz um 2dB bis 3dB über der Längsdämmung. In diesem Bereich ist folglich die Summe der über alle Nebenwege übertragenen Leistung von derselben Größenordnung wie die über das Prüfobjekt übertragene. Im selben Frequenzbereich verlaufen die Kurven der Längsdämmung unter den Variationen des Prüfstandes sehr dicht beieinander. Dabei wären Verbesserungen höchstens bis zum Erreichen der Maximaldämmung sichtbar. Einbrüche hingegen wären gut sichtbar, sind aber nicht vorhanden. Offensichtlich spielt die konkrete Bauart des Prüfstandes keine Rolle für die Messung der Längsdämmung in diesem Frequenzbereich.

Unterhalb der 1,6kHz Terz liegt die Maximaldämmung – mit Ausnahme des Einbruchs in der 800Hz Terz – um mindestens 6dB über der Längsdämmung. Damit fließt über alle Nebenwege noch höchstens 33% soviel Leistung wie über das Prüfobjekt. In jenem Frequenzbereich gibt es einige Unterschiede zwischen den durch Variationen erzeugten Kurven um bis zu 2dB. Diese Variationen sind jedoch nicht monoton mit der Einrücktiefe der Rückwand oder der Bedämpfung korreliert. Hieraus ergibt sich keine eindeutige Bauartempfehlung für diesen Frequenzbereich.

2.3.2. Dünne Wand

Die Messungen mit den Variationen am Modell 2 mit dem dünnen Prüfobjekt wurden nach allen Optimierungsschritten der Maximaldämmung, welche in Bild 23 dargestellt ist, ausgeführt.

In Bild 27, Bild 28 und Bild 29 liegt die Maximaldämmung bei den 800Hz, 1,25kHz und 4kHz Terzen in allen Fällen nur 2dB über den Kurven der Längsdämmung, die sich infolge der Variationen am Prüfstand ergeben. Sieht man von diesen Terzen ab, liegt überall ein hinreichend großer Abstand zwischen Maximaldämmung und Längsdämmung vor, um sicher Aussagen über die Einflüsse der Prüfstandvariationen machen zu können.

In allen drei genannten Bildern ist der Koinzidenzeinbruch des dünnen Prüfobjekts in den 10kHz und 12kHz Terzen deutlich sichtbar. Bei der beschwerten Wand ist er sowohl durch die Beschwerung selbst, als auch durch die Materialdämpfung der Knetmasse schwächer ausgeprägt als bei unbeschwertem Prüfobjekt. Oberhalb des Einbruchs ab der 16kHz Terz gehen die Kurve mit offenem Rückraum und die Kurve mit bedämpftem Nebenvolumen ineinander über. In diesem Frequenzbereich beträgt die Wellenlänge in Luft weniger als 2cm, was der Dicke der eingebrachten Mineralwolle entspricht. Diese erreicht bereits ab 5kHz sehr starke Absorption, was in Bild 2 dargestellt ist.

Weiterhin sind in allen drei Bildern unterhalb von 2kHz zwei weitere Einbrüche sichtbar. Allen diesen drei Einbrüchen der Längsdämmung ist in allen Bildern gemeinsam, dass der stärkste Effekt bei eingesetzter Rückwand und ohne Bedämpfung des

Nebenvolumens zustande kommt. Der so entstandene Kanal hat offensichtlich einen ausgeprägten verminderten Einfluss auf die Längsdämmung. Ebenfalls allgemein lässt sich die Längsdämmung durch das Einfügen einer Mineralwollmatte in den Kanal wieder auf das Niveau ohne Rückwand anheben, in den Bereichen der Einbrüche teilweise sogar deutlich darüber.

Zur weiteren Untersuchung dieser zwei Einbrüche unterhalb 2kHz wurde das Schallfeld im Rückraum längs zweier Linien – eine horizontale und eine vertikale – abgetastet. Um die Lagen dieser Linien zu bestimmen, wurden die sich in einem vollständig schallhart begrenzten bzw. einseitig offenem quaderförmigen Hohlraum ausbildenden Eigenmoden nach der elementaren Theorie bestimmt. Tabelle 2 nennt die Anzahl der Moden in den jeweiligen Terzen für das Nebenvolumen ohne Rückwand, d.h. rückwärtig geöffnet, und für die eingesetzte Rückwand mit einem Abstand von 5cm bzw. 10cm zum Prüfobjekt.

Es fällt auf, dass in der 630Hz Terz stets drei gleiche Moden vorliegen. Diese verfügen in Höhenrichtung über einen Schnellebauch ($\lambda/2$) und in Richtung senkrecht zum Prüfobjekt über einen Schnellebauch an der Öffnung des Rückraums ($\lambda/4$). In Breitenrichtung liegen null bis zwei Schnellebäuche vor. Um die dominierende dieser Moden zu bestimmen, wurde zuerst eine vertikale Linie abgefahren, die zwischen den Schnelleknotenlinien der horizontalen Moden erster und zweiter Ordnung liegt. Da dort alle diese Moden nicht verschwinden, kann die dominierende festgestellt werden. Bild 30 zeigt den Verlauf des Schalldruckpegels auf dieser Linie. Schnelleknoten liegen dabei an denselben Stellen wie Druckbäuche und umgekehrt. Deutlich ist die Dominanz der Mode erster Ordnung in der 630Hz Terz erkennbar. Dadurch wird die zuvor dargestellte Erwartung auf der Basis der elementaren Theorie bestätigt, dass in der vertikalen Richtung nur die erste Mode vorliegt. Die horizontale Abtastung wurde darum in einem der Schnellebäuche (d.h. Druckknoten) der zweiten vertikalen Ordnung vorgenommen. Bild 31 zeigt diesen Verlauf. Die 630Hz Terz wird dabei von der nullten und zweiten horizontalen Ordnung in gleicher Größenordnung dominiert. Die erste Ordnung ist nicht sichtbar. Das Schallfeld besitzt in der 630Hz Terz also einen Schnellebauch in vertikaler Richtung und keinen oder zwei in horizontaler Richtung. Letzterer passt sehr gut auf die zweigeteilte Konstruktion des Modellprüfstandes: Sowohl hinter dem Senderraum als auch hinter dem Empfangsraum bildet sich mittig vor der Wand ein Schnellebauch aus. Diese Mode ist vom Empfangsraum einfach anregbar und strahlt leicht in den Empfangsraum ab.

In der 1,25kHz und der 1,6kHz Terz dominieren Moden höherer Ordnung.

Durch das Einfügen der Rückwand kann das System nicht mehr aus dem Kanal heraus Schall abstrahlen. Es kommt in dem Nebenvolumen zu einem Schallstau, wodurch die Schallübertragung der angesprochenen Moden vom Senderraum in den Empfangsraum verstärkt wird. Dies ist in Bild 27, Bild 28 und Bild 29 an den Einbrüchen der Längsdämmung in diesen zwei Frequenzbereichen sichtbar.

Wird zusätzlich Mineralwolle in das Nebenvolumen eingesetzt, so ist diese in der Lage, die in diesen Moden enthaltene Energie zu dissipieren und die Längsdämmung wieder zu verbessern, wie in den angegebenen Bildern zu sehen ist.

An diesen Ergebnissen zeigt sich, dass das Nebenvolumen bei leichten Prüfobjekten einen deutlichen Einfluss auf die Messung der Längsdämmung hat. Für die Anwendung muss daher die Prüfsituation genau vorgegeben werden. Für die Messung der Längsdämmung eines Außenfassadenteils wäre sinnvollerweise auf

den angeschlossenen Kanal zu verzichten. Der Prüfstand wäre außerdem in einer Freifeldumgebung aufzubauen. Für die Messung der Längsdämmung von Gebäudeinnenteilen wäre die Variante mit Nebenvolumen angemessen, wobei dann aber die Geometrie dieses Nebenvolumens und auch die Art und Position von Dämmstoffen darin einheitlich festgelegt werden müssen.

2.3.3. Einzahlwerte

In Tabelle 3 und Tabelle 4 sind die Einzahlwerte der Kurven der Längsdämmung angegeben. Bei dem dünnen Prüfobjekt gab es bei der Koinzidenz in den 10kHz und 12,5kHz Terzen Unterschreitungen der Vergleichskurve um mehr als 8dB. Diese sind in Tabelle 4 mit notiert.

Beim Modell 1 liegt die Maximaldämmung um bis zu 4dB über den Längsdämmungskurven. Bei dem kleineren Abstand zwischen Prüfobjekt und Rückwand ist der Einzahlwert der Längsdämmung um 1dB kleiner als bei größerem Abstand. Etwas verwundert die um 1dB geringere Längsdämmung beim bedämpften Nebenvolumen mit 10cm Tiefe gegenüber dem unbedämpften, zumal die Kurven in Bild 26 sehr dicht beieinander liegen. Wahrscheinlich kommt dies durch die Rundung zustande.

Beim Modell 2 hat die Maximaldämmung mindestens 5dB Abstand von der Längsdämmung und dies auch nur im Fall des beschwerten Prüfobjekts, das in Bild 27 dargestellt ist. Beim unbeschwerten Prüfobjekt (Bild 28 und Bild 29) beträgt der Abstand sogar mindestens 8dB. Dabei zeigt sich deutlich die schon oben dargelegte Systematik: Ohne Rückwand beträgt die Längsdämmung 60dB. Durch den Einbau der Rückwand fällt sie auf 58dB. Das Einbringen von Dämmmaterial lässt sie über den Wert ohne Rückwand auf 62dB steigen.

3. Numerische Untersuchung

3.1. Theoretische Grundlagen

Für die numerische Simulation wird als Diskretisierungsverfahren die Finite Elemente Methode (FEM) verwendet. Die Berechnungen werden, wie in der Akustik üblich, im Frequenzbereich durchgeführt. Das flankierende Bauteil wurde für zwei unterschiedliche Dicken t von 3mm und 23mm untersucht.

Die Modellierung des Luftvolumens erfolgt auf Basis der Helmholtz-Gleichung. Das flankierende Bauteil wird aufgrund der geometrischen Abmessungen als Platte modelliert, da die beiden Kanten des Bauteils deutlich länger als die Dicke sind. Da im Hochbau im Allgemeinen mäßig dicke Platten auftreten, wird das flankierende Bauteil mit Hilfe der Mindlinschen Plattentheorie modelliert.

Die vollständige Berücksichtigung der gegenseitigen Wechselwirkungen zwischen dem Luftvolumen und dem flankierenden Bauteil erfolgt durch eine strenge Kopplung der beiden Teilgebiete.

3.2. Modellbildung

Für das Modell wurden dieselben Abmessungen wie bei den Messungen verwendet. Diese sind in Bild 3 angegeben. Im Rahmen der numerischen Simulation wurden Hohlraumtiefen b von 50, 100 und 250mm untersucht. Für Hohlraumtiefen von 50 und 100mm wurde der Einfluss von in den Hohlraum eingebrachter Mineralwolle

untersucht. Diese Schicht Mineralwolle hat eine Dicke von ca. 25mm und wurde als Impedanzrandbedingung auf der Oberfläche des flankierenden Bauteils berücksichtigt.

In Bild 10 ist das Modell dargestellt, an dem die numerischen Berechnungen durchgeführt wurden. Sämtliche Außenwände sowie die Decken und die Böden der drei Räume werden als schallhart angenommen. Das Trennbauteil zwischen dem Sendee- und dem Empfangsraum wird ebenfalls nicht diskretisiert. Dadurch wird sichergestellt, dass eine Schallübertragung nur über das flankierende Bauteil und den Hohlraum stattfindet.

Das flankierende Bauteil wird als allseitig voll eingespannt angenommen und wird durch ein Linienlager gehalten, das die Unterstüzung durch das Trennbauteil modelliert und eine Verdrehung des flankierenden Bauteils zulässt.

Die Parameter der benutzten Materialien waren in Experimenten bestimmt worden.

Die Diskretisierung der einzelnen Teilgebiete folgt den derzeit üblichen Regeln der Technik. Dabei werden sechs Elemente je Wellenlänge verwendet. Die maximale Kantenlänge eines der Elemente beträgt somit ein sechstel der kleinsten Wellenlänge. Maßgebend ist hierbei entweder die Wellenlänge im Fluid oder die Biegewellenlänge der Platte. Der kleinere der beiden Werte ist maßgebend. In Bild 11 ist beispielhaft eine der im Rahmen der Untersuchungen verwendeten Diskretisierungen dargestellt.

Als Anregung des Systems dienen Punktquellen, die in den Lautsprecherpositionen der Messungen platziert wurden.

3.3. Ergebnisse

Die numerischen Berechnungen wurden für das dünne Bauteil in einem Frequenzbereich von 0 bis 1781Hz und für das dicke Bauteil von 0 bis 3350Hz mit einer Abtastung von 1Hz durchgeführt. Für höhere Frequenzen wäre jeweils das Verhältnis von Elementlänge zu maßgebender Wellenlänge bei zumutbarer Rechendauer nicht mehr ausreichend gewesen.

Zur Bestimmung der Schallpegeldifferenzen wurden in der numerischen Simulation die gleichen Kombinationen von Mikrophon- und Senderpositionen ausgewertet, wie es bei den Messungen der Fall war. Zur Berechnung der Schallpegeldifferenzen bzw. des Schalldämm-Maßes wurde eine Mittelung über diese Positionen durchgeführt.

Analog zu den Messungen ist eine Nachhallzeitkorrektur notwendig, um die Berechnungsergebnisse unabhängig von der Fläche des Untersuchungsobjektes und den Absorptionseigenschaften der Untersuchungsumgebung zu machen. Die Nachhallzeit wurde über das sog. Full-Width-Half-Maximum (FWHM) bestimmt. Leider konnte nicht für alle Terzen diese Korrektur durchgeführt werden. Dazu hätte die Abtastung noch feiner gewählt werden müssen. Deshalb sind in den folgenden Diagrammen nur die Werte dargestellt, die zuverlässig bestimmbar waren. Für eine Interpretation eines breiteren Frequenzbereichs können darüber hinaus die Kurven der Schallpegeldifferenzen herangezogen werden.

Beim Vergleich von gemessenen Größen und den Berechnungsergebnissen muss zudem folgendes berücksichtigt werden: Dem mechanischen Modell liegt die Annahme zugrunde, dass die Schallübertragung vom Sendee- zum Empfangsraum nur über das Prüfobjekt erfolgt. Alle anderen Wege (z.B. über den Fußboden, die

Decke oder das Trennbauteil) sind ausgeschlossen. Damit sind als Berechnungsergebnisse wesentlich größere Längsdämmungswerte zu erwarten, als sich aus Messungen im Prüfstand ergeben können. Denn dort kann die Übertragung über Nebenwege auch durch aufwendige konstruktive Maßnahmen nicht völlig ausgeschlossen werden. Damit ergibt sich die sehr vorteilhafte Folge, dass aus diesem Grund in den Berechnungsergebnissen deutlicher die Beeinflussung der Ergebnisse durch die Geometrie und Bedämpfung des Hohlraums abzulesen sein wird.

Die Berechnungsergebnisse werden auf den bei den Messungen untersuchten Frequenzbereich beschränkt. Zunächst werden die beiden Fälle des dünnen bzw. dicken Bauteils getrennt interpretiert. Anschließend folgt die Zusammenfassung.

3.3.1. Dünne Wand

In den Berechnungsergebnissen, dargestellt in Bild 34, gibt es in der 630Hz Terz einen signifikanten Einbruch der Schalldämmkurven. Nach diesem Einbruch steigen die Kurven stark an. Ab der 1,25kHz Terz bis zur Obergrenze des betrachteten Frequenzbereichs verlaufen die Schalldämmkurven auf einem Plateau mit ungefähr gleichen Werten.

Diese generellen Tendenzen entsprechen dem Verlauf der Schalldämmkurven, wie sie in den Experimenten ermittelt und im entsprechenden Kapitel diskutiert wurden. Die Einbrüche in den berechneten Kurven sind aber durchweg stärker als in den Messkurven. Bei den unbedämpften Hohlräumen zeigen die beiden Hohlräume mit einer Tiefe von 100 und 250mm eine auffällige Übereinstimmung. Ein kleinerer unbedämpfter Hohlraum von 50mm Tiefe zeigt abweichende Eigenschaften mit einem stärkeren Einbruch und einem stärkeren Anstieg der Längsdämmung. Die Bedämpfung des Systems durch das Einbringen von Mineralfaser in den Hohlraum ist in den Kurven deutlich sichtbar, insbesondere beim Einbruch bei 600Hz.

3.3.2. Dicke Wand

Die Berechnungsergebnisse der dicken Wand schwanken für die einzelnen Konfigurationen sehr stark, wie Bild 33 zeigt. Der Einfluss des Hohlraumes auf die berechnete Schalldämmung ist offensichtlich beim dicken Bauteil größer als beim dünnen. Durch den beschränkten Frequenzbereich bei der Simulation, spiegelt sich die charakteristische Verbesserung der Schalldämmung bei höheren Frequenzen noch nicht in den Ergebnissen der Berechnung wider.

Allerdings lässt sich feststellen, dass die bedämpften Hohlräume mit 50mm und 100mm Tiefe ein nahezu identisches Verhalten zeigen. Die Kurven der unbedämpften Hohlräume mit Tiefen von 100 und 250mm verlaufen bis ca. 1400Hz eng beieinander. Für die höheren Frequenzen weist die Konfiguration mit dem kleineren Hohlraum jedoch eine signifikant größere Dämmung auf. Die Ergebnisse für den kleinsten unbedämpften Hohlraum sind unsystematisch. Die Kurven liegen teilweise in der Nähe der für die unbedämpften größeren Hohlraum, teilweise in der Nähe der bedämpften Hohlräume.

Ein quantitativer Vergleich der berechneten und gemessenen Größen zeigt bei der dickeren Wand eine größere Abweichung als bei der dünneren Wand. Dies lässt sich durch die Tatsache begründen, dass im Messaufbau eventuell vorhandene Nebenwege die Ergebnisse für ein dickes Bauteil stärker beeinflussen werden als für ein dünnes Bauteil, da der Widerstand des dicken Bauteils gegenüber der Schallübertra-

gung größer ist. Außerdem wurden für das dünne Bauteil größere konstruktive Anstrengungen unternommen, um die Nebenwegsübertragung auszuschließen.

3.3.3. Zusammenfassung

Die berechneten Ergebnisse zeigen deutlich, dass die Längsdämmung sowohl von der Tiefe des Hohlraums als auch bei unbedämpften Hohlräumen von der Dicke des Prüfobjekts beeinflusst wird. Dickere Bauteile zeigten dabei in der Simulation im für die Messungen relevanten Frequenzbereich eine stärkere Abhängigkeit von der Hohlraumtiefe als dünnere. Diese Abhängigkeit vergrößert sich bei höheren Frequenzen.

Die Berechnungen ergaben außerdem, dass die Abhängigkeit der Längsdämmung von der Hohlraumtiefe sowohl für das dünne als auch für das dicke Prüfobjekt durch eine Bedämpfung des Hohlraums verringert wird.

4. Schlussfolgerungen

Im Zuge der Verbesserung der Maximaldämmung wurde festgestellt, dass das Prüfobjekt eine relevante Körperschallbrücke zwischen Sende- und Empfangsraum darstellt. Deutlich zu sehen ist dies an der Zunahme der Maximaldämmung durch die Schlitzung des Prüfstandes in Bild 23 und durch die Beschwerung des Prüfobjekts in Bild 22.

Zur Unterbindung dieser Körperschallübertragung sind zwei Maßnahmen denkbar: Einerseits kann durch Unterbrechung des physischen Kontakts zwischen Prüfobjekt und Sende- und Empfangsraum die Körperschallübertragung verhindert werden. Aber besonders die Unterbrechung des Untergrundes ist mit konstruktiven Maßnahmen schwierig zu erzielen. Andererseits kann man das Prüfobjekt vollständig elastisch in den Prüfstand einbauen. Dies entspricht hinsichtlich der Bedämpfung des Prüfobjekts jedoch nicht mehr der bauüblichen Situation.

Bei Messungen an dem Modell mit dem dicken, einer Massivwand entsprechenden Prüfobjekt lag stellenweise ein nur geringer Abstand zur Maximaldämmung von 2dB vor. Daher wären in diesen Bereichen nur Verschlechterungen der Längsdämmung deutlich, Verbesserungen hingegen nur schwach sichtbar. Oberhalb von 2kHz zeigten sich jedoch nur geringe und unsystematische Veränderungen der Längsdämmung in Abhängigkeit von Variationen der Hohlraumgestaltung, die folglich in diesem Bereich offenbar kein Einfluss auf die Längsdämmung hat. Unterhalb von 2kHz wurden einige unsystematische Veränderungen der Längsdämmung um bis zu 2dB festgestellt, deren Ursache unbekannt geblieben ist. Hier besteht weiterer Klärungsbedarf.

Die Messungen an dem Modell mit dem dünnen, einer Leichtbauwand entsprechenden Prüfobjekt zeigten drei Einbrüche der Längsdämmung, alle mit folgender Systematik bezüglich der Prüfstandvariationen: Gegenüber einem rückwärtig offenen Prüfstand bewirkte der Einbau der Rückwand eine starke Verringerung der Längsdämmung. Diese Verringerung wurde durch das Einfügen von Mineralwolle stets wieder ausgeglichen, teilweise aber auch deutlich übertroffen. In den 10kHz und 12,5kHz Terzen ist die einsetzende Koinzidenz Ursache dieses Einbruchs. Die zwei Einbrüche unterhalb der 2kHz Terz sind deutlich auf modale Eigenschaften des Nebenvolumens zwischen Prüfobjekt und Rückwand zurückführbar.

Die Tatsache, dass der Einbruch der Längsdämmung durch das Einfügen von Mineralwolle teilweise mehr als kompensiert wurde, erfordert für die Vergleichbarkeit von Messungen eine möglichst genaue Festlegung der Rückraumgeometrie und der Art und Positionierung des Dämmmaterials in diesem Rückraum.

Zu gleichwertigen Ergebnissen kommt die numerische Untersuchung. Da die Prüfstandwände hierbei schallhart modelliert wurden, ist die Maximaldämmung stets unendlich groß. Dadurch treten bei tiefen Frequenzen teilweise sehr große Werte der Längsdämmung auf, weil noch keine oder nicht genügend Moden vorliegen, mittels derer eine nennenswerte Schallübertragung möglich wäre.

Das Modell mit dem dicken Prüfobjekt zeigt bei unbedämpftem Rückraum bis zur 1,6kHz Terz gut beieinander liegende Kurven, die bis auf wenige Ausnahmen die Systematik aufweisen, dass mit Verkleinerung der Rückraumtiefe die Längsdämmung sinkt. Die Kurven bei bedämpftem Rückraum zeigen größere Werte und liegen über dem gesamten Frequenzbereich der Berechnungen untereinander sehr dicht beieinander.

Bei den Kurven des Modells mit dem dünnen Prüfobjekt gibt es einen Einbruch der Längsdämmung in der 630Hz Terz, dem durch Bedämpfung entgegen gewirkt werden kann.

Insgesamt zeigen die Untersuchungen, dass ein Nebenvolumen zwischen Prüfobjekt und Prüfstandrückwand einen signifikanten Einfluss auf die Längsdämmung hat – zumindest bei tiefen Frequenzen unter 2kHz, was im realen Prüfstand 200Hz entspricht. Es konnte gezeigt werden, dass das Bedämpfen dieses Luftvolumens den Einbruch kompensieren, teilweise sogar weiter verbessern kann. Daher müssen für die Vergleichbarkeit von Messungen die Geometrie dieses Volumens und die Art und Positionierung von Dämmmaterial darin genau festgelegt werden.

Zusätzlich ist zu klären, unter welchen Anwendungs- und folglich Prüfstandsbedingungen die Messung der Längsdämmung überhaupt erfolgen soll. Für Fassadenbauteile wäre eine Anordnung denkbar, bei der das Prüfobjekt eine der Prüfstandwände darstellt, somit kein Nebenvolumen existiert und der Prüfstand in eine Freifeldumgebung eingebettet ist. Für Innenbauteile wäre eine solche Prüfkonstellation ungeeignet, weil sie die spätere Einbausituation nicht widerspiegelt. Hierfür wäre ein Prüfstand mit Kanal als Nebenvolumen sinnvoll, wie er in diesen Untersuchungen benutzt wurde und für den die zuvor genannten baulichen Aspekte festzulegen sind.

5. Zusammenfassung

Das neue europäische Rechenverfahren zur Prognose des Schallschutzes in Gebäuden verlangt die Kenntnis der Schall-Längsdämmung flankierender Bauteile. Über die erforderlichen Prüfstände verfügt fast kein Prüfinstitut. Stattdessen ist es üblich, zu prüfende Bauteile in normale Prüfstände einzubauen, wobei Nebenvolumina entstehen, deren Einfluss jedoch ignoriert wird, obwohl er zumindest bei tiefen Frequenzen erwartet wird.

Aufgabe dieses Forschungsvorhabens war es, diesen Einfluss der Nebenvolumina zu untersuchen. Dies sollte klären, unter welchen Bedingungen die Messung der Schall-Längsdämmung in normalen Prüfständen erfolgen kann.

Die Untersuchung wurde sowohl experimentell als auch numerisch vorgenommen. Im experimentellen Teil wurden Modellprüfstände im Maßstab 1:10 gebaut, die über eine frei verschiebliche Rückwand verfügen, um so verschiedene Tiefen des genann-

ten Nebenvolumens herstellen zu können. Die Prüfobjekte bestanden aus unterschiedlich dicken Acrylglaswänden, womit Massiv- und Leichtbauwände modelliert wurden.

Auf der experimentellen Seite wurden verschiedene Maßnahmen durchgeführt, um die Maximaldämmung des Prüfstandes zu erhöhen. Dabei stellte sich heraus, dass das Prüfobjekt bei bauähnlichem Einbau eine relevante Körperschallbrücke darstellt, die die Messung der Längsdämmung unter Luftschall verfälscht. Die Alternativen sind ein vollelastischer und damit bauüblicher Einbau oder die Abdeckung aller übrigen Prüfstandswände mit Vorsatzschalen.

Bei der Messung der Längsdämmung wurde bei Leichtbauwänden ein deutlicher Einfluss des Nebenvolumens dadurch festgestellt, dass sich im Nebenvolumen bestimmte Luftschallmoden ausbilden, die in realen Prüfständen unterhalb 200Hz liegen. Das Einbringen von Dämmmaterial in das Nebenvolumen vermag diese Moden und die damit einhergehende Schallübertragung im Nebenvolumen stark zu schwächen.

Bei Massivwänden konnte oberhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz des Prüfobjekts bei 1,2kHz kein starker Einfluss der Prüfstandkonstellation auf die Längsdämmung festgestellt werden. Diese Aussage muss vor dem Hintergrund des geringen Abstands der Maximal- zur Längsdämmung gesehen werden. Unterhalb der Grenzfrequenz waren geringe und unsystematische Veränderungen in der Längsdämmung in Abhängigkeit von den Prüfstandsvariationen sichtbar. Für massive Prüfobjekte sollten daher weitere Untersuchungen vorgenommen werden.

Bei der numerischen Untersuchung wurden die Modellprüfstände im Rechner modelliert. Dabei wurden die Prüfstandswände schallhart vorgegeben, was in der Rechnung zu einer unendlich großen Maximaldämmung führt. Dies hat zur Folge, dass bei tiefen Frequenzen, wo noch keine oder nur wenige Moden vorliegen, kaum Schallübertragung stattfindet und so sehr große Längsdämmungen errechnet werden.

Bei dem dünnen Prüfobjekt war in den berechneten Kurven der Längsdämmung der Einbruch in der 630Hz Terz sichtbar, der wie bei der Messung auf Moden im Nebenvolumen zurückführbar ist. Auch die Systematik des Einbruchs der Längsdämmung durch Einbau einer Rückwand und Kompensation dieses Einbruchs durch Bedämpfung waren deutlich sichtbar.

Bei dem dicken Prüfobjekt konnte ohne Bedämpfung beobachtet werden, dass die Längsdämmung abnahm, je dichter die Rückwand an das Prüfobjekt gebracht wurde. Mit Bedämpfung lagen die Kurven sehr dicht beieinander.

Es ließ sich aus den Untersuchungen zur Maximaldämmung schlussfolgern, dass das Prüfobjekt eine relevante Körperschallbrücke darstellt. Vor diesem Hintergrund wurde der Einbau des Prüfobjekts in den Prüfstand diskutiert. Zur Wahl stehen ein fester Einbau mit vollständiger Körperschalltrennung von Sende- und Empfangsraum, ein elastischer, jedoch bauüblicher Einbau und das Abdecken aller Prüfstandswände außer dem Prüfobjekt mit Vorsatzschalen.

Der Einfluss des Nebenvolumens auf die Längsdämmung wurde dargestellt. Für die Vergleichbarkeit von Messungen ist es daher erforderlich, die Geometrie dieses Nebenvolumens und die Art und Positionierung von Dämmmaterial darin genau festzulegen. Dies bedeutet auch, dass zwei Prüfstellenkonstellationen je nach Anwendungsfall denkbar sind: Für Fassadenelemente müsste ein solcher Prüfstand

auf eine Kanalbildung in Form des Nebenvolumens verzichten und von einem Freifeld umgeben sein. Für Innenraumelemente muss die Geometrie und Bedämpfung des Nebenvolumens genau festgelegt werden, um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen.

Die genannten erforderlichen Festlegungen zu der Frage, was unter der „richtigen“ Längsdämmung zu verstehen ist, sollten auch folgende Punkte berücksichtigen: Die „tatsächliche“ Längsdämmung eines Bauteils kann bei vorhandenem Luftnebenvolumen unterschätzt werden, was tendenziell gut ist für die rechnerische Bauabnahme, oder sie kann bei starker Bedämpfung des Luftnebenvolumens überschätzt werden. Bei geringen Variationen der Prüfstandsgeometrie, die bei verschiedenen Prüfstellen üblicherweise auftreten, führt eine Bedämpfung zur Nivellierung von Unterschieden in der Längsdämmung.

Literatur

- DIN EN ISO 140-1: 1998-03: "Akustik – Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Bauteilen – Teil 1: Anforderungen an Prüfstände mit unterdrückter Flankenübertragung"
- ISO 140-3: 1995-05: „Acoustics – Measurement of sound insulation in buildings and of building elements – Part 3: Laboratory measurement of airborne sound insulation of building elements“
- prEN ISO 140-16: 2004: „Akustik – Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Bauteilen – Teil 16: Messung der Verbesserung der Schalldämmung durch akustische Vorsatzschalen im Prüfstand“
- ISO 717-1: 1982-12: „Acoustics: Rating of sound insulation in buildings and of building elements – Part 1: Airborne sound insulation in buildings and of interior building elements“
- prEN ISO 10848-1: 2004: "Acoustics: Laboratory measurement of the flanking transmission of airborne and impact noise between adjoining rooms – Part 1: Frame document"
- EN ISO 354: 2003-05: "Akustik – Messung der Schallabsorption in Hallräumen"
- DIN 4109: 1989-11: „Schallschutz im Hochbau; Anforderungen und Nachweise“, z.Z. in Bearbeitung
- DIN EN 12354-1: 2000: „Bauakustik – Berechnung der akustischen Eigenschaften von Gebäuden aus den Bauteileigenschaften - Teil 1: Luftschalldämmung zwischen Räumen“
- DIN 52210-7: 1984-08 (Vornorm): „Bauakustische Prüfungen: Luft- und Trittschalldämmung – Bestimmung des Schall-Längsdämm-Maßes“
- DIN EN ISO 10534-2: 2001-10: „Akustik – Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren – Teil 2: Verfahren mit Übertragungsfunktion“
- H. Schröder, I. Haltenorth: „Verbesserung der Längs-Schalldämmung durch Vorsatzschalen“, Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Stuttgart, 2004

- S. Langer, H. Antes: "Analyses of Sound Transmission through Windows by coupled Finite and Boundary Element Methods", Acta Acustica united with Acustica, 2003 (89), S. 78-85
- L. Ackermann: „Simulation der Schalltransmission durch Wände“, Braunschweiger Schriften zur Mechanik, 2001, Nr. 43
- D. Clasen, S. Langer, M. Schanz: „Efficient Simulation of Sound Insulation in Building Acoustics“, Proc. of the Joint Congress CFA/DAGA04, 2004, S. 303-304

Tabellen und Abbildungen

Tabelle 1 Typische Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Longitudinalwellen in verschiedenen Materialien

Material	Wellengeschwindigkeit
Kalksandstein	2500 m/s
MDF	2500 m/s
Acrylglas	2100 m/s

Tabelle 2 Moden des Rückraums für verschiedene Konfigurationen: Anzahl der Moden und die Anzahl der Schnellebäuche in Breiten-, Höhen- und Tiefenrichtung einiger dieser Moden in den jeweiligen Terzen

Für die Fälle mit eingesetzter Rückwand wurden Schnelleknoten an allen Raumbegrenzungsflächen eingesetzt. Für den Fall ohne Rückwand, d.h. mit rückwärtig offenem Modell wurde an dieser einen Fläche stattdessen ein Schnellebauch vorausgesetzt.

Frequenz	offen		10cm Tiefe		5cm Tiefe	
	Anz.	Indizes	Anz.	Indizes	Anz.	Indizes
100Hz	0	-	0	-	0	-
125Hz	0	-	0	-	0	-
160Hz	1	0-0-0.5	0	-	0	-
200Hz	0	-	1	1-0-0	1	1-0-0
250Hz	1	1-0-0.5	0	-	0	-
315Hz	0	-	0	-	0	-
400Hz	2	0-0-1.5 2-0-0.5	1	2-0-0	1	2-0-0
500Hz	3	1-0-1.5 2-0-1.5	1		1	
630Hz	4	0-1-0.5 1-1-0.5 2-1-0.5	3	0-1-0 1-1-0 2-1-0	3	0-1-0 1-1-0 2-1-0
800Hz	11		2		2	
1kHz	14		4		4	
1,25kHz	36		8		8	
1,6kHz	64		13		10	

Tabelle 3 Einzahlwerte, Modell 1

Kurve	dargestellt in:	R_{Lw}
R_max	Bild 24, Bild 25, Bild 26	61dB
ohne	Bild 24	58dB
25cm	Bild 24	58dB
10cm	Bild 24, Bild 26	58dB
10cmD	Bild 26	57dB
05cm	Bild 24, Bild 25	57dB
05cmD	Bild 25	57dB

Tabelle 4 Einzahlwerte, Modell 2

Kurve	dargestellt in:	R_{Lw}	Abweichung $\Delta R_{Lw} \leq -8dB$			
			f	ΔR_{Lw}	f	ΔR_{Lw}
R_max	Bild 27, Bild 28, Bild 29	70dB		-		
ohne	Bild 27	64dB		-		
05cm	Bild 27	64dB		-		
05cmD	Bild 27	65dB		-		
ohne	Bild 28, Bild 29	60dB	12,5kHz	-9dB		-
05cm	Bild 28	58dB	10,0kHz	-9dB	12,5kHz	-12dB
05cmD	Bild 28	62dB		-		
10cm	Bild 29	58dB	10,0kHz	-9dB	12,5kHz	-12dB
10cmD	Bild 29	62dB		-		

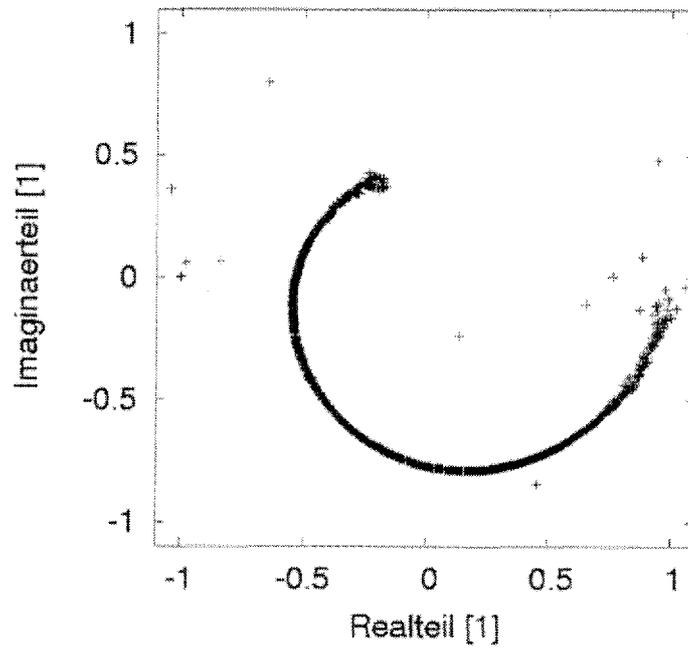


Bild 1 Reflexionsfaktor von 2cm dicker Mineralwolle

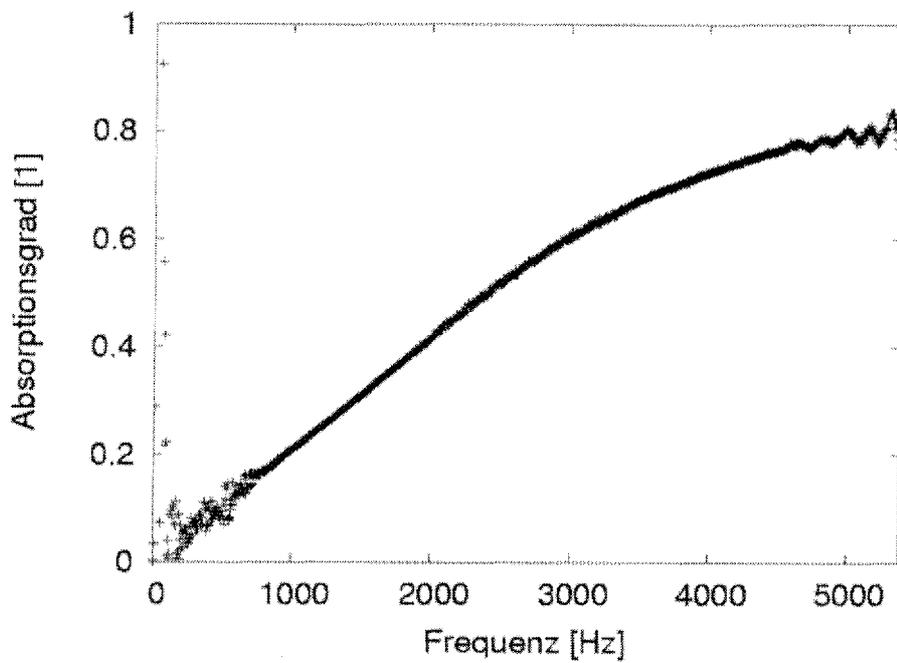


Bild 2 Absorptionsgrad von 2cm dicker Mineralwolle

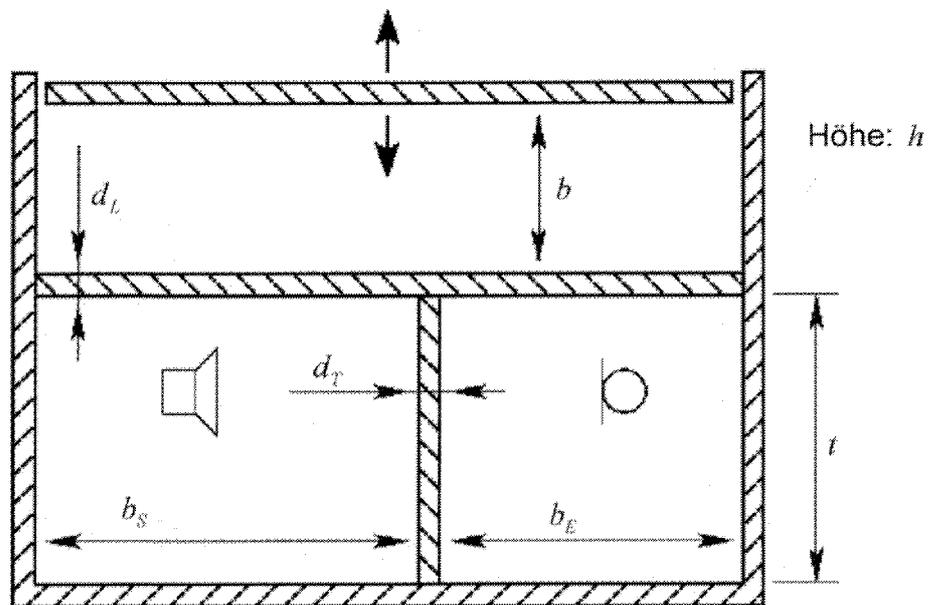


Bild 3 Schema des Grundrisses der Modellprüfstände, die Maße betragen:

Modell Nr	b_S	b_E	t	h	d_T	d_L
1	499 mm	427 mm	398 mm	300 mm	23 mm	23 mm
2	501 mm	426 mm	398 mm	300 mm	23 mm	3 mm

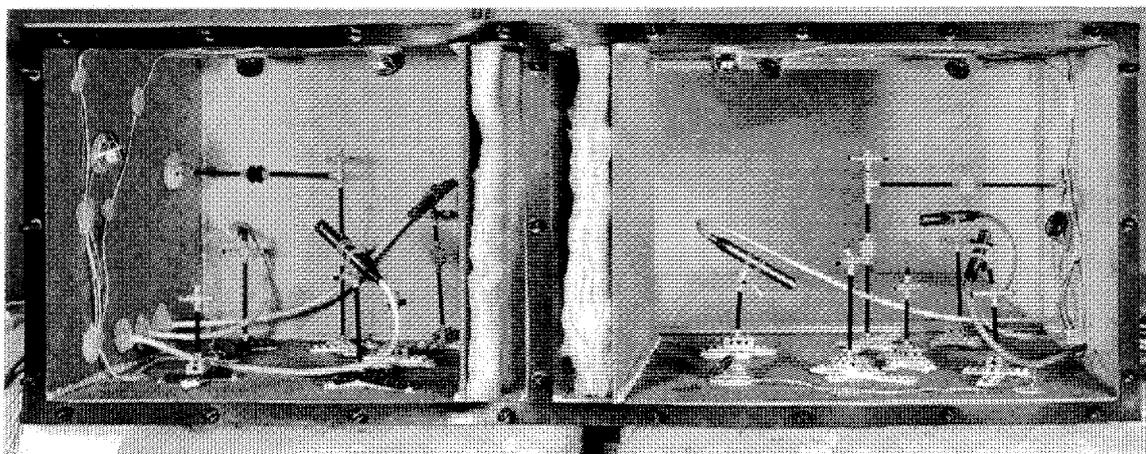


Bild 4 Modell 1, Frontansicht gesamt

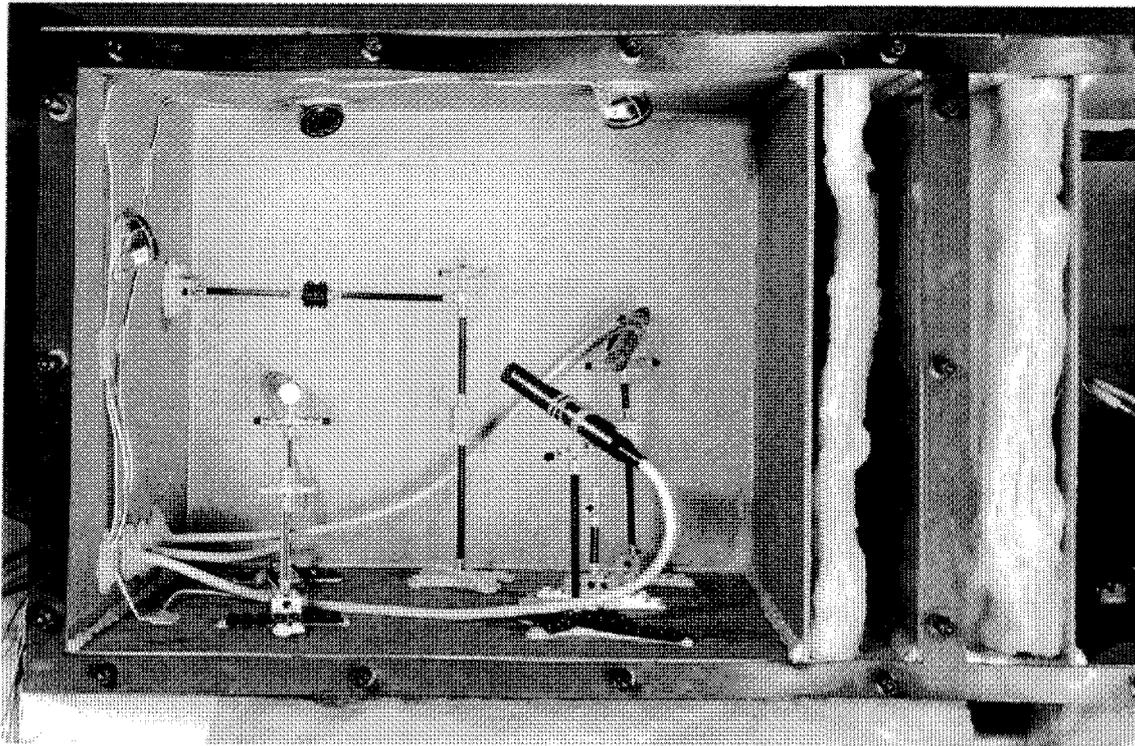
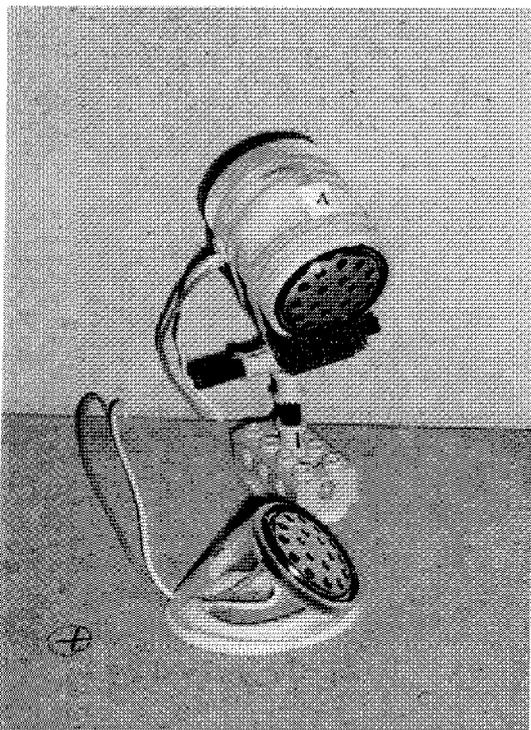
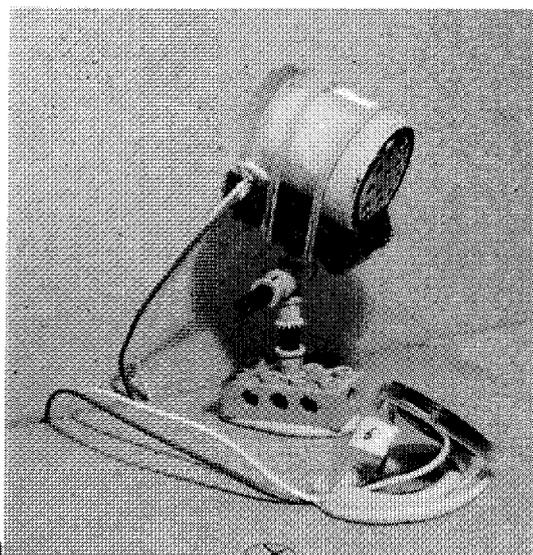


Bild 5 Modell 1, Frontansicht Empfangsraum, rückwärtig Vorsatzschale für R_{max} -Messung eingesetzt



a)



b)

Bild 6 a,b unterschiedliche Lautsprecherhalterungen, Lautsprecher Durchmesser: 27mm

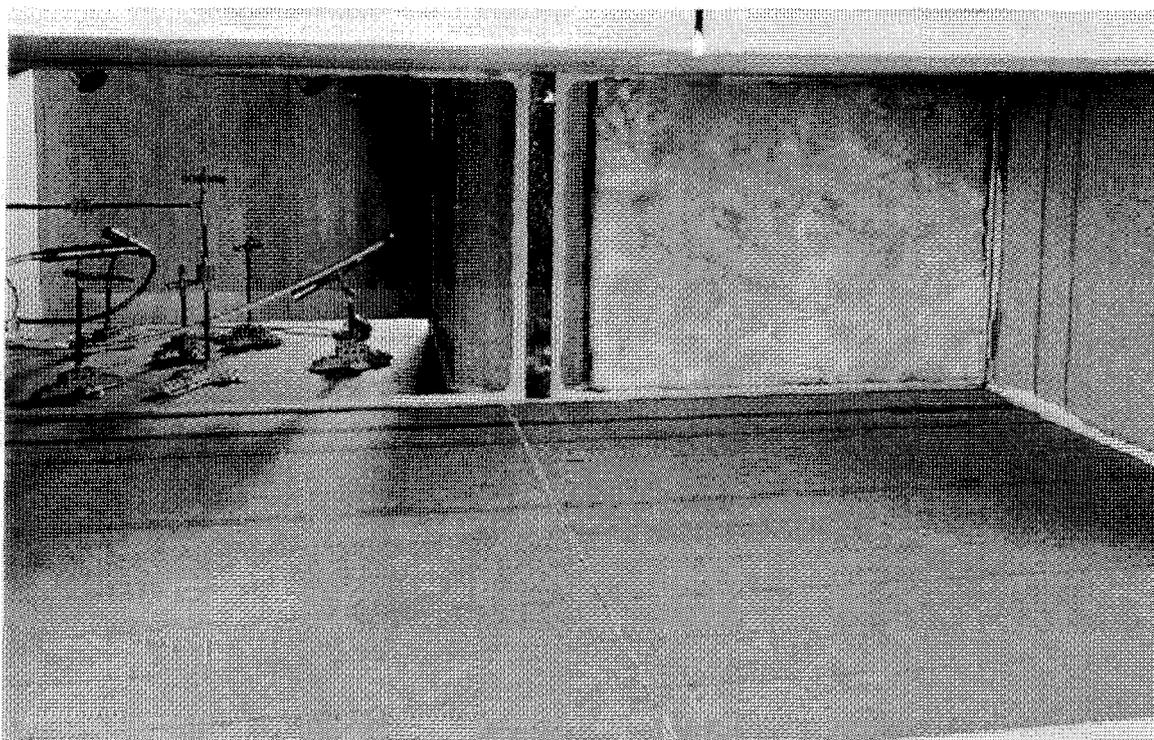


Bild 7 Blick von hinten in einen Modellprüfstand: links hinter dem Prüfobjekt ist der Senderraum sichtbar, rechts die Mineralwolle der Vorsatzschale zur R_{max} -Messung, mittig die Stoßstelle und der mit Terostat gefüllte Schlitz durch die Decken- und Bodenplatten

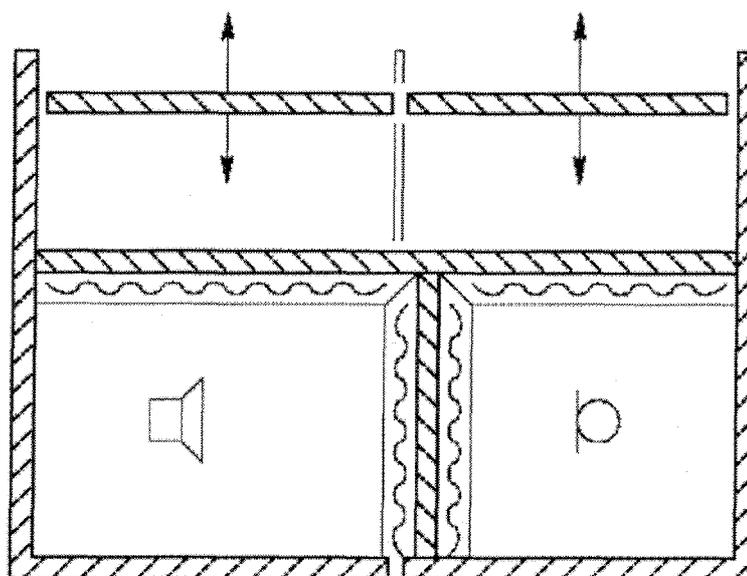


Bild 8 Schema des Grundrisses der Modellprüfstände nach den ersten Maßnahmen (Trennfuge und Vorsatzschalen) zur Verbesserung der Maximaldämmung

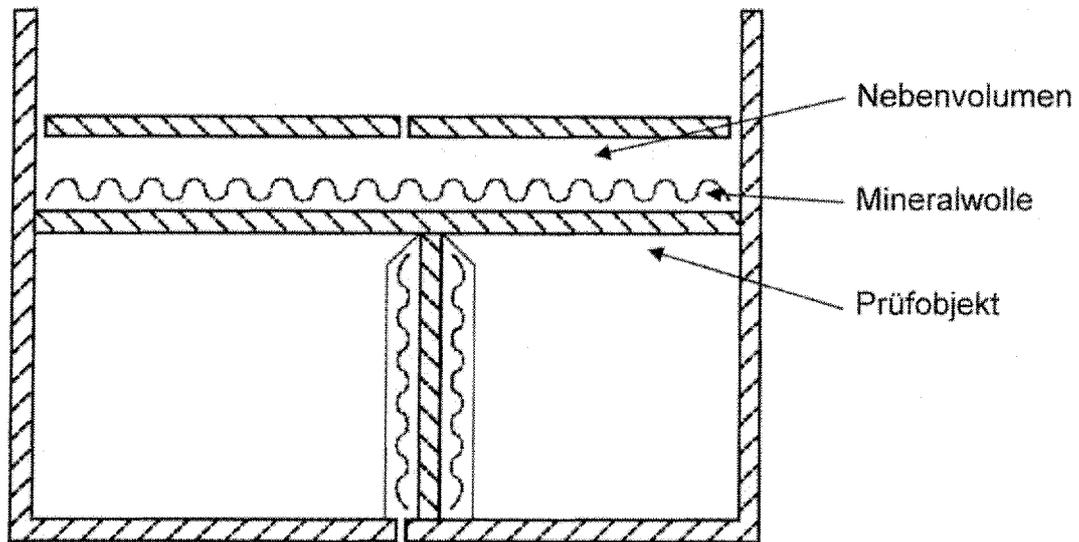


Bild 9 Schema zur Lage der Mineralwolle im Nebenvolumen hinter dem Prüfobjekt

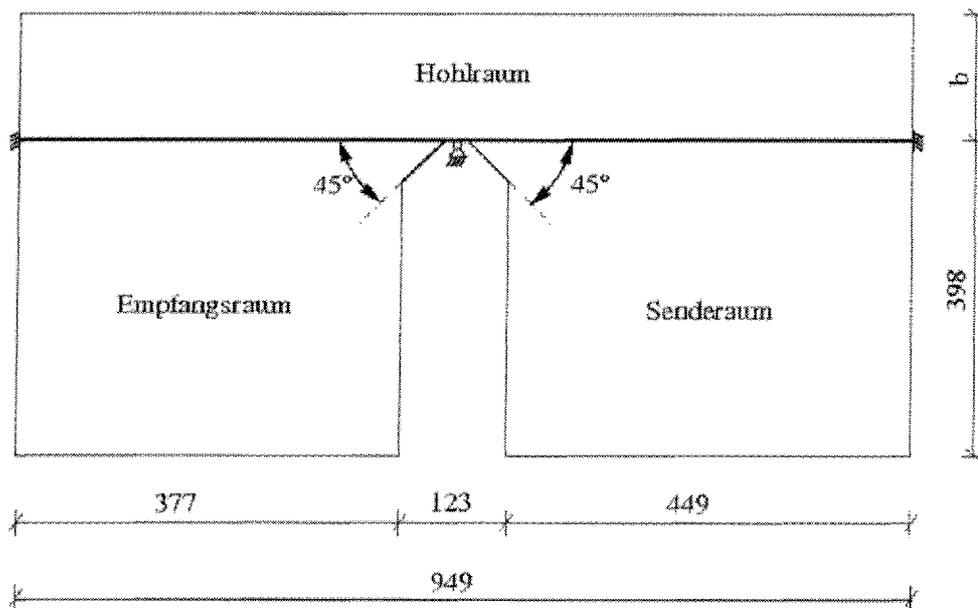


Bild 10 Schema zur Modellierung der Modellprüfstände in der numerischen Untersuchung, alle Maße in mm

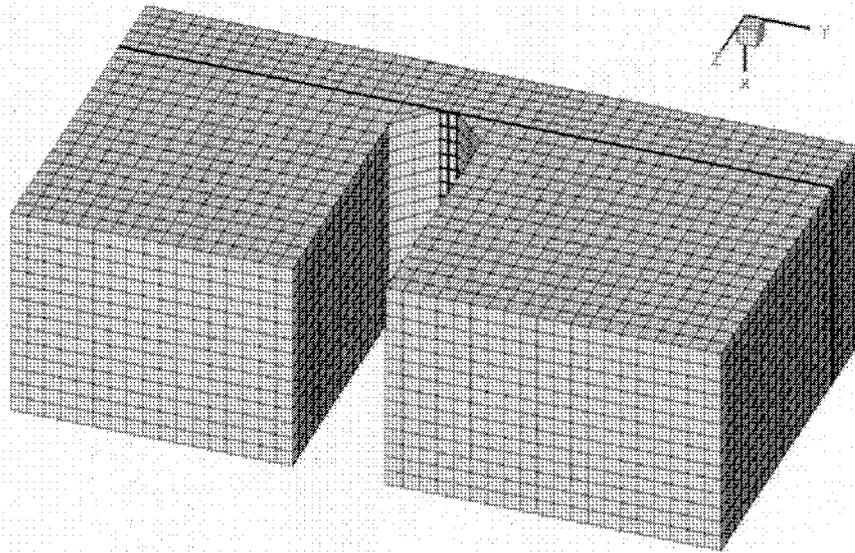


Bild 11 Diskretisierungsgitter der finiten Element Simulation für eine Hohlräumtiefe von 100mm

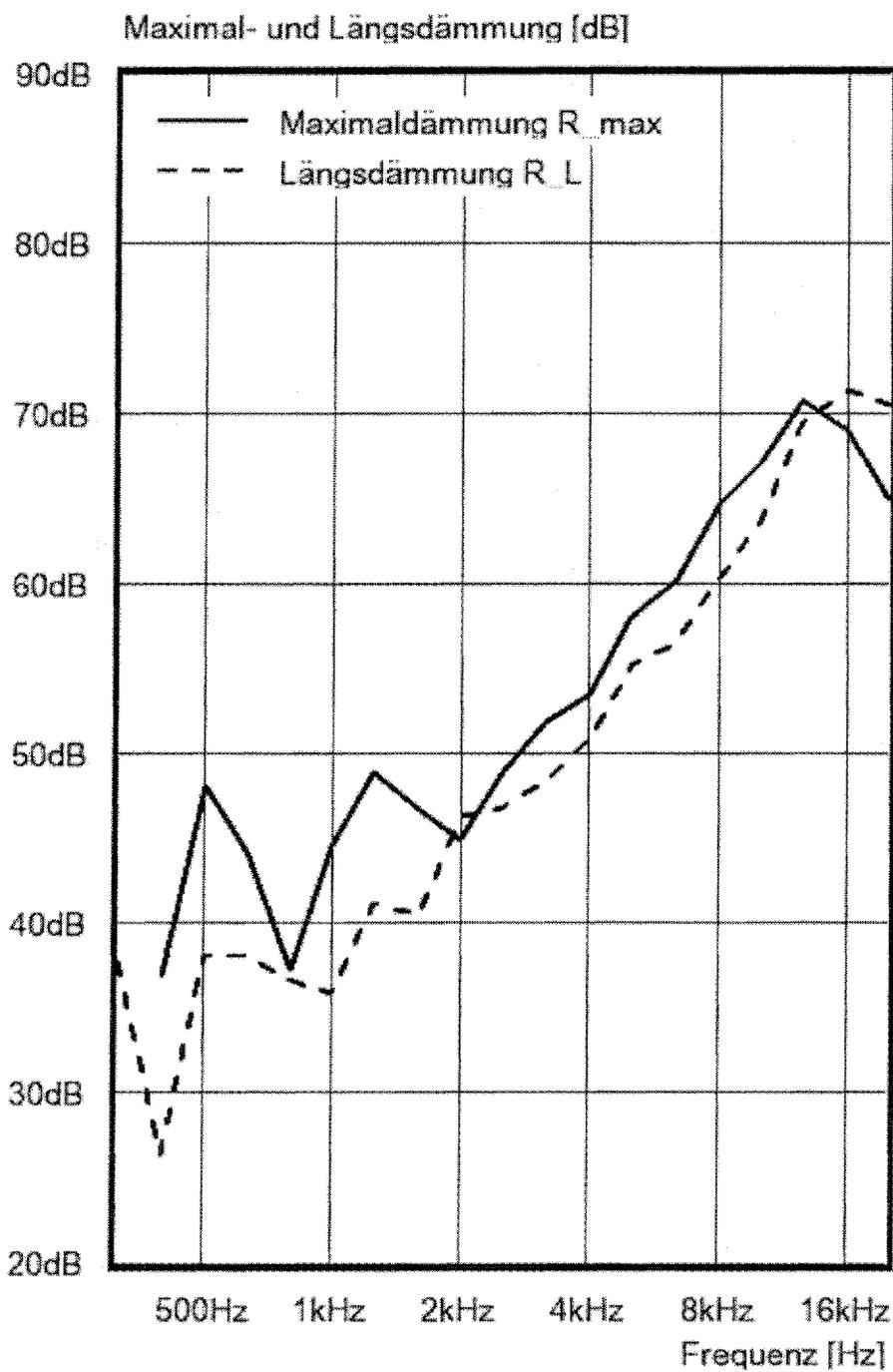


Bild 12 Vergleich von Maximal- und Längsdämmung am Modell 1 nach den Vorabmaßnahmen

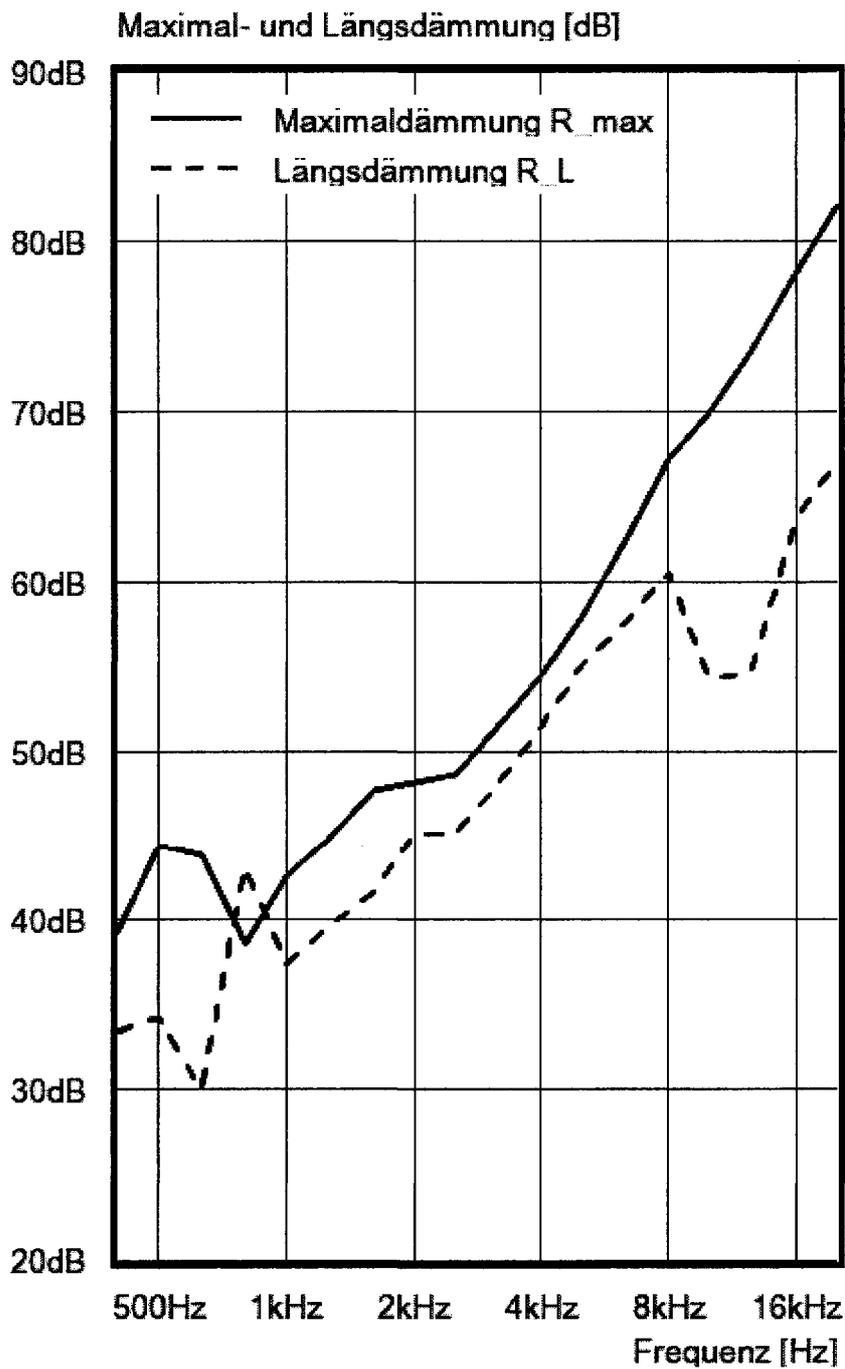


Bild 13 Vergleich von Maximal- und Längsdämmung am Modell 2 nach den Vorabmaßnahmen

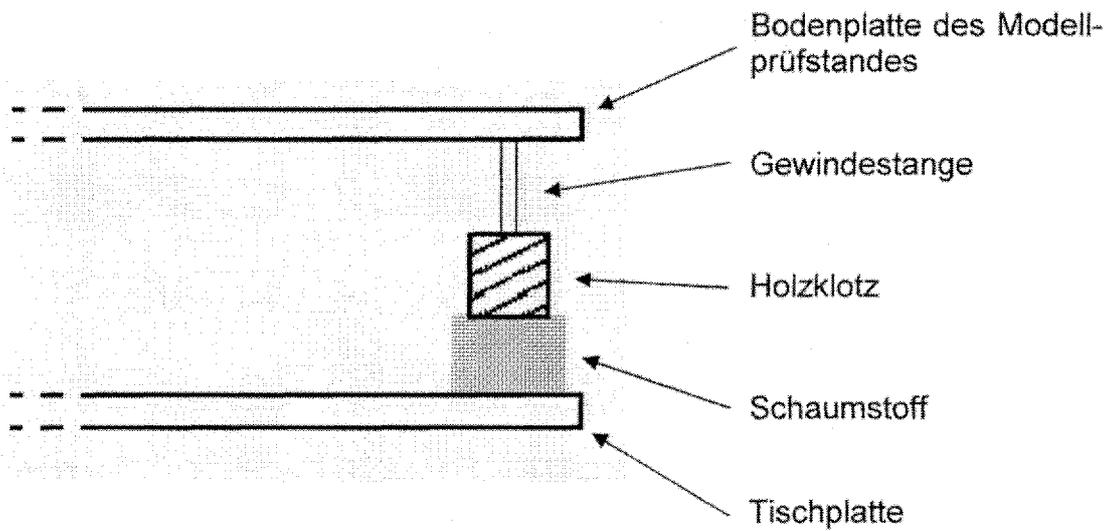


Bild 14 Schema der erneuerten Ankopplung an den Untergrund

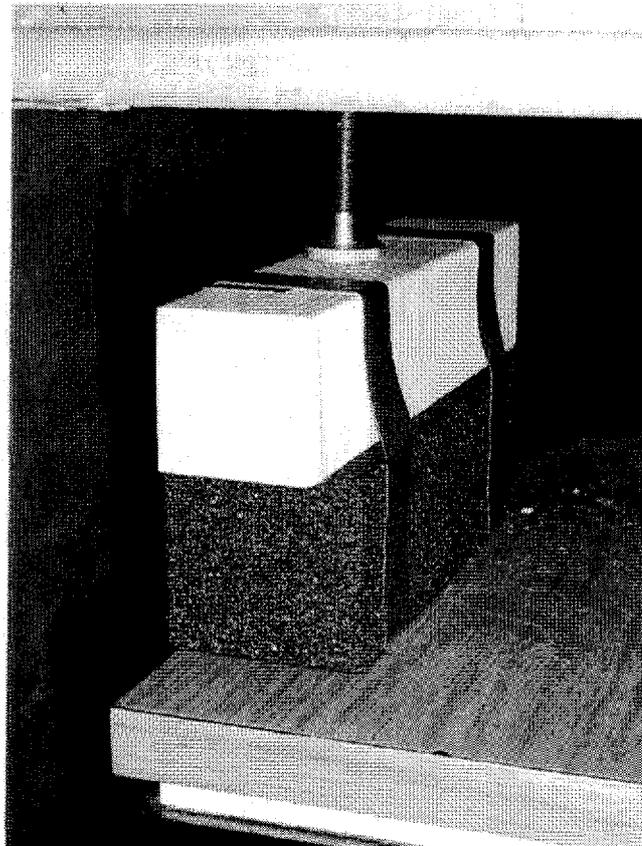


Bild 15 Photographie zu **Bild 14**

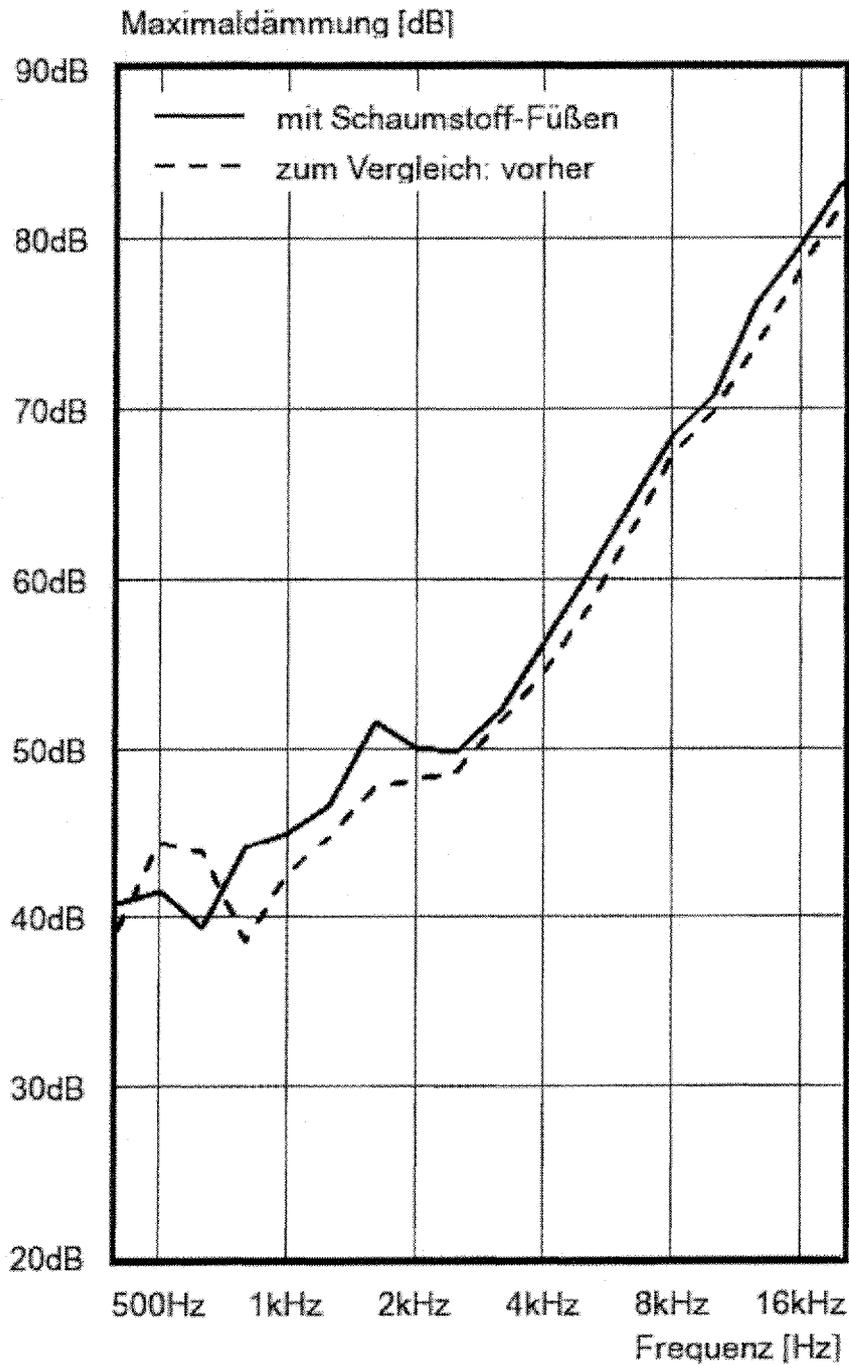


Bild 16 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der erneuerten Ankopplung an den Untergrund, Kurve „vorher“ zeigt die Maximaldämmung wie in **Bild 13**

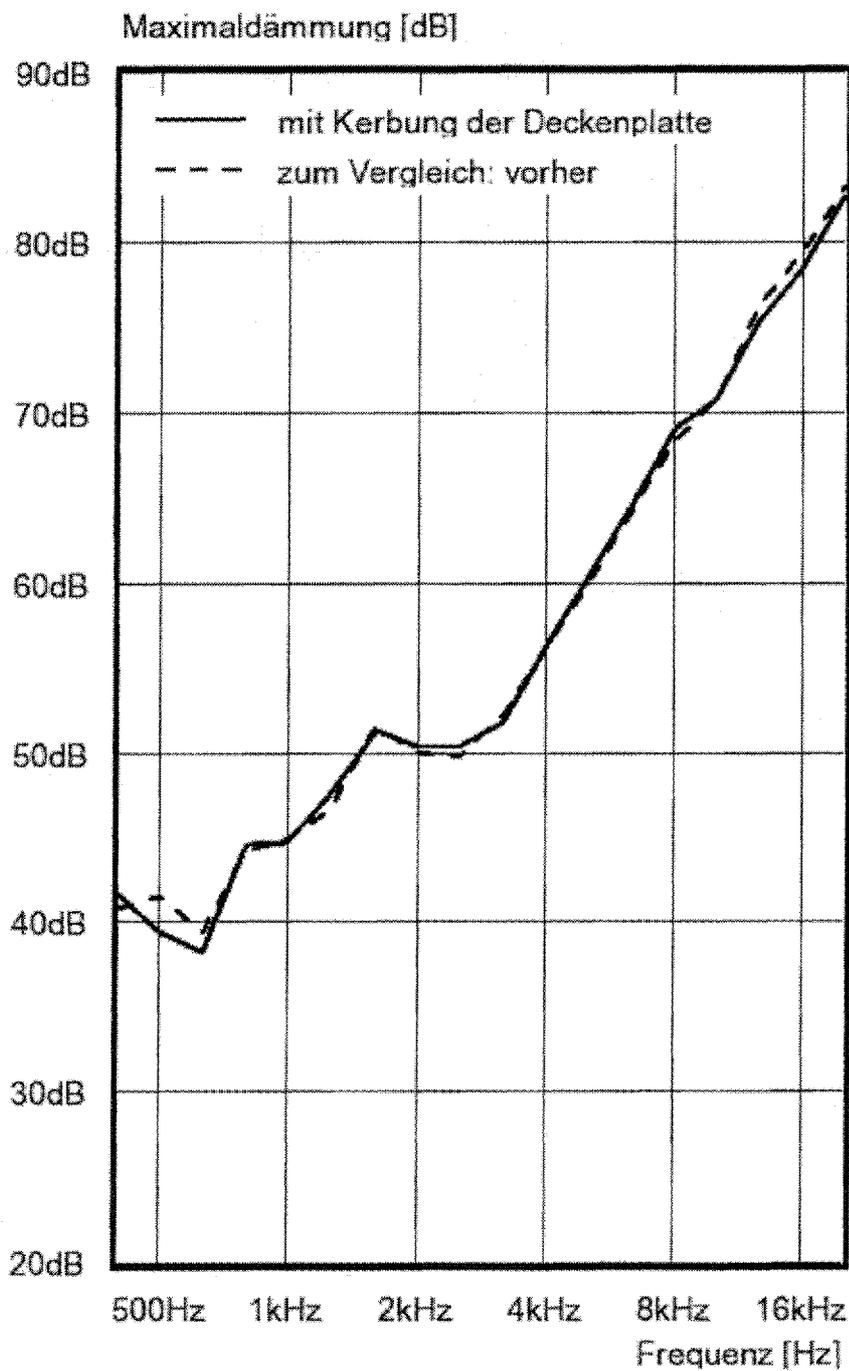


Bild 17 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Kerbung der Deckplatte, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 16**

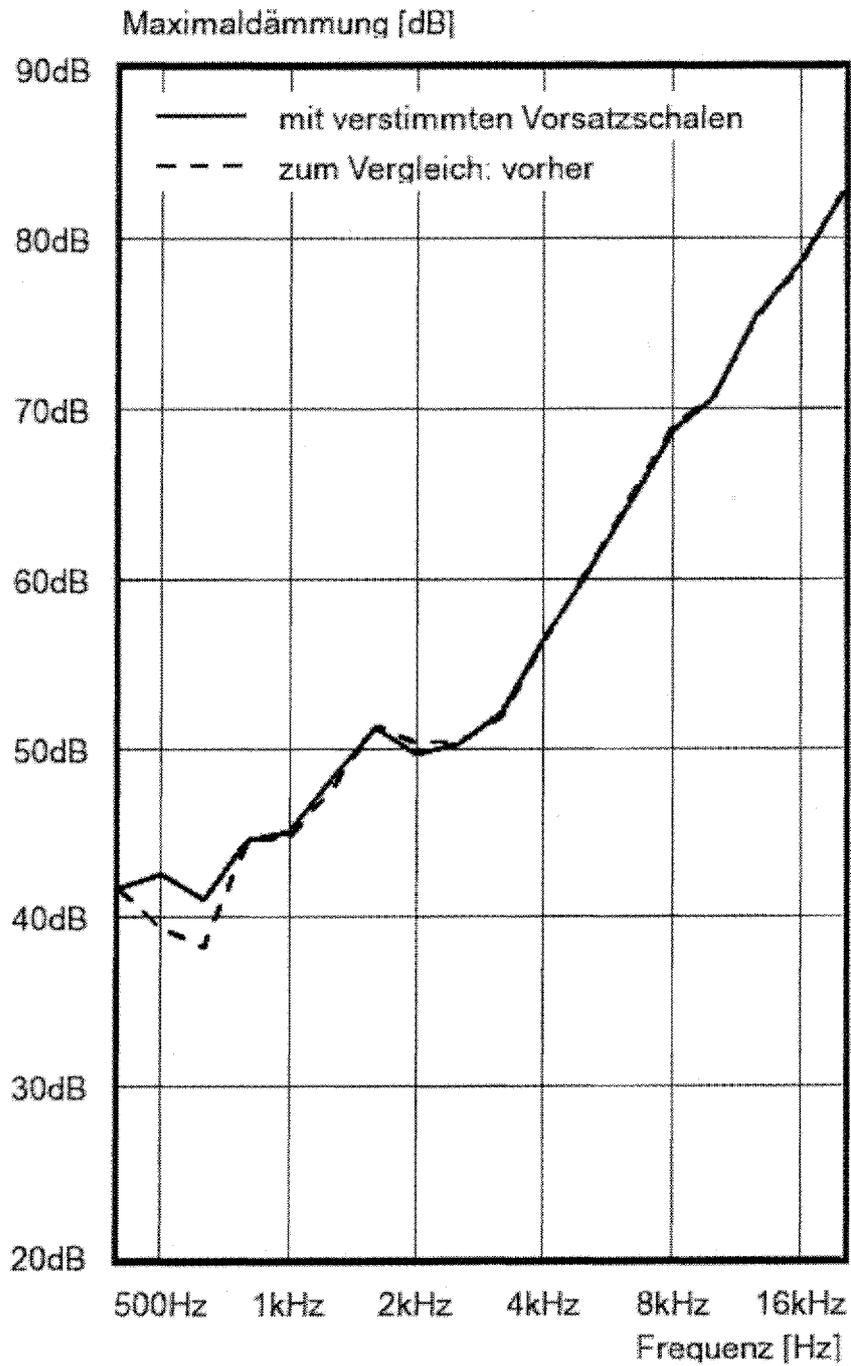


Bild 18 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Verstimmung der Vorsatzschalen, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 17**

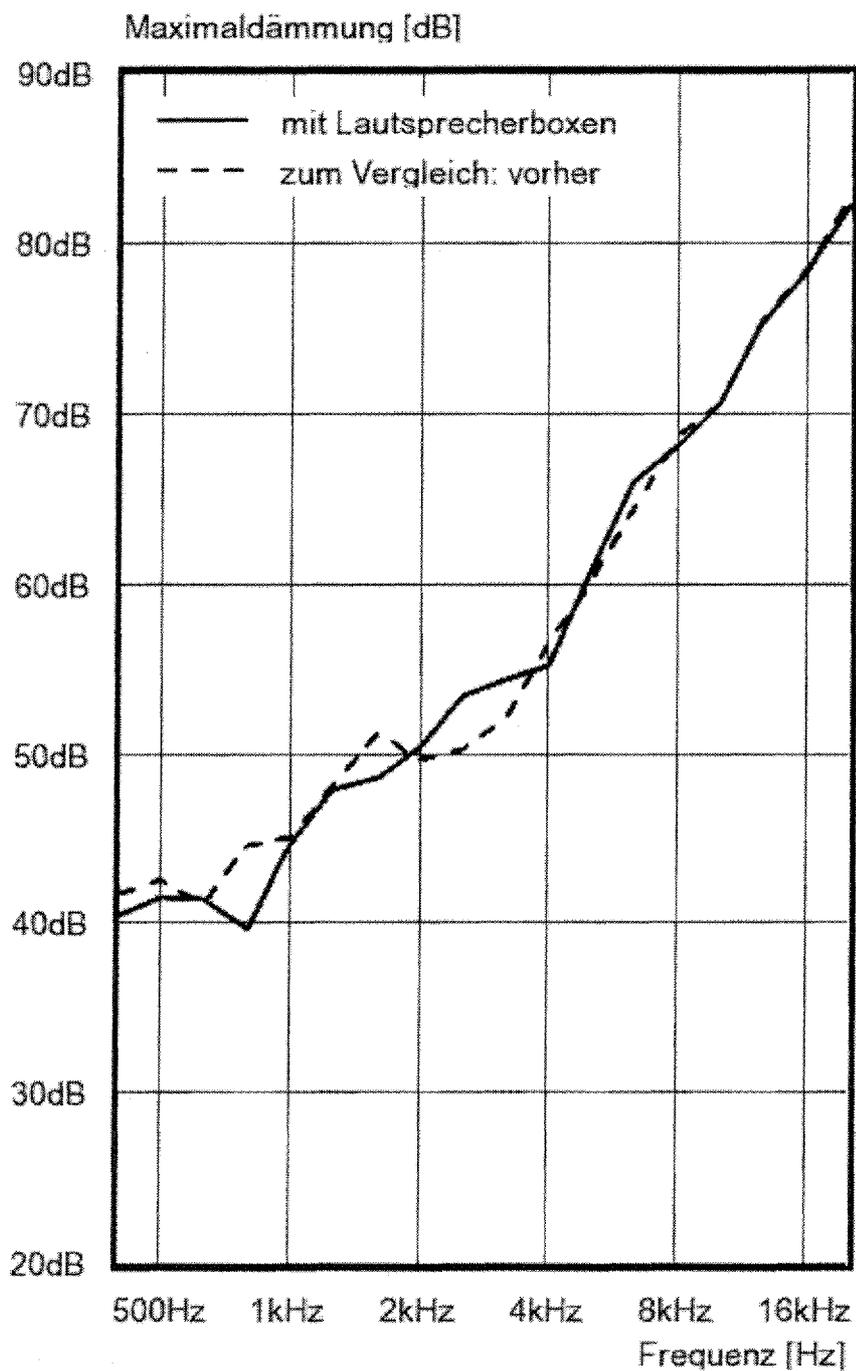


Bild 19 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Verwendung von Lautsprecherboxen, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 18**

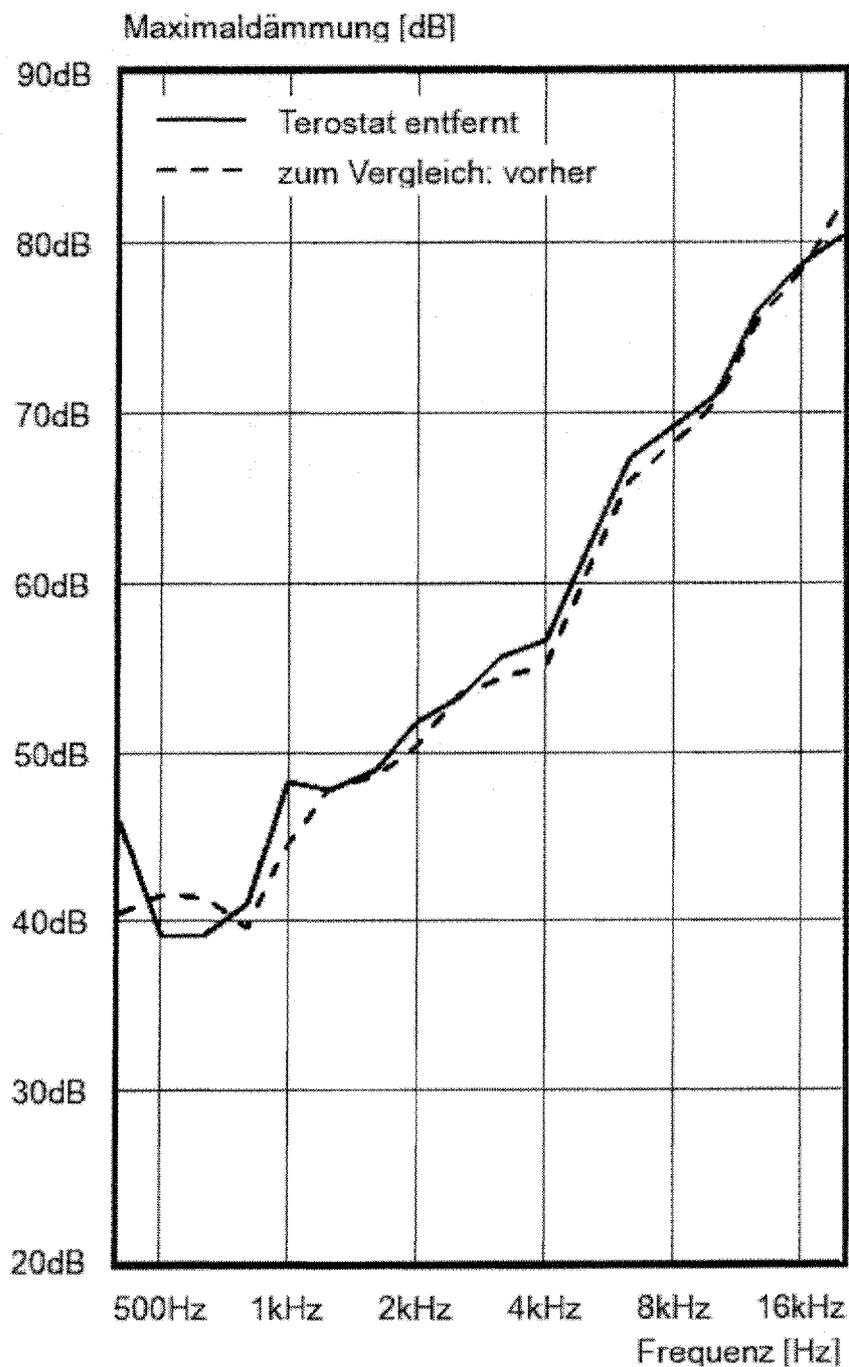


Bild 20 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Entfernung der Dichtmasse aus dem Schlitz, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 19**

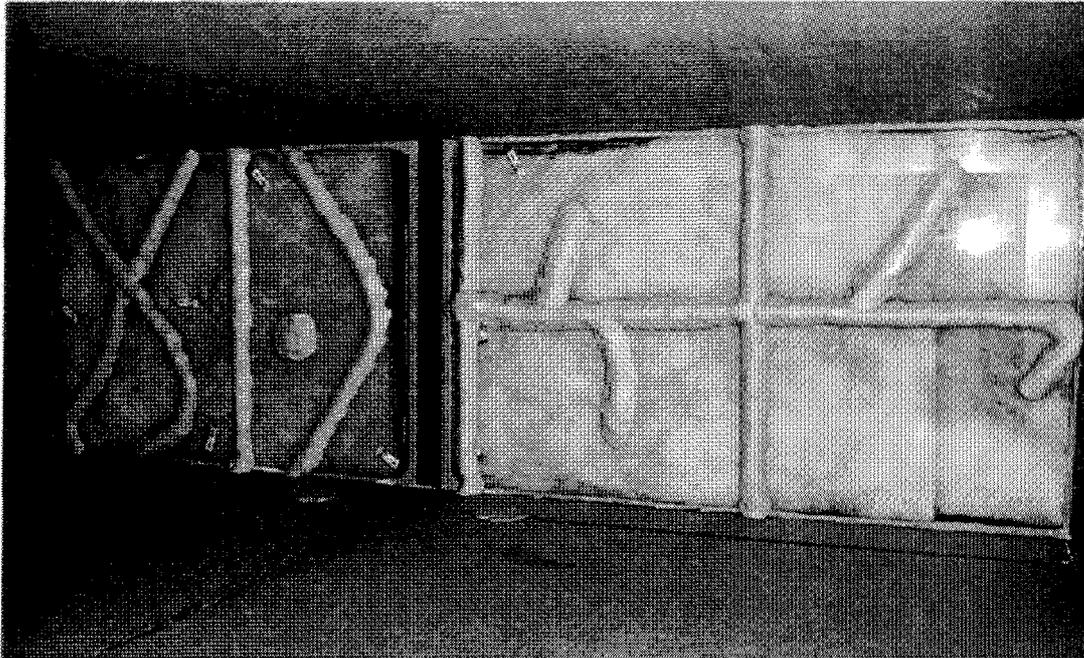


Bild 21 Beschwerung des Prüfobjekts mit Dichtmasse, Blick von hinten auf das Prüfobjekt, die Muster sollen darüber hinaus die Entstehung einfach anregbarer Moden, üblicherweise mit niedrigen Indizes unterbinden

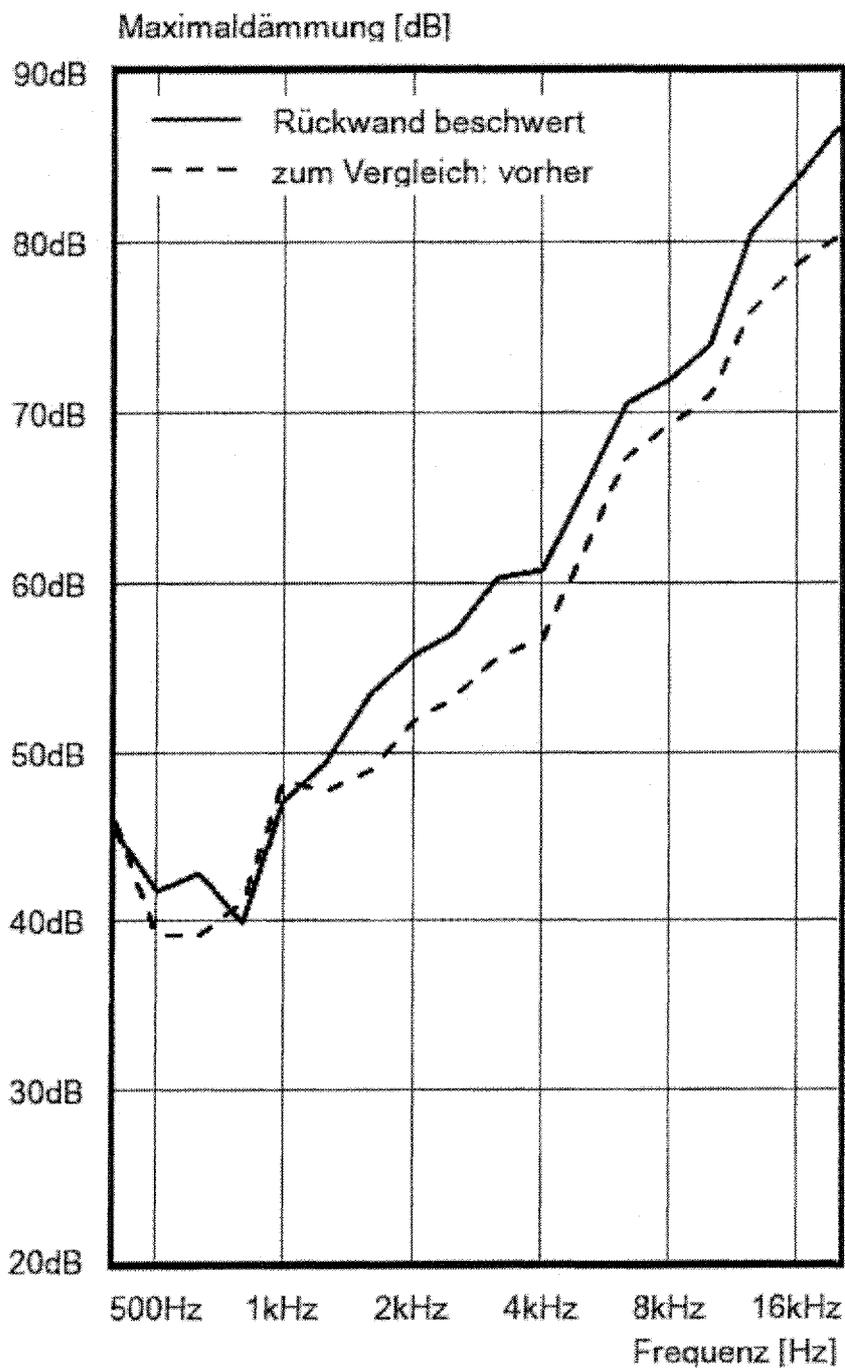


Bild 22 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Beschwerung des Prüfobjekts, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 20**

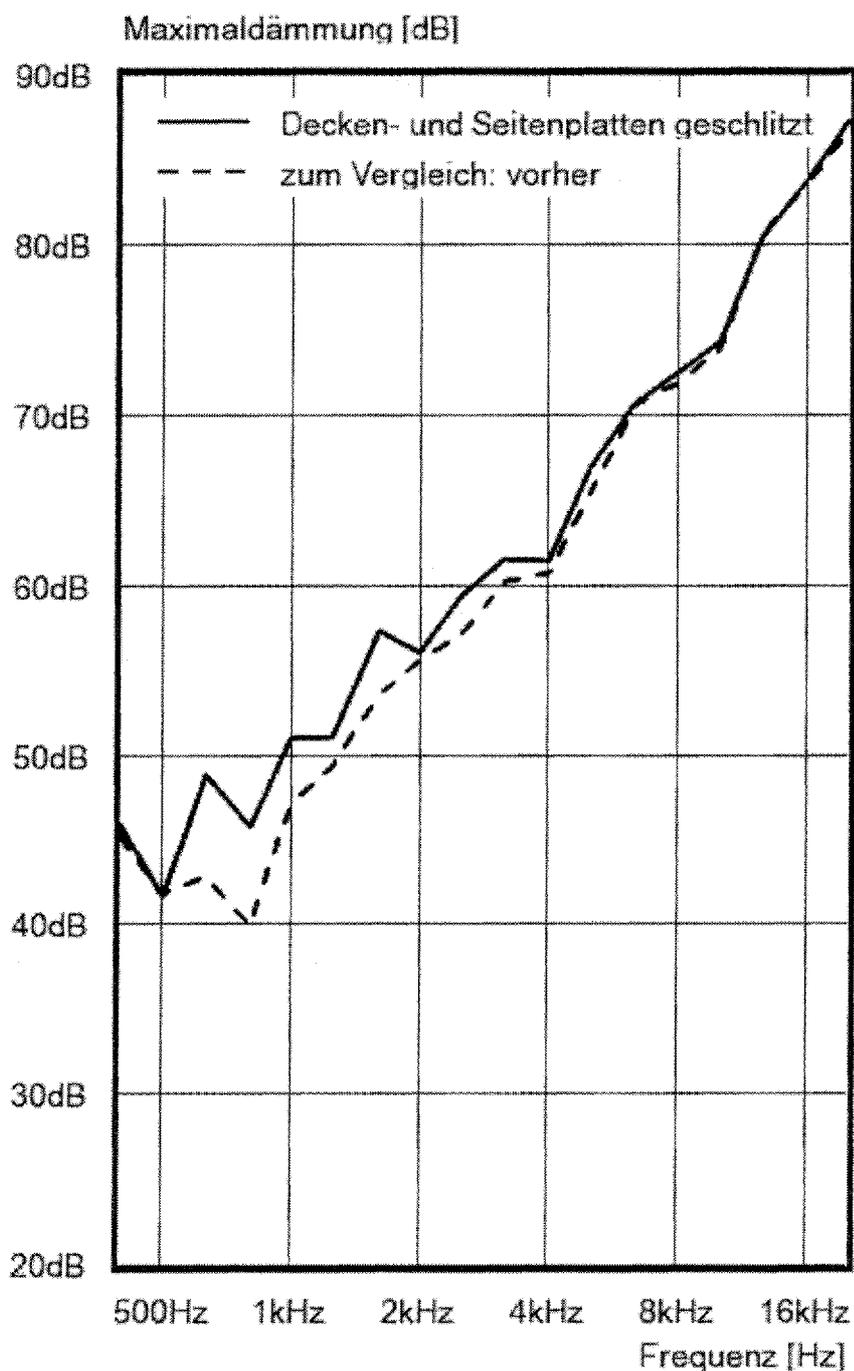


Bild 23 Modell 2, Verbesserung der Maximaldämmung, Ergebnis der Schlitzung von Decken- und Seitenplatten, Kurve „vorher“ zeigt die verbesserte Kurve aus **Bild 22**

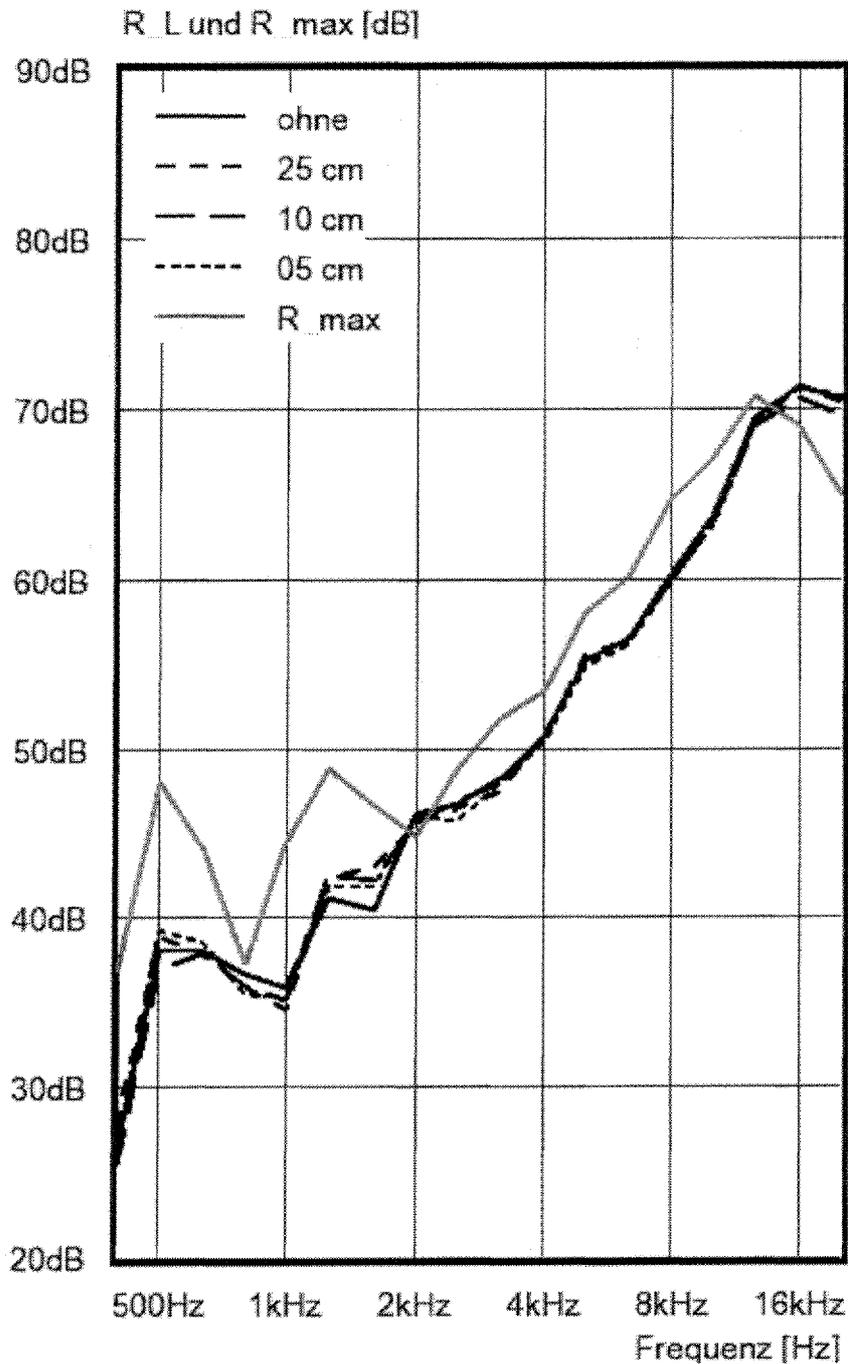


Bild 24 Modell 1, Ergebnisse der Variation der Rückraumtiefe, dargestellt sind die Kurve der Maximaldämmung (R_{max}), sowie Längsdämmungskurven ohne Rückwand (ohne) und mit Rückwand mit den angegebenen Abständen (05cm, 10cm, 25cm) zum Prüfobjekt

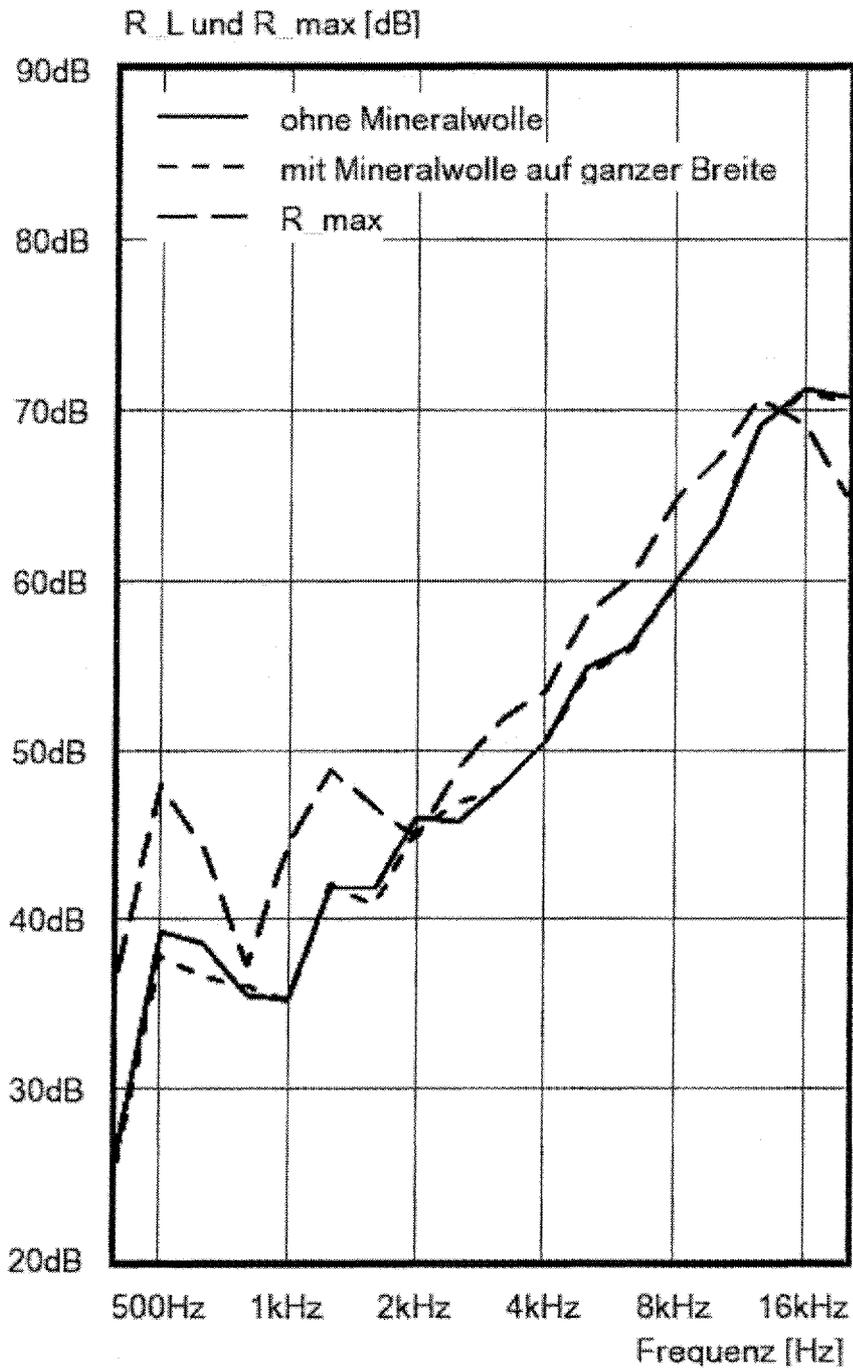


Bild 25 Modell 1, Ergebnisse des Einbringens von Mineralwolle in den Rückraum bei einer Rückraumtiefe von 5cm, zusätzlich ist die Maximaldämmung (R_{max}) dargestellt

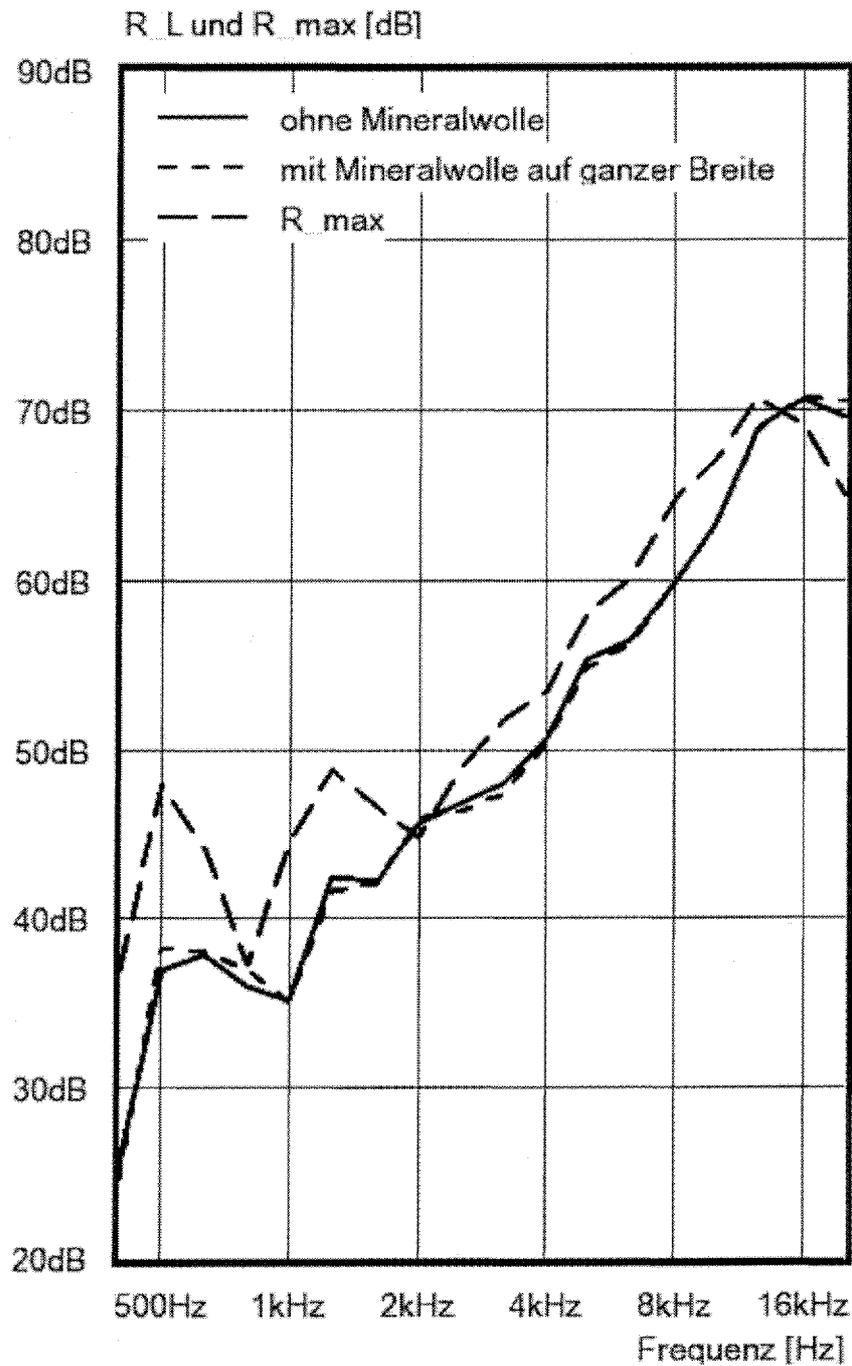


Bild 26 Modell 1, Ergebnisse des Einbringens von Mineralwolle in den Rückraum bei einer Rückraumtiefe von 10cm, zusätzlich ist die Maximaldämmung (R_{max}) dargestellt

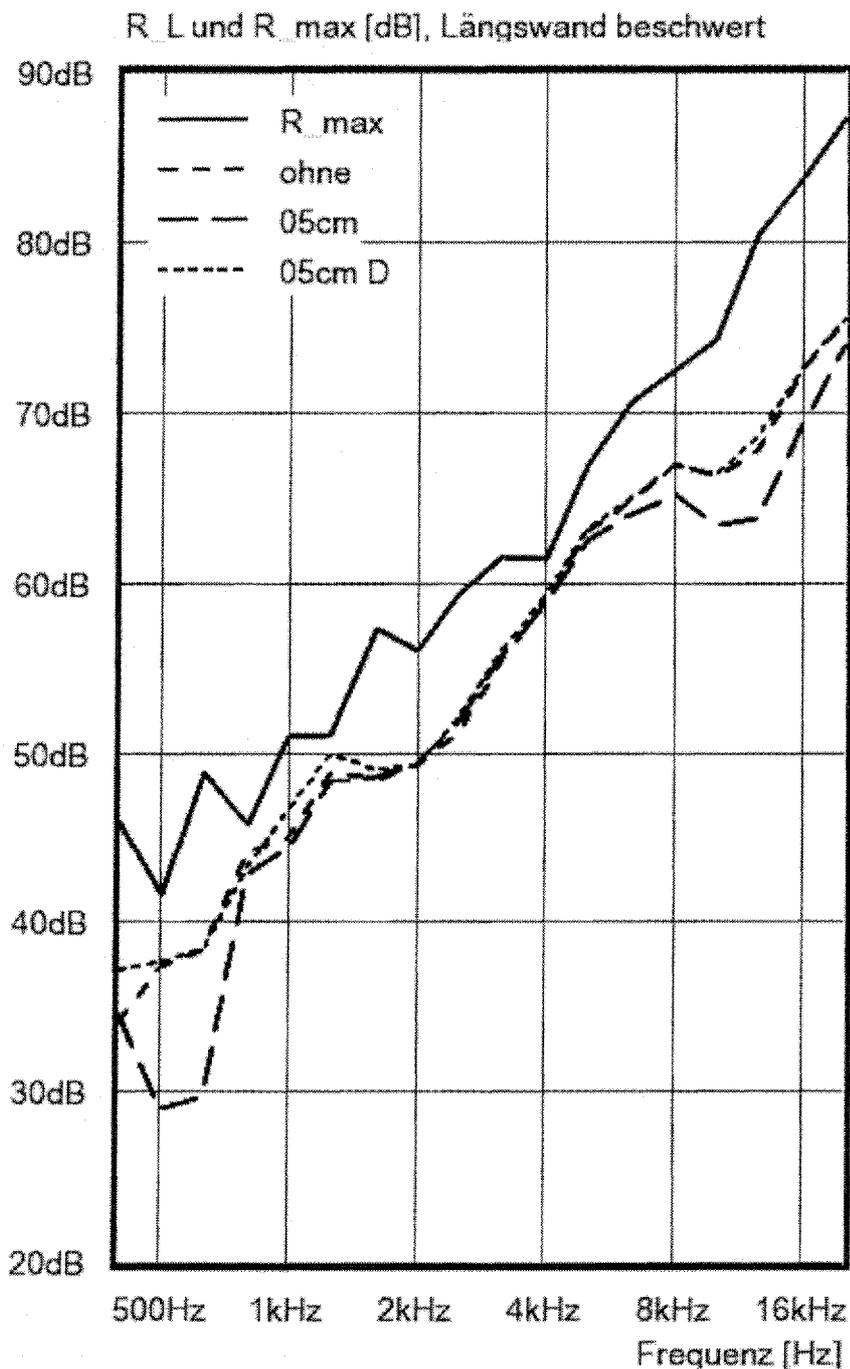


Bild 27 Modell 2, Ergebnisse der Variation des Rückraums mit dem beschwerten Prüfobjekt, dargestellt sind die Maximaldämmung (R_{max}), und die Längsdämmung ohne Rückwand (ohne) und mit Rückwand mit 5cm Abstand zum Prüfobjekt sowohl ohne (05cm) als auch mit (05cm D) Bedämpfung des Nebenvolumens

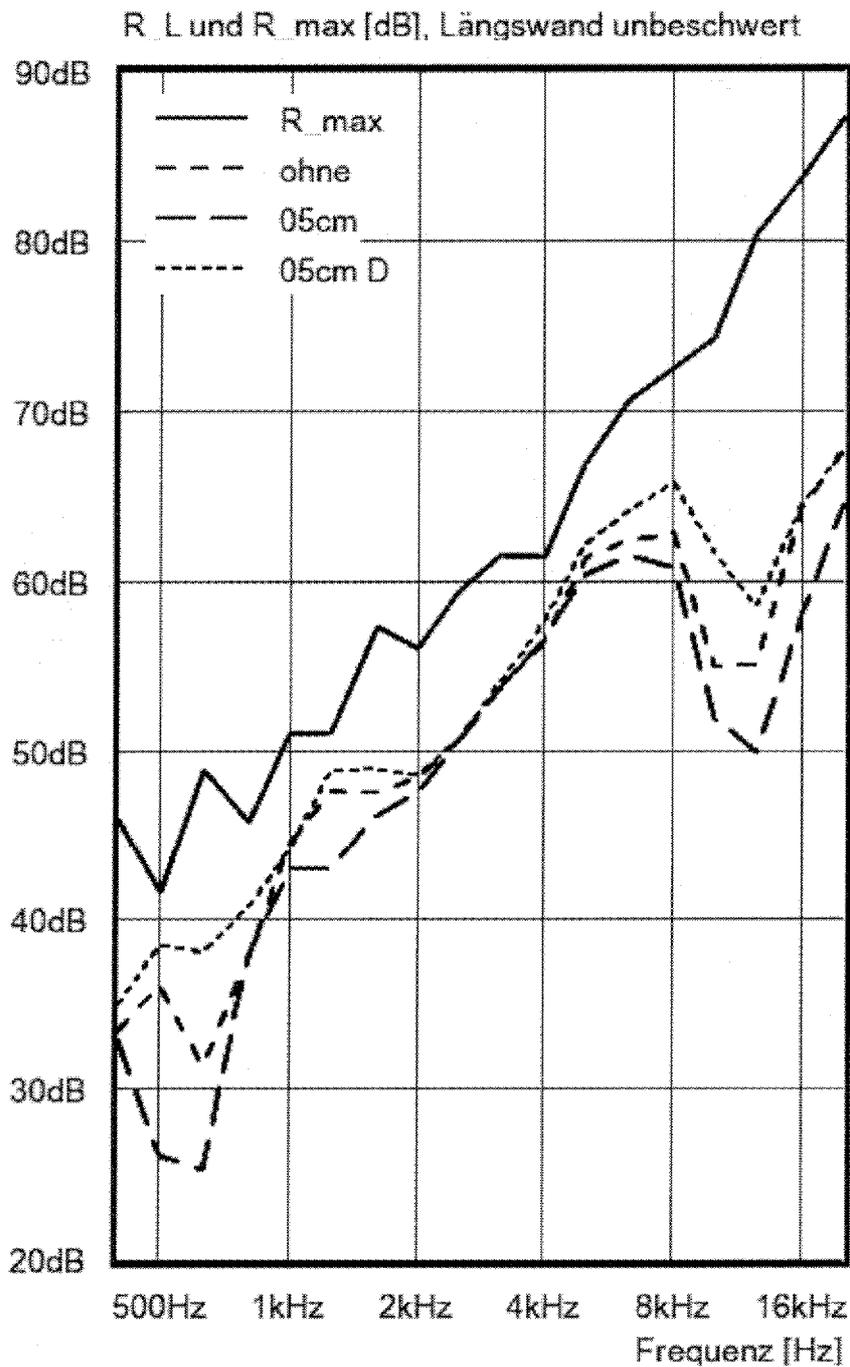


Bild 28 Modell 2, Ergebnisse der Variation des Rückraums mit dem unbeschwertem Prüfobjekt, dargestellt sind die Maximaldämmung (R_{max}), und die Längsdämmung ohne Rückwand (ohne) und mit Rückwand mit 5cm Abstand zum Prüfobjekt sowohl ohne (05cm) als auch mit (05cm D) Bedämpfung des Nebenvolumens

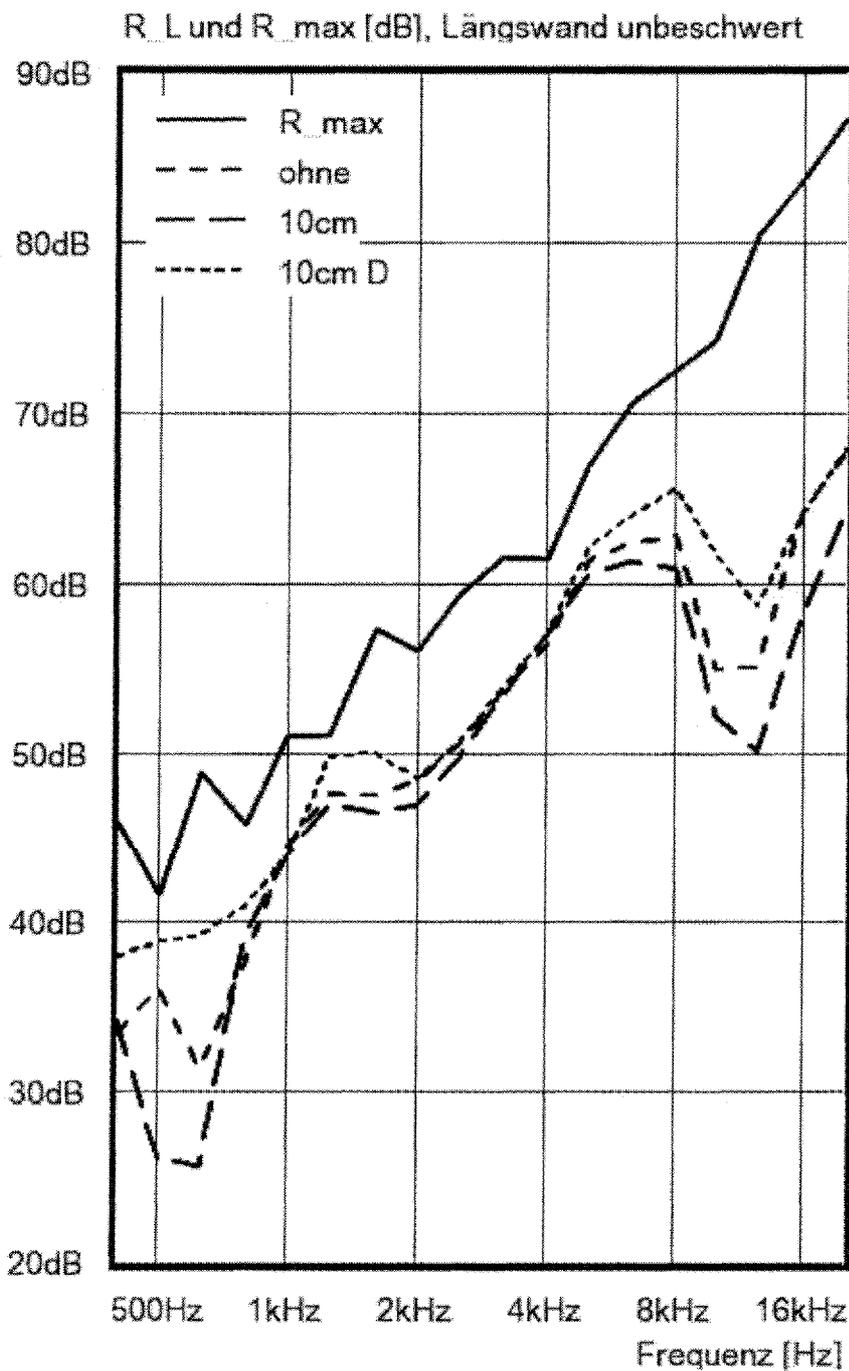


Bild 29 Modell 2, Ergebnisse der Variation des Rückraums mit dem unbeschwertem Prüfobjekt, dargestellt sind die Maximaldämmung (R_{max}), und die Längsdämmung ohne Rückwand (ohne) und mit Rückwand mit 10cm Abstand zum Prüfobjekt sowohl ohne (10cm) als auch mit (10cm D) Bedämpfung des Nebenvolumens

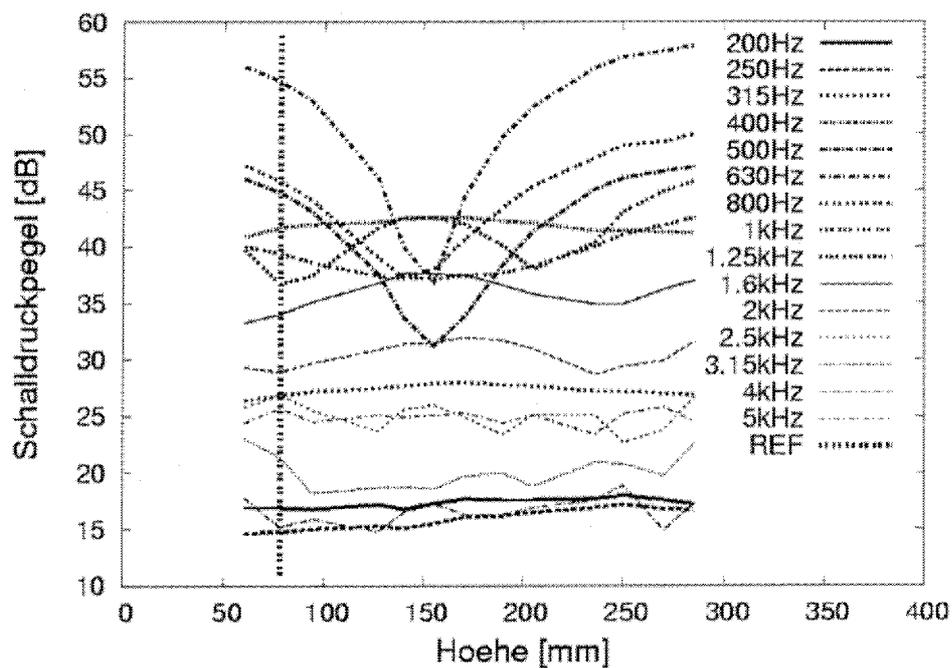


Bild 30 Schallfeld im Rückraum entlang einer vertikalen Linie, 356mm von Seitenwand (vgl. Kurve REF in **Bild 31** und Linie A in **Bild 32**), im Abstand von 60mm zum Prüfobjekt, Raumhöhe 300mm

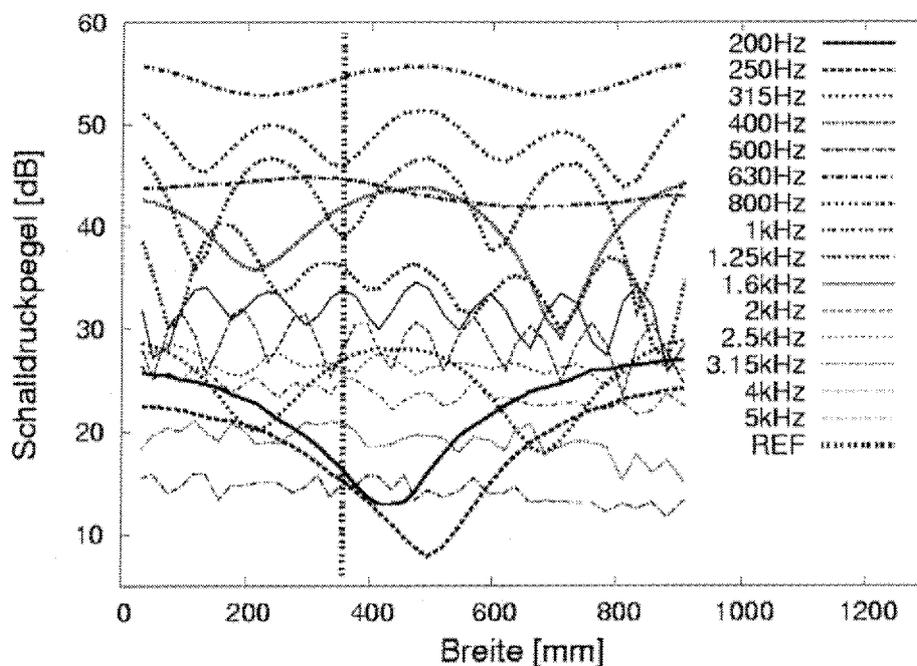


Bild 31 Schallfeld im Rückraum entlang einer horizontalen Linie, 78mm über Boden (vgl. Kurve REF in **Bild 30** und Linie B in **Bild 32**), im Abstand von 60mm zum Prüfobjekt, Raumbreite 949mm, Trennwand bei 500-523mm

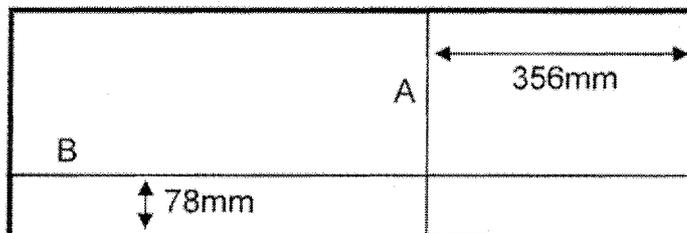


Bild 32 Prüfobjekt mit Darstellung der Linien A und B für die Schallfeldabtastung, Kurven in **Bild 30** und **Bild 31**

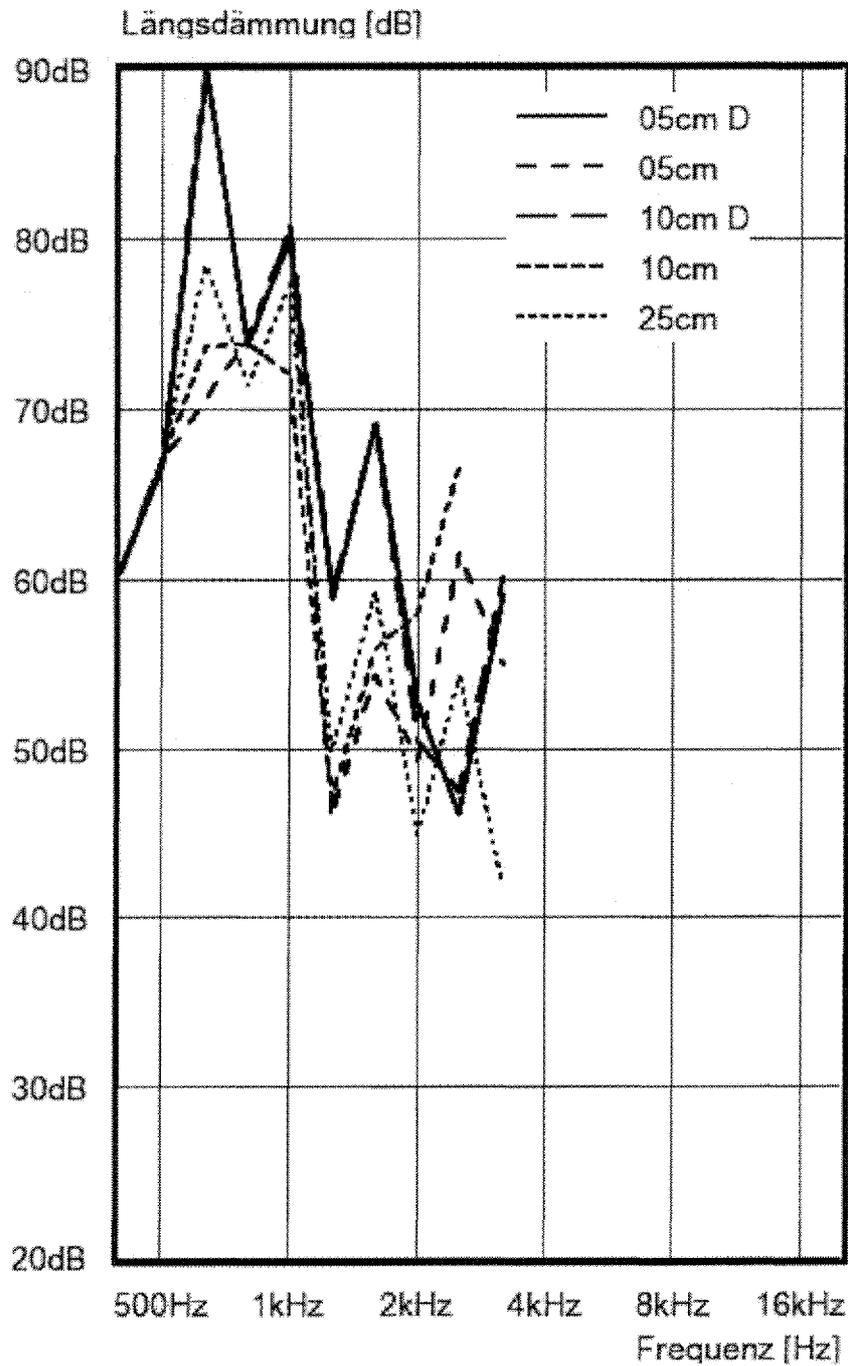


Bild 33 Modell 1, Ergebnisse der Simulation bei Variation des Rückraums, dargestellt ist die Längsdämmung mit Rückwand mit den gegebenen Abständen zum Prüfobjekt, teilweise (D) mit Bedämpfung des Nebenvolumens

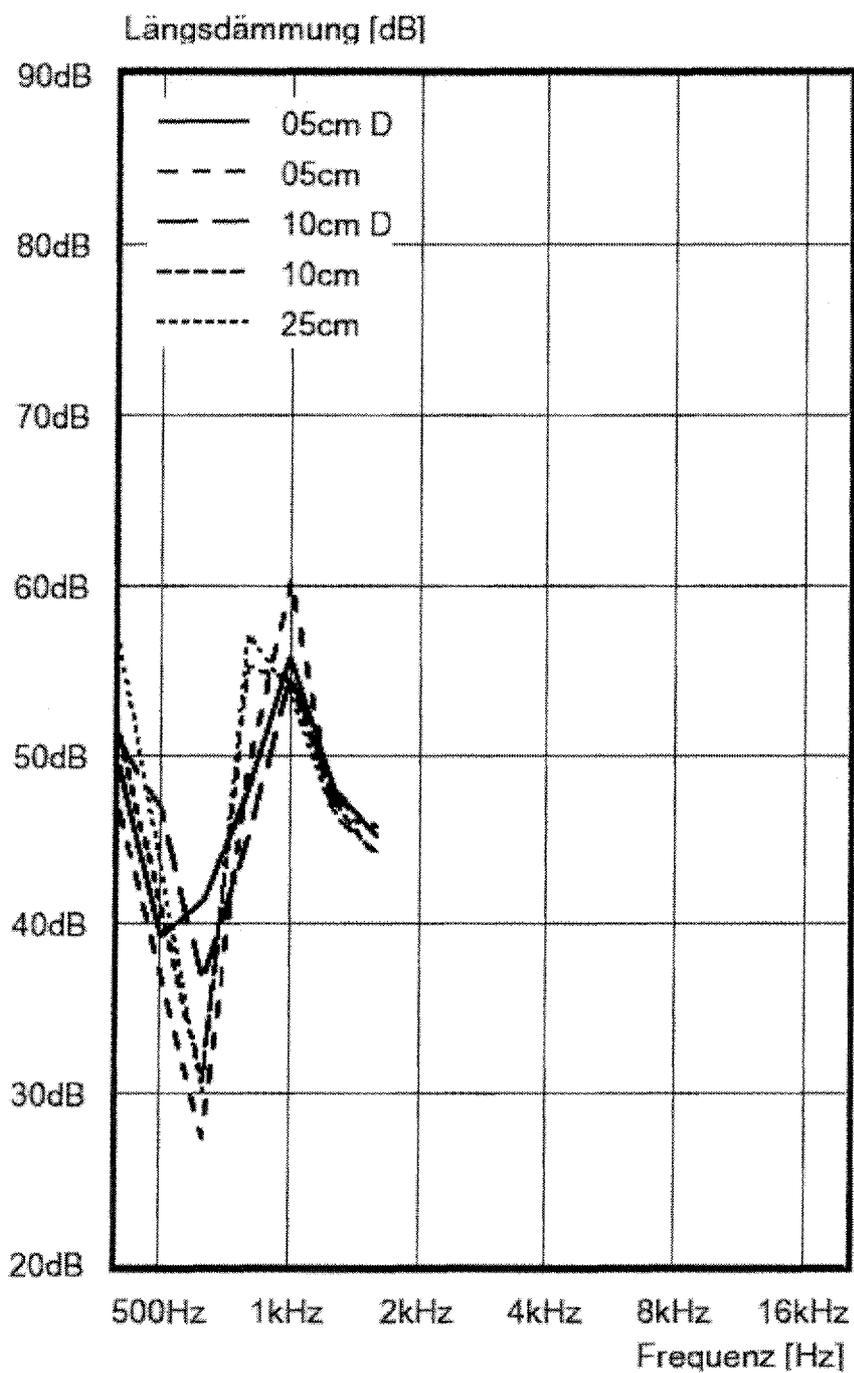


Bild 34 Modell 2, Ergebnisse der Simulation bei Variation des Rückraums, dargestellt ist die Längsdämmung mit Rückwand mit den gegebenen Abständen zum Prüfobjekt, teilweise (D) mit Bedämpfung des Nebenvolumens



Längsdämmungsmessung in normalen Schalldämm-Prüfständen

- Numerische Simulation -

Projektleiter

Prof. Dr.-Ing. Sabine Langer
Technische Universität Braunschweig
Institut für Angewandte Mechanik
Spielmannstraße 11
38106 Braunschweig

Projektbearbeiter

Dipl.-Ing. Dirk Clasen
Technische Universität Braunschweig
Institut für Angewandte Mechanik
Spielmannstraße 11
38106 Braunschweig

Inhaltsverzeichnis

1	Aufgabenstellung	3
2	Modellbildung	5
3	Theoretische Grundlagen der Berechnung	8
3.1	Modellierung des Fluids	8
3.2	Modellierung des flankierenden Bauteils	9
3.3	Kopplung zwischen Luft und flankierendem Bauteil	11
3.4	Bestimmung der Nachhallzeit	12
3.5	Bestimmung der Schalldämmung	13
4	Finite Elemente Formulierung	14
4.1	FE-Formulierung für das Fluid	14
4.2	FE-Formulierung für die Struktur	16
4.3	FE-Formulierung für die Kopplung von Fluid und Struktur	18
4.3.1	Einfache Kopplung von Fluid und Struktur	18
4.3.2	Mehrfache Kopplung von Fluid und Struktur	19
4.4	Diskretisierung	19
5	Ergebnisse	22
5.1	Dünnes Trennbauteil	22
5.2	Dickes Trennbauteil	23
5.3	Vergleich der Schallpegeldifferenzen	24
6	Zusammenfassung	29

1 Aufgabenstellung

Der vorliegende Bericht umfasst die Ergebnisse der numerischen Berechnungen zum DIBt-Projekt „Längsdämmungsmessung in normalen Schalldämmprüfständen“. Diese Berechnungen wurden im Auftrag der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt vom Institut für Angewandte Mechanik der Technischen Universität Braunschweig durchgeführt.

Im Rahmen dieses Projekts soll die Verwendbarkeit normaler Wand- und Deckenprüfstände für die Bestimmung der Flankenübertragung von Wand- und Decken-Kombinationen entsprechend der neuen europäischen Schallschutznormen untersucht werden.

Entsprechend der neuen europäischen Normen zur Prognose des Schallschutzes in Gebäuden [11] ist es unerlässlich, die flankierende Schallübertragung auf allen Flankenwegen zwischen benachbarten Räumen zu berücksichtigen. Daher ist das Längsdämmungsverhalten der beteiligten Räume zu ermitteln und bei der Beurteilung der Verwendbarkeit solcher Bauteile einzubeziehen. Prinzipiell bestehen zur Messung des Längsdämmungsverhaltens flankierender Bauteile zwei Möglichkeiten.

Bei der ersten Möglichkeit wird die Flankenübertragung mittels der Durchgangsdämmung der Flankenbauteile und dem Stoßstellendämm-Maß der Verbindungsstelle beschrieben. Die Stoßstellendämm-Messung befindet sich jedoch noch im Forschungsstadium, so dass eine Messnorm einschließlich der Festlegung entsprechender Prüfstände erst in einigen Jahren zur Verfügung stehen. Eine getrennte Angabe eines Stoßstellendämm-Maßes ist jedoch für viele komplexe Bauteil-Kombinationen nicht sinnvoll.

Eine zweite Möglichkeit besteht in der Beschreibung der Flankenübertragung durch die Messung der Schalldämmung einer Bauteilkombination (z.B. Längswand mit Querwand) bei alleiniger Schallübertragung über den interessierenden Flankenweg. Dabei sind die unerwünschten Übertragungswege durch Vorsatzschalen abzudecken.

Auf unabsehbare Zeit steht nur das zuletzt genannte Verfahren zur Verfügung, das jedoch sehr aufwändige Prüfstände erfordert. Bei Fassadenprüfungen sind beispielsweise freistehende, seitlich offene Zwei-Raum-Prüfstände nötig, bei Innenwand- bzw. Innendeckenmessungen Vier-Raum-Prüfstände. Derartige Prüfstände sind jedoch bei fast keiner bauaufsichtlich anerkannten Prüfstelle vorhanden.

Daher werden die zu untersuchenden Bauteilkombinationen einfach in „normale“ Wand- oder Deckenprüfstände eingebaut. Dabei wird das flankierende Bauteil aus Platzgründen sehr dicht vor der Prüfstandlängswand aufgebaut.

Dadurch entsteht ein sehr schmaler Hohlraum zwischen dem flankierendem Bauteil und der Prüfstands-Wand. Dieser Hohlraum beeinflusst insbesondere im Bereich der wichtigen tiefen Frequenzen die Längsdämmung, selbst wenn dieser Hohlraum zusätzlich mit schallabsorbierenden Materialien versehen wird.

Die Zahl der Prüfberichte, die auf Messungen in derartigen Prüfständen basieren, nimmt stetig zu, obwohl bisher nicht geklärt ist, ob und unter welchen Bedingungen die oben beschriebene Prüfung in „normalen“ Wand- bzw. Deckenprüfständen gültig ist.

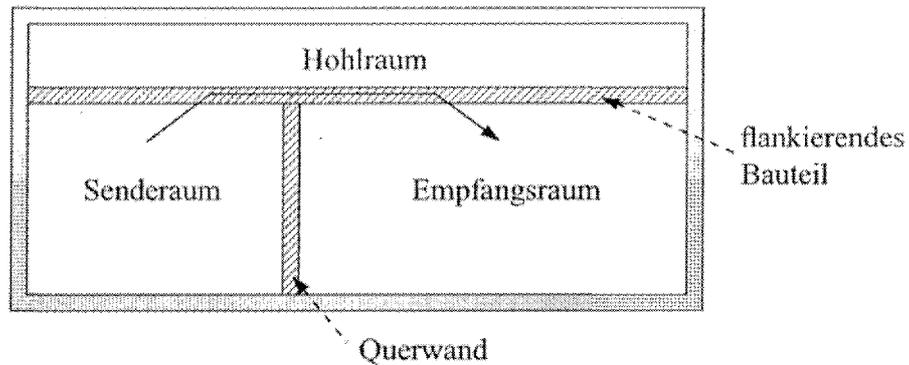


Abbildung 1: Prinzipskizze des Prüfstandes (Grundriss)

Daher soll im Rahmen dieses Forschungsvorhabens geklärt werden, ob die Messung der Schall-Längsdämmung von Wand- bzw. Wand-Decken-Kombinationen in normalen Wand- bzw. Deckenprüfständen nach ISO 140-1 durchgeführt werden kann. Desweiteren soll untersucht werden, welche Maßnahmen am Prüfstand dabei erforderlich sind. Auf Basis dieser Ergebnisse ist festzulegen, welche Prüfberichte über die Längsdämmung von Wänden oder Decken, die in einfachen Wand- oder Deckenprüfständen nach ISO 140-1 gemessen wurden, für Allgemeine Bauaufsichtliche Prüfzeugnisse oder Zulassungen herangezogen werden können.

Das Projekt ist in zwei Aufgaben geteilt. Das Institut für Angewandte Mechanik analysiert die Prüfstandssituation mit Hilfe eines Finite-Elemente-Modells. Hier ist eine „materialkostenfreie“ Variation verschiedenster Einflüsse auf die Längsdämmungs-Messsituation und deren Bewertung hinsichtlich der Verfälschung des Messergebnisses möglich. Desweiteren kann die Wirkung von Korrekturmaßnahmen studiert werden. Die Physikalisch-Technische Bundesanstalt führt parallel Messungen an einem Prüfstands-Modell im Maßstab 1:10 durch, an dem die in der Simulation gefundenen Effekte verifiziert werden können.

2 Modellbildung

In Abb. 2 ist der Grundriss des Modells des Prüfstandes dargestellt, an dem die Messungen durch die Physikalisch-Technische Bundesanstalt durchgeführt wurden. Die lichte Höhe aller drei Räume beträgt 300mm.

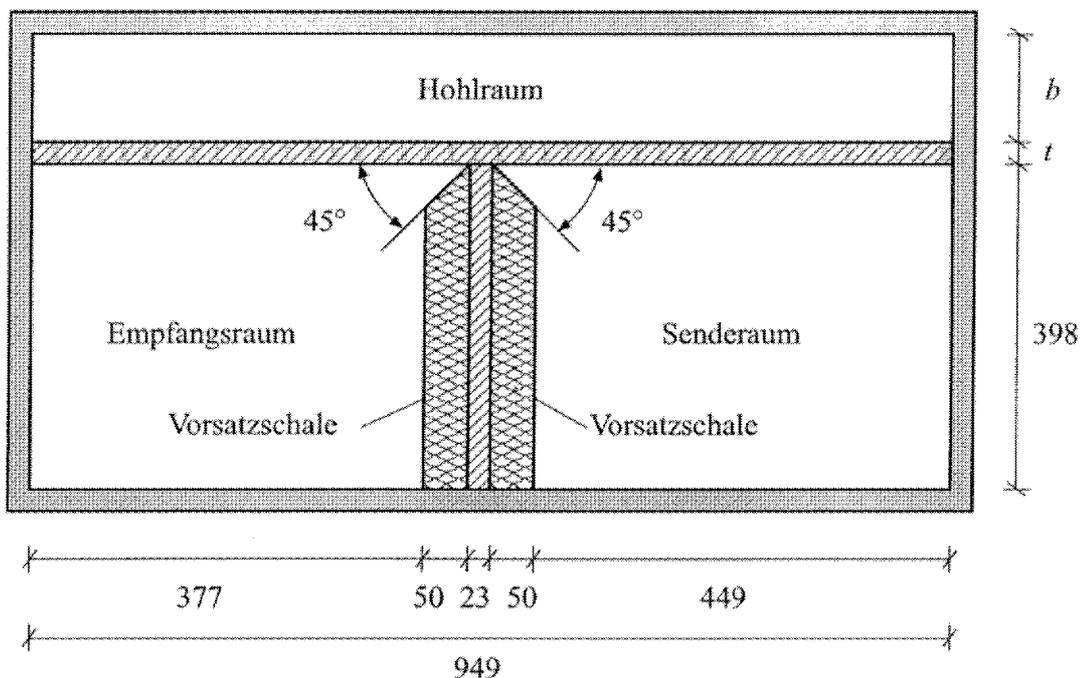


Abbildung 2: Grundriss des Modells, alle Maße in mm

Um eine direkte Übertragung des Schalls vom Sende- in den Empfangsraum zu verhindern, wurde eine Vorsatzschale an das die Räume trennende Bauteil angebracht. Im Rahmen der Untersuchungen wurde das flankierende Bauteil, das aus Acrylglas (PMMA) besteht, für Dicken t von 3mm und 23mm analysiert. Desweiteren wurde die Tiefe des hinter dem flankierenden Bauteil liegenden Hohlraumes variiert. Untersucht wurden Tiefen von $b = 50\text{mm}$, $b = 100\text{mm}$ und $b = 250\text{mm}$. Für die Raumtiefen $b = 50\text{mm}$ und $b = 100\text{mm}$ wurde der Einfluss von in den Raum eingebrachter Mineralwolle untersucht. Diese Mineralwolle hat eine Dicke von etwa 25mm. Die Materialparameter des flankierenden Bauteils sowie die der Mineralwolle wurden aus Messungen bestimmt.

Das flankierende Bauteil sowie die Trennwand wurden aus Acryl-Glas (PMMA) hergestellt. Der viskoelastische Elastizitätsmodul E sowie der viskoelastische Schubmodul G wurden aus

Messungen bestimmt. Diese Messungen dienen als Eingangsdaten für eine Parameteridentifikation, aus der sich n zeitabhängige Moduln ergeben. Diese zeitabhängigen Moduln können dann mit Hilfe der Beziehungen

$$E(\omega) = \sum_{p=0}^n E_p \frac{i\omega}{i\omega + b_p} \quad (1)$$

und

$$G(\omega) = \sum_{p=0}^n G_p \frac{i\omega}{i\omega + b_p} \quad (2)$$

in frequenzabhängige Moduln umgerechnet werden, die dann in direkt die Simulation eingehen. Die Ergebnisse dieser Umrechnung sind in Abb. 3 dargestellt.

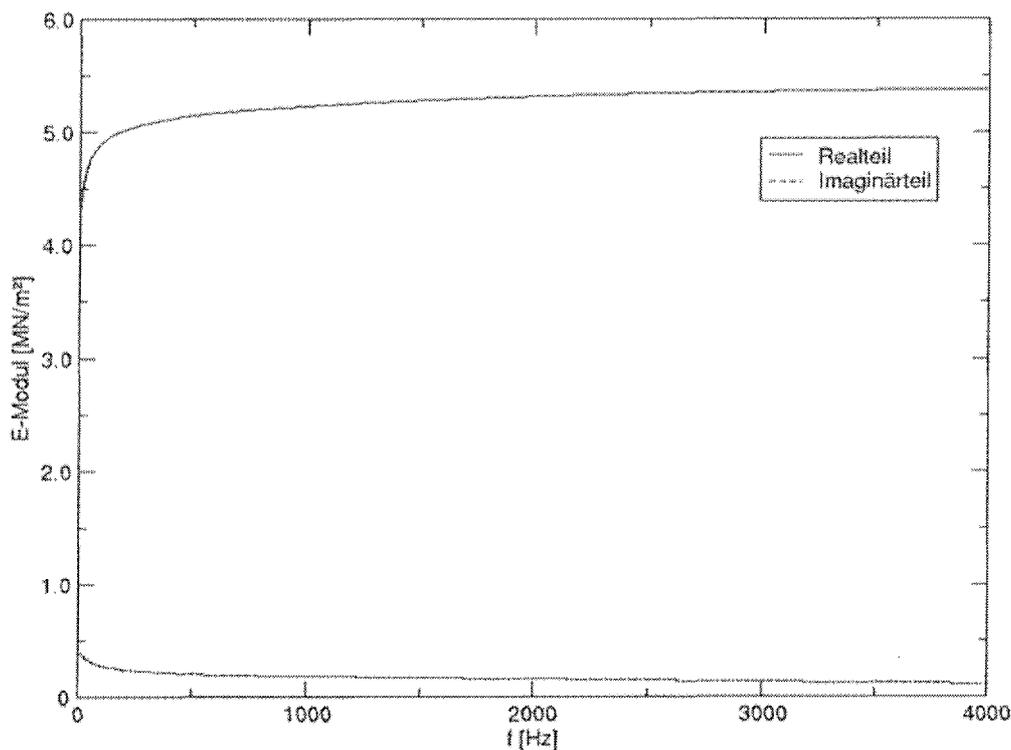


Abbildung 3: Aus Messungen bestimmte frequenzabhängige Materialparameter für das flankierende Bauteil

Der Reflexionsgrad der MDF-Platten, aus denen die Außenwände sowie die Decken und die Böden des Modells hergestellt wurden, wurde durch Messungen im Kundtschen Rohr bestimmt. Diese Messungen ergaben, dass diese Flächen annähernd als schallhart angenommen werden können.

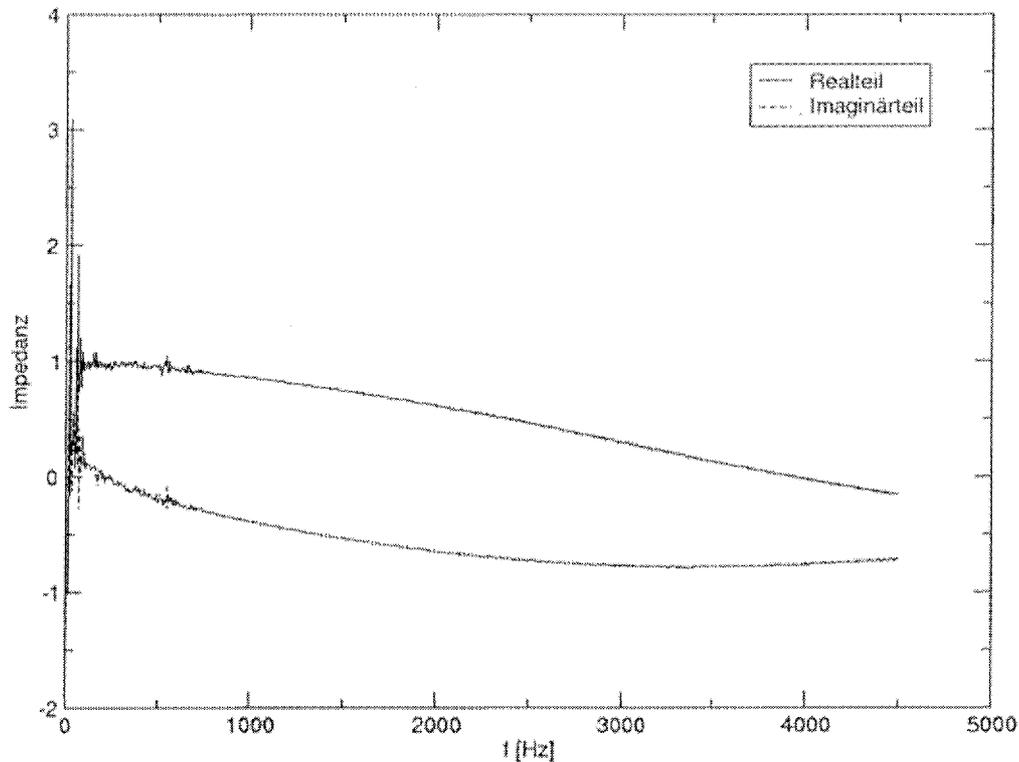


Abbildung 4: Aus Messungen bestimmte Impedanzwerte des in den Hohlraum eingebrachten Absorbermaterials über der Frequenz

Desweiteren wurden von der PTB die Impedanzwerte des Absorbermaterials, das in den Hohlraum hinter dem flankierenden Bauteil eingebracht wurde, bestimmt.

Diese Impedanzwerte gingen ebenfalls direkt in die Rechnungen ein und sind in Abb. 4 dargestellt.

In Abb. 5 ist das System dargestellt, auf dessen Grundlage die numerische Simulation durchgeführt wurde.

Das Trennbauteil zwischen Sende- und Empfangsraum wird ebenso wie die Außenwände nicht diskretisiert. In der Simulation kann damit der Idealfall modelliert werden, dass die Schallübertragung nur über das Prüfobjekt erfolgt. Der Reflexionsgrad der Hartfaserplatten, die die oberste Schicht der Vorsatzschale bilden, wurde ebenfalls durch Messungen im Kundtschen Rohr bestimmt. Aufgrund dieser Messungen können sie ebenfalls als schallhart angenommen werden.

Das flankierende Bauteil wird als allseitig eingespannt angenommen. Die Abstützung des flankierenden Bauteils durch das Trennbauteil zwischen Sende- und Empfangsraum wird durch ein Linienlager erfasst, das eine Verdrehung der Wand um die Längsachse zulässt.

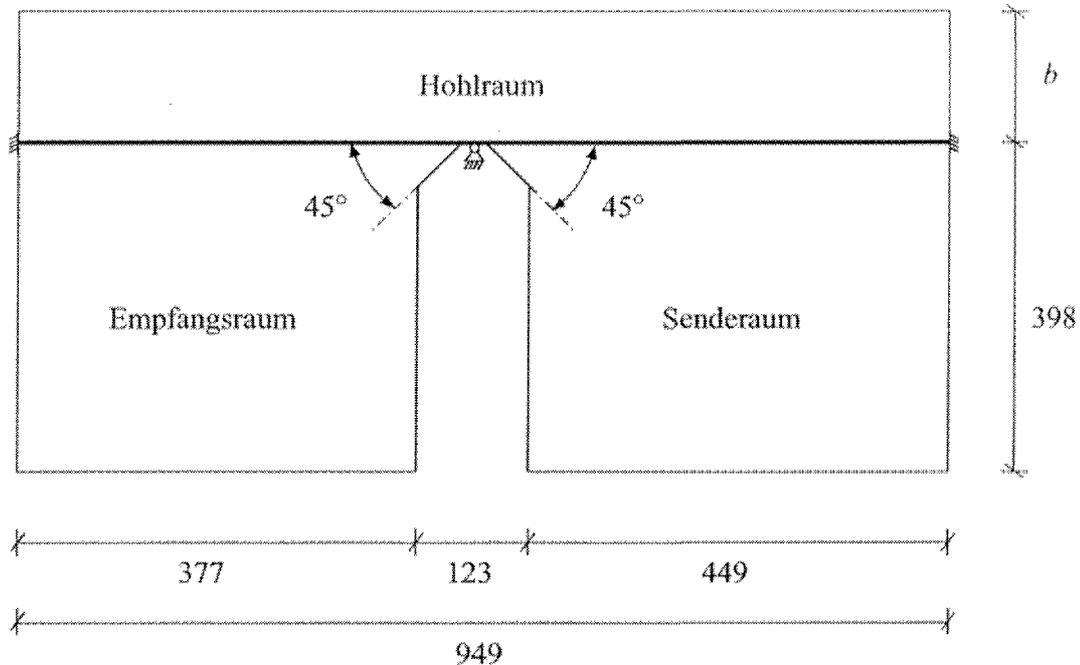


Abbildung 5: System des Berechnungsmodells (Grundriss, alle Maße in mm)

3 Theoretische Grundlagen der Berechnung

Für die Simulation wird als Diskretisierungsverfahren die Finite Elemente Methode (FEM) verwendet, die sich für die Behandlung von strukturdynamischen Problemen weitgehend durchgesetzt hat. Die FEM ist auch für die Modellierung des akustischen Fluids Luft geeignet.

3.1 Modellierung des Fluids

Grundlage der Betrachtungen ist die Wellengleichung für den Schalldruck p

$$\Delta p = \frac{1}{c_F^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}, \quad (3)$$

die z.B. in [13] hergeleitet wird. Dabei ist $\Delta = \text{div grad}$ der Laplace-Operator und c_F die Schallausbreitungsgeschwindigkeit. Der Wellengleichung liegt die Annahme zugrunde, dass sich Schallwellen in kompressiblen Fluiden nur als Dichtewellen ausbreiten können. Desweiteren werden bei der Herleitung folgende, für die lineare Akustik übliche, Annahmen getroffen:

- Die thermischen Zustandsänderungen erfolgen adiabatisch.

- Der Schallwechseldruck sei klein gegenüber dem atmosphärischen Druck, ebenso die Wechseldichte gegenüber der Ruhedichte und die Schallschnelle gegenüber der Schallgeschwindigkeit, die allein temperaturabhängig sei. Im folgenden wird die Temperatur als konstant angenommen.
- Das schallführende Medium befinde sich in einem ruhenden Zustand.

Wird eine harmonische Zeitabhängigkeit des Schalldrucks p angenommen

$$p(\mathbf{x}, t) = p(\mathbf{x}) \cdot e^{i\omega t}, \quad (4)$$

so erhält man aus der Wellengleichung (3) die Helmholtzgleichung

$$\Delta p + k^2 p = 0 \quad (5)$$

mit der Wellenzahl $k = \frac{\omega}{c_F}$.

3.2 Modellierung des flankierenden Bauteils

Die im Hochbau üblichen Trennwände und Decken werden in der Regel als platten- bzw. scheibenartige Bauteile modelliert, deren Schwingungsverhalten mittels verschiedener Plattentheorien beschrieben werden kann. Aufgrund der Schlankheit h/l der hier betrachteten Bauteile wird die Mindlinsche Plattentheorie [18] zur Beschreibung der Biegeschwingungen verwendet.

In Abbildung 6 sind das zugrunde liegende Koordinatensystem, die zugehörigen Verschiebungsgrößen sowie die Belastung dargestellt. u_1 , u_2 und u_3 sind die Verschiebungen in der Mittelflä-

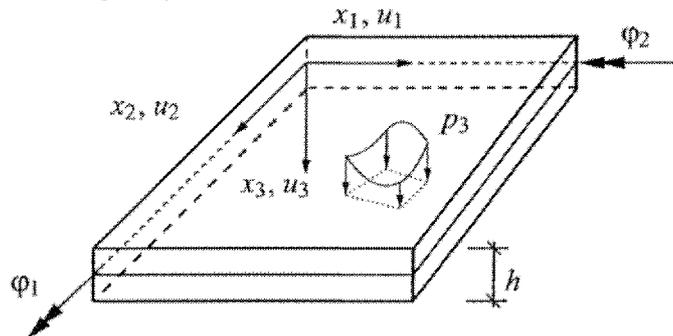


Abbildung 6: Koordinatensystem der Mindlin-Platte

che der Platte. Die Rotationen in der x_1 - x_3 - sowie der x_2 - x_3 -Ebene werden durch φ_1 und φ_2 beschrieben [2].

Im Rahmen der Mindlinschen Plattentheorie werden mehrere Annahmen getroffen. Zum einen sei die Plattendicke klein im Vergleich zu den übrigen geometrischen Abmessungen. Die Durchbiegungen seien klein im Vergleich zur Plattendicke und die Neigungen der Querschnitte seien

deutlich kleiner als 1. Ursprünglich orthogonal auf der Mittelfläche stehende gerade Linienabschnitte seien auch im verzerrten Zustand noch gerade, müssen jedoch nicht mehr senkrecht zur verformten Mittelfläche stehen. Desweiteren können die Normalspannungen σ_{33} normal zur Plattenmittelfläche vernachlässigt werden, d.h. es liegt ein ebener Spannungszustand vor. Die Verschiebungen in der Plattenmittelfläche lassen sich damit durch

$$u_1(x_1, x_2, x_3) = x_3 \cdot \varphi_1(x_1, x_2) \quad (6a)$$

$$u_2(x_1, x_2, x_3) = x_3 \cdot \varphi_2(x_1, x_2) \quad (6b)$$

$$u_3(x_1, x_2, x_3) = u_3(x_1, x_2) \quad (6c)$$

beschreiben. Das System lässt sich also mit Hilfe von drei unabhängigen Variablen $u_3(x_1, x_2)$, $\varphi_1(x_1, x_2)$ und $\varphi_2(x_1, x_2)$ vollständig beschreiben.

Zur Herleitung der Bewegungsgleichung wird das Hamiltonsche Prinzip genutzt, dass eine Formulierung im Zeitbereich darstellt. Wie in der Akustik üblich wird im folgenden stets der Frequenzbereich betrachtet, so dass auch hier die Annahme, dass die Anregung $\mathbf{p}(\mathbf{x}, t)$ und damit auch die Schwingungen $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ und $\varphi(\mathbf{x}, t)$ der Platte einem harmonischen Zeitverlauf folgen

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \hat{\mathbf{u}}(\mathbf{x})e^{i\omega t} \quad (7a)$$

$$\varphi(\mathbf{x}, t) = \hat{\varphi}(\mathbf{x})e^{i\omega t} \quad (7b)$$

$$\mathbf{p}(\mathbf{x}, t) = \hat{\mathbf{p}}(\mathbf{x})e^{i\omega t}, \quad (7c)$$

gültig ist. Dabei ist $i = \sqrt{-1}$ die imaginäre Einheit und ω die Kreisfrequenz. Mit $\hat{}$ wird die Amplitude einer Größe gekennzeichnet. Da im folgenden jedoch ausschließlich der Frequenzbereich betrachtet wird, wird auf eine spezielle Kennzeichnung der Amplituden verzichtet.

Die ausführliche Herleitung der Bewegungsgleichungen für schubelastische Platten auf Grundlage des Hamiltonschen Prinzips kann z.B. [9] oder [1] entnommen werden.

Letztendlich ergeben sich für die in-planen Verschiebungen u_1 und u_2 sowie die Durchbiegung u_3 und die Rotationen φ_1 und φ_2 fünf partielle Differentialgleichungen, die sich mit dem bezogenen Flächenträgheitsmoment $I = h^3/12$, der Biegesteifigkeit $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ und dem Schubmodul $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ zu

$$\frac{Eh}{1-\nu^2}u_{10,11} + Ghu_{10,yy} + \frac{1+\nu}{1-\nu}Ghu_{20,12} + \omega^2\rho hu_1 = -p_1 \quad (8a)$$

$$\frac{Eh}{1-\nu^2}u_{20,22} + Ghu_{20,11} + \frac{1+\nu}{1-\nu}Ghu_{10,12} + \omega^2\rho hu_2 = -p_2 \quad (8b)$$

$$Ghk_S(\Delta u_3 + \varphi_{1,1} + \varphi_{2,2}) + \omega^2\rho hu_3 = -\hat{p}_3 \quad (8c)$$

$$Ghk_S(u_{3,1} + \varphi_1) - GI\varphi_{1,22} - B\varphi_{1,11} - \frac{1+\nu}{2}B\varphi_{2,12} - \omega^2\rho I\varphi_1 = 0 \quad (8d)$$

$$Ghk_S(u_{3,2} + \varphi_2) - GI\varphi_{2,11} - B\varphi_{2,22} - \frac{1+\nu}{2}B\varphi_{1,12} - \omega^2\rho I\varphi_2 = 0. \quad (8e)$$

formulieren lassen. In diesem System von Differentialgleichungen sind die ersten beiden Gleichungen vollständig von den drei übrigen entkoppelt. Diese zwei Gleichungen beschreiben die

sogenannte in-plane Bewegung der Platte und bilden die Grundlage zur Herleitung von FE-Scheiben-Elementen.

Führt man für die geometrischen Freiwerte einen Vektor $\mathbf{u} = (u_1, u_2, u_3, \varphi_1, \varphi_2)^T$ und für die Lasten einen Vektor $\mathbf{f} = (-p_1, -p_2, -p_3, 0, 0)^T$ ein, so kann man das Differentialgleichungssystem (8a) - (8e) als

$$(\mathcal{K} - \omega^2 \mathcal{M}) \mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (9)$$

in Matrixschreibweise darstellen. Dabei sind \mathcal{K} und \mathcal{M} Operatormatrizen, die nach der Diskretisierung in einer FE-Formulierung als Steifigkeits- bzw. Massenmatrix bezeichnet werden.

3.3 Kopplung zwischen Luft und flankierendem Bauteil

Um die Wechselwirkungen zwischen elastischer Struktur und umgebender Luft erfassen zu können, stehen prinzipiell zwei Alternativen zur Verfügung. Die erste Möglichkeit besteht darin, jedes Teilgebiet zunächst für sich allein zu betrachten und dann eine Verknüpfung der Teilgebiete über die Lastterme der rechten Seite des Gleichungssystems herzustellen. Die Gleichungssysteme der Teilgebiete können dann getrennt voneinander gelöst werden [8, 17].

Die zweite Möglichkeit besteht darin, alle Teilgebiete zu einem Gesamtgebiet zusammenzufassen und diese gleichzeitig zu betrachten. Dies führt auf ein größeres Gesamtgleichungssystem, mit dem Vorteil, dass sämtliche Wechselwirkungen zwischen Fluid und Struktur direkt erfasst werden. In Abbildung 7 sind die Koppelflächen und das Trennbauteil schematisch dargestellt. Die Normalenvektoren \mathbf{n}_1 und \mathbf{n}_2 der Fluidgebiete zeigen jeweils nach außen. Die Kopplung

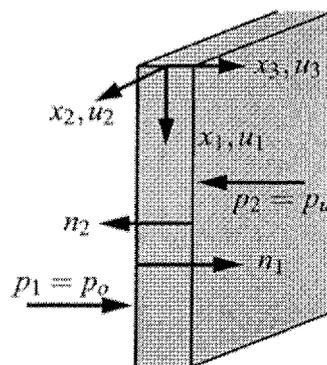


Abbildung 7: Kopplung an den Grenzflächen zwischen Fluid und Struktur

zur Berücksichtigung der Interaktion von Wand und umgebender Luft erfolgt an den Grenzflächen der Teilgebiete durch die Formulierung von Kopplungsbedingungen, die die physikalischen Größen der Struktur und des Fluids miteinander verknüpfen. Die erste Kopplungsbedingung formuliert das Gleichgewicht zwischen dem Fluiddruck p_1 bzw. p_2 und der Belastung der Platte p_o bzw. p_u und lässt sich durch

$$p_1 = p_o \text{ und } p_2 = p_u \quad (10)$$

angeben. Durch Anwendung der Impulsgleichung an der Grenzfläche erhält man die zweite Kopplungsbedingung. Diese kann im Frequenzbereich mit

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} = \rho_f \omega^2 u_3 \quad (11)$$

angegeben werden [3]. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Richtung der Durchbiegung der Wand u_3 und die Normalenrichtung \mathbf{n} übereinstimmen. Mittels dieser beiden Kopplungsbedingungen können die Bewegungsgleichungen der Struktur mit der Helmholtzgleichung verknüpft werden. Es ergibt sich ein vollständig gekoppeltes Gleichungssystem, welches in der Regel mit Hilfe numerischer Methoden gelöst werden muss.

3.4 Bestimmung der Nachhallzeit

Die Bestimmung der Nachhallzeit erfolgt über das sog. Full-Width-Half-Maximum (FWHM) [15]. Das Prinzip ist in Abb. 8 dargestellt. Im Schallpegelverlauf wird ein lokales Maximum

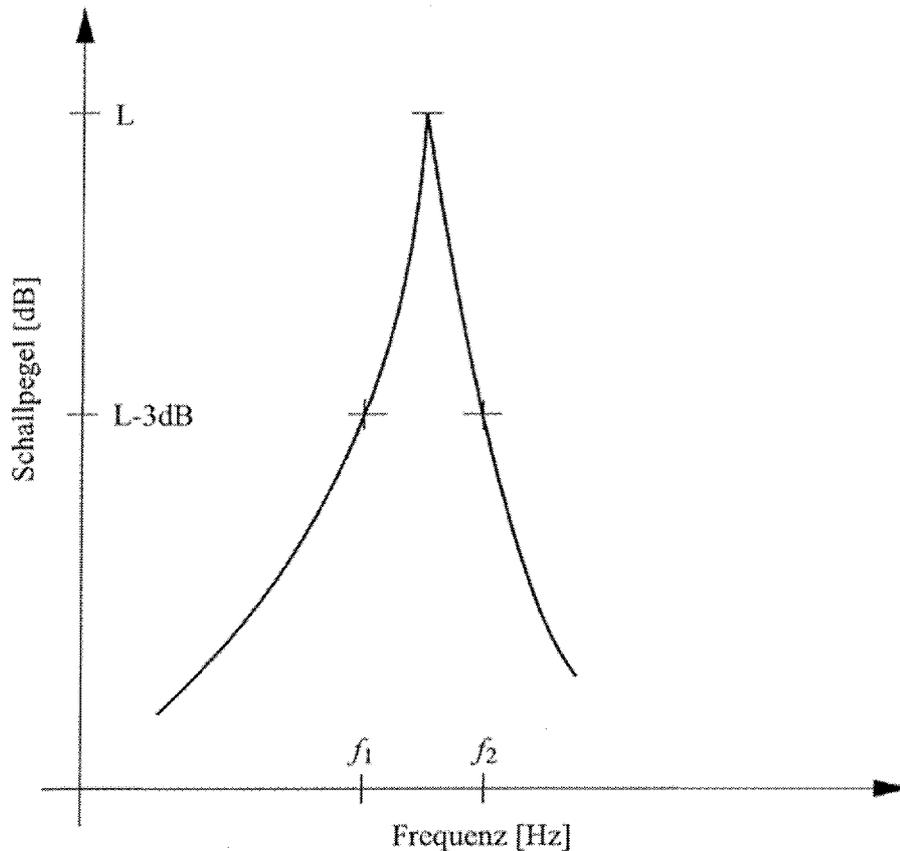


Abbildung 8: Ermittlung der Nachhallzeit über das Full-Width-Half-Maximum (FWHM)

gesucht, für welches dann ein Dämpfungskoeffizient δ bestimmt wird. Mit diesem Koeffizienten

δ kann der zeitliche Verlauf der Kurve durch

$$E_0 = E_0 e^{-\delta t} \quad (12)$$

beschrieben werden. Für einen Abfall von 60dB ergibt sich aus obiger Beziehung

$$10^{-6} = e^{-\delta T} \Rightarrow T = \frac{6 \ln 10}{\delta} \quad (13)$$

Der Koeffizient δ ergibt sich aus dem FWHM zu

$$\delta = \text{FWHM} \cdot \pi = (f_2 - f_1)\pi, \quad (14)$$

und somit kann die Nachhallzeit zu

$$T = \frac{6\pi \ln 10}{f_2 - f_1} \quad (15)$$

ermittelt werden.

3.5 Bestimmung der Schalldämmung

Die Bestimmung der Schalldämmung erfolgt nach DIN EN ISO 140-3 [12]. Das Schalldämmmaß kann mittels

$$R = L_1 - L_2 + 10 \lg \left(\frac{S}{A} \right) \quad (16)$$

bestimmt werden. Dabei ist L_1 der Schalldruckpegel des Senderraums und L_2 der Schalldruckpegel des Empfangsraums. S ist die Fläche des zu prüfenden Objekts im Senderraum und A die äquivalente Absorptionsfläche des Empfangsraums.

Diese Schalldruckpegel können aus den Effektivwerten des Schalldrucks \tilde{p} und dem Bezugsschalldruck $p_0 = 2.0 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m^2}$ nach

$$L = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \quad (17)$$

bestimmt werden.

Der dritte Term von Glg. (16) beinhaltet die Nachhallzeitkorrektur. Die Nachhallzeit T kann mittels

$$T = 0.163 \cdot \frac{V}{A} \quad (18)$$

berechnet werden. Dabei ist V das Volumen des betrachteten Raumes. Im allgemeinen wird die Nachhallzeit jedoch aus Messungen bestimmt und somit kann durch Umstellen von Glg. (18) die äquivalente Absorptionsfläche A bestimmt werden, die dann in Glg. (16) eingeht.

4 Finite Elemente Formulierung

4.1 FE-Formulierung für das Fluid

Da im Rahmen der Untersuchungen nur Innenraumprobleme betrachtet werden, wird die Schallausbreitung in den Räumen mit Hilfe der FEM analysiert. Sie ermöglicht es, komplexe Geometrien und Randbedingungen relativ einfach zu erfassen. Im folgenden soll ein kurzer Überblick über die Herleitung gegeben werden. Details können [14] entnommen werden.

Die schwache Form der Helmholtz-Gleichung ergibt sich durch Multiplikation von (5) mit einer Wichtungsfunktion, die der Variation δp des Freiwertes entspricht, und Integration über das Fluidgebiet Ω

$$\int_{\Omega} \delta p (\Delta p + k^2 p) d\Omega = 0. \quad (19)$$

Die Durchführung der partiellen Integration führt auf

$$\int_{\Omega} (\nabla \delta w \nabla p + k^2 \delta w p) d\Omega + \int_{\Gamma} \delta w \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma = 0 \quad (20)$$

mit dem Nablaoperator ∇ . Γ kennzeichnet den Rand des Fluidgebiets. Die Schallquelle wird durch einen Quellterm in (21) berücksichtigt

$$\int_{\Omega} \delta p (\Delta p + k^2 p) d\Omega = \delta(r). \quad (21)$$

Das Oberflächenintegral aus (20) dient im folgenden zur Formulierung verschiedener Randbedingungen im Fluidgebiet. Übliche Randbedingungen für akustische Probleme sind in Abbildung 9 zusammengestellt. An einer *schallharten* Wand Γ_1 muss die Normalkomponente der Ge-

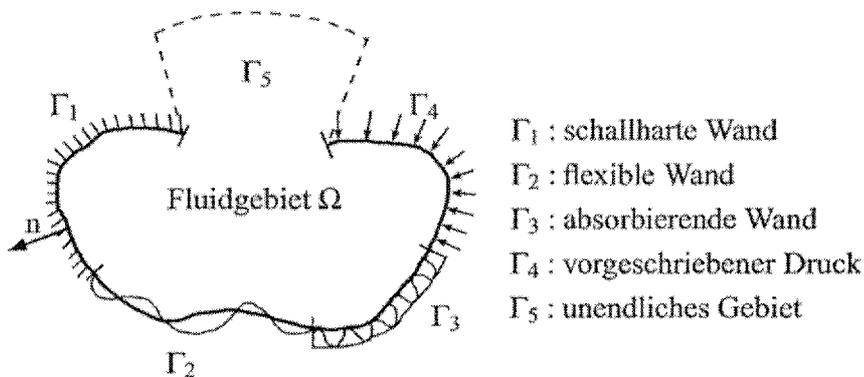


Abbildung 9: Übliche Randbedingungen für akustische Probleme

schwindigkeit der Fluidpartikel Null werden. Daraus folgt, dass auch die Ableitung des Schalldrucks in Normalenrichtung Null ist

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (22)$$

und somit das Oberflächenintegral in (20) Null ist.

Bei einer *flexiblen* Wand Γ_2 folgt aus dem Gleichgewicht zwischen den Verschiebungen in Normalenrichtung der Wand und der Fluidpartikel die Kopplungsbedingung für die Fluid-Struktur-Interaktion, die direkt in (20) eingesetzt werden kann. Mit Hilfe dieser Bedingung werden auch Punktquellen am Rand des Fluids mit Hilfe einer vorgegebenen Normalverschiebung modelliert.

Schallabsorbierende Wände Γ_3 können auf verschiedene Weise in FE-Berechnungen erfasst werden. Hier soll das Modell der akustischen Impedanz [7] verwendet werden. Diese Impedanz Z_i^n am Knoten i , auch Wellenwiderstand oder Punktimpedanz genannt, berechnet sich aus dem Verhältnis des Schalldrucks zur Schnelle in Normalenrichtung

$$Z_i^n = \frac{p_i}{v_i^n}. \quad (23)$$

Somit erhält man für die Änderung des Drucks in Normalenrichtung

$$\frac{\partial p}{\partial n} = i \frac{\rho_f \omega}{Z_i^n} p_i. \quad (24)$$

Dieser Ausdruck kann nun wieder in (20) substituiert werden.

Ein *vorgeschriebener Druck* p_a auf dem Rand Γ_4 lässt sich mit Hilfe Lagrangescher Multiplikatoren oder durch Anwendung des Penalty-Verfahrens berücksichtigen.

Unendliche Gebiete bzw. *Öffnungen* Γ_5 lassen sich z.B. durch Kopplung der FEM mit der Randelementmethode simulieren. Die Randelementmethode bietet den Vorteil, dass die Sommerfeldtsche Abstrahlbedingung implizit erfüllt wird.

Eine sehr einfache Möglichkeit zur Simulation von unendlichen Gebieten bietet die Möglichkeit, eine Impedanz an der künstlichen Grenze des Gebiets vorzugeben. Diese Impedanz entspricht der von Luft

$$Z^n = \rho_f c_f \quad (25)$$

und ist nicht reflektierend für Schallwellen, die senkrecht auf die künstliche Grenze des Gebiets auftreffen. Dabei ist allerdings darauf zu achten, dass der Abstand dieser künstlichen Grenze von der abstrahlenden Fläche ausreichend groß ist.

Die dritte Möglichkeit besteht in der Verwendung sogenannter *infiniter Elemente*, wie sie z.B. in [5] vorgestellt werden.

Eine weitere Methode ist die Scaled Boundary Finite Element Method (SBFEM) [19]. Dieses Verfahren verknüpft eine geometrische Ähnlichkeitsabbildung mit einem Standardverfahren zum Assemblieren der Finite Elemente Matrizen. Details in Bezug auf Anwendung der SBFEM in der Akustik können [16] entnommen werden.

Die Herleitung der Finite-Element-Gleichungen erfolgt mit Hilfe der Methode von Galerkin. Für die Wichtungs- und die Ansatzfunktionen wird der gleiche Satz von Funktionen gewählt. Daraus folgt die diskretisierte Form von (20) in Matrixschreibweise

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \mathbf{p}(\mathbf{x}) = \mathbf{f}(\mathbf{x}), \quad (26)$$

mit der Steifigkeits- oder Kompressibilitätsmatrix

$$\mathbf{K} = \int_{\Omega} \nabla \mathbf{N} \mathbf{V} \mathbf{N} d\Omega \quad (27)$$

und der Massenmatrix

$$\mathbf{M} = \frac{1}{c_f^2} \int_{\Omega} \mathbf{N}^T \mathbf{N} d\Omega. \quad (28)$$

Der Lastvektor lautet z.B. für eine flexible Wand und einen lokal agierenden Randknoten

$$\mathbf{f} = \rho \omega^2 \int_{\Gamma_3} \mathbf{N} u_3 d\Gamma_3 + i \frac{\omega}{c} \int_{\Gamma_2} \mathbf{N} d\Gamma_2, \quad (29)$$

wobei der Anteil für die lokal agierenden Randknoten mittels der in [7] beschriebenen Methode effizient in das Gleichungssystem eingebracht werden kann.

Für das erste Integral aus (29) ergibt sich, falls die begrenzende, flexible Wand ebenfalls durch Finite Elemente beschrieben und die Durchbiegungen u_3 durch die Ansatzfunktionen \mathbf{N}_S approximiert werden

$$\rho \omega^2 \mathbf{u}_3 \int_{\Gamma_3} \mathbf{N}_P^T \mathbf{N}_S d\Gamma_3 \quad (30)$$

mit der Kopplungsmatrix \mathbf{C}^T

$$\mathbf{C}^T = \int_{\Gamma} \mathbf{N}_P^T \mathbf{N}_S d\Gamma. \quad (31)$$

Im Programm des Instituts sind Hexaeder-Elemente mit 8 und 27 Knoten implementiert, die aufgrund ihrer C^0 -stetigen Ansatzfunktionen die Konvergenzkriterien erfüllen. Die Ansatzfunktionen lassen sich als Produkt dreier Lagrangescher Polynome 1. bzw. 2. Ordnung darstellen. Sie sind beispielsweise in [4] angegeben.

4.2 FE-Formulierung für die Struktur

Die Herleitung von Weggrößenelementen zur Beschreibung der Biegeverformung von Mindlin-Platten erfolgt unter Anwendung des Galerkin-Verfahrens. Dabei ist das gewichtete Residuum zu bilden, wobei als Wichtungsfunktion die Variation des Freiwertes gewählt wird. Werden diese Schritte für (8a)-(8e) durchgeführt und abschließend partiell integriert, so ergibt sich die

sogenannte schwache Form der integralen Formulierung

$$\begin{aligned} \delta u_3 : \int \left\{ \delta u_{3,1} [Ghk_S(u_{3,1} + \varphi_1)] + \delta u_{3,2} [Ghk_S(u_{3,2} + \varphi_2)] \right\} dx_1 dx_2 \\ - \int \delta u_3 p_3 dx_1 dx_2 - \int \delta u_3 [\omega^2 \rho h u_3] dx_1 dx_2 = 0, \end{aligned} \quad (32a)$$

$$\begin{aligned} \delta \varphi_1 : \int \left\{ \delta \varphi_{1,1} [B(\varphi_{1,1} + v\varphi_{2,2})] + \delta \varphi_{1,2} [GI(\varphi_{1,2} + \varphi_{2,1})] + \delta \varphi_1 [Ghk_S(u_{3,1} + \varphi_1)] \right\} dx_1 dx_2 \\ - \int \delta \varphi_1 [\omega^2 \rho I \varphi_1] dx_1 dx_2 = 0, \end{aligned} \quad (32b)$$

$$\begin{aligned} \delta \varphi_2 : \int \left\{ \delta \varphi_{2,2} [B(\varphi_{2,2} + v\varphi_{1,1})] + \delta \varphi_{2,1} [GI(\varphi_{1,2} + \varphi_{2,1})] + \delta \varphi_2 [Ghk_S(u_{3,2} + \varphi_2)] \right\} dx_1 dx_2 \\ - \int \delta \varphi_2 [\omega^2 \rho I \varphi_2] dx_1 dx_2 = 0, \end{aligned} \quad (32c)$$

wobei hier mit δ die Variation des Freiwertes gekennzeichnet wird. Sowohl die wirklichen Verformungen u_3 , φ_1 und φ_2 als auch die Freiwerte der Wichtungsfunktionen δu_3 , $\delta \varphi_1$ und $\delta \varphi_2$ werden mit Hilfe der gleichen Ansatzfunktionen N_i für jeden Knoten i eines Elementes

$$u_3 = \sum_{i=1}^n N_i u_{3i}, \quad \varphi_1 = \sum_{i=1}^n N_i \varphi_{1i}, \quad \varphi_2 = \sum_{i=1}^n N_i \varphi_{2i} \quad \text{bzw.} \quad (33a)$$

$$\delta u_3 = \sum_{i=1}^n N_i \delta u_{3i}, \quad \delta \varphi_1 = \sum_{i=1}^n N_i \delta \varphi_{1i}, \quad \delta \varphi_2 = \sum_{i=1}^n N_i \delta \varphi_{2i} \quad (33b)$$

approximiert, wobei n die Anzahl der Knoten eines Elementes ist. Mit Hilfe dieser Ansatzfunktionen werden aus den Operatormatrizen aus (9) gewöhnliche Matrizen. Dabei ist \mathbf{K} die Elementsteifigkeitsmatrix und \mathbf{M} die Elementmassenmatrix.

Die Elementsteifigkeitsmatrix kann in einen sogenannten Biegeanteil und einen Schubanteil aufgespalten werden

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}^B + \mathbf{K}^S = \int_A \mathbf{H}_B^T \mathbf{E}_B \mathbf{H}_B dA + \int_A \mathbf{H}_S^T \mathbf{E}_S \mathbf{H}_S dA. \quad (34)$$

Diese Teilmatrizen setzen sich wiederum aus den Matrizen \mathbf{H}_B und \mathbf{H}_S der Ansatzfunktionen $\mathbf{N} = [N_1 \dots N_n]$

$$\mathbf{H}_B = \begin{bmatrix} 0 & N_{,1} & 0 \\ 0 & 0 & N_{,2} \\ 0 & N_{,2} & N_{,1} \end{bmatrix} \quad \mathbf{H}_S = \begin{bmatrix} N_{,1} & N & 0 \\ N_{,2} & 0 & N \end{bmatrix} \quad (35)$$

sowie den Elastizitätsmatrizen \mathbf{E}_B und \mathbf{E}_S

$$\mathbf{E}_B = \begin{bmatrix} B & Bv & 0 \\ Bv & B & 0 \\ 0 & 0 & GI \end{bmatrix} \quad \mathbf{E}_S = \begin{bmatrix} Ghk & 0 \\ 0 & Ghk \end{bmatrix} \quad (36)$$

zusammen. Die Einträge der Massenmatrix \mathbf{M}

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}^{11} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}^{22} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}^{33} \end{bmatrix} \quad (37)$$

lassen sich zu

$$M_{ik}^{11} = \rho h \int_A N_i N_k dA \quad \text{und} \quad M_{ik}^{22} = M_{ik}^{33} = \rho l \int_A N_i N_k dA \quad (38)$$

bestimmen.

Der Lastvektor einer beliebig verteilten Flächenlast lautet

$$\mathbf{f} = \int_A \mathbf{N}^T \mathbf{N} \mathbf{p}_z dA. \quad (39)$$

Dabei werden zur Beschreibung der Verteilung der Elementlasten die gleichen Ansatzfunktionen wie für die Verformungen benutzt. \mathbf{p}_z enthält die Elementlastordinaten in den Knoten.

Ein altbekanntes Problem bei Finiten Elementen, die auf einer Weggrößenformulierung basieren, ist das sogenannte „Locking“. Als Ergebnis der numerischen Berechnungen ergeben sich zu geringe Verformungen, die Steifigkeit des Elements wird also überschätzt. Allgemein gesprochen beruht dieses Phänomen auf der Tatsache, dass die Konvergenz der Lösung von einem kritischen Parameter abhängt. Betrachtet man nun Mindlin-Platten-Elemente, so ist dieser kritische Parameter die Schlankheit h/l der Platte. Je kleiner dieser Parameter wird, desto schlechtere Ergebnisse ergeben sich. Es existieren verschiedenste Lösungsansätze, die hier nicht alle vorgestellt werden können. Hier wird das „discrete shear gap“-Verfahren [6] verwendet, das die Grundlage zur Formulierung von effizienten Finiten Elementen mit beliebiger Ansatzordnung, die sowohl dreieckig als auch rechteckig sein können, bildet.

4.3 FE-Formulierung für die Kopplung von Fluid und Struktur

4.3.1 Einfache Kopplung von Fluid und Struktur

Aus der Druckformulierung der FE-Gleichungen für das Fluid und der Wegformulierung für die Struktur ergibt sich ein vollständig gekoppeltes Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_F - \omega^2 \mathbf{M}_F & -\rho \omega^2 \mathbf{C}^T \\ -\mathbf{C} & \mathbf{K}_S - \omega^2 \mathbf{M}_S \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_S \end{bmatrix}, \quad (40)$$

in dem sich die Kopplungsmatrizen \mathbf{C} als Integral auf dem Koppelrand Γ_2 über das Produkt der Ansatzfunktionen für Struktur \mathbf{N}_S und Fluid \mathbf{N}_F ergeben

$$\mathbf{C} = \int_{\Gamma_2} \mathbf{N}_S^T \mathbf{N}_F d\Gamma. \quad (41)$$

Da in den Kopplungsintegralen nur Produkte aus dem Schalldruck p und der Durchbiegung u_3 stehen, bietet sich eine Kondensation der für das gekoppelte System nicht benötigten Freiheitsgrade der Struktur φ_1 und φ_2 an. Dies führt zu einer beträchtlichen Einsparung an Rechenzeit und Speicherbedarf. Die kondensierte Gleichung für die Struktur wird mit einem * gekennzeichnet. Da sowohl für die Struktur als auch für das Fluid die gleichen Ansatzfunktionen verwendet werden, wird die Fluidgleichung durch $\rho\omega^2$ geteilt. Dies führt auf ein symmetrisches Gleichungssystem der Form

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\rho\omega^2} \mathbf{K}_F - \frac{1}{\rho} \mathbf{M}_F & -\mathbf{C}^T \\ -\mathbf{C} & (\mathbf{K}_S - \omega^2 \mathbf{M}_S)^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{u}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_S \end{bmatrix}. \quad (42)$$

4.3.2 Mehrfache Kopplung von Fluid und Struktur

Sind bei zu untersuchenden Problemen, wie z.B. in Abbildung 10 dargestellt, mehrere Fluid- und Strukturgebiete miteinander verknüpft, ist das Vorgehen analog zu dem im vorigen Abschnitt vorgestellten Verfahren. Der dort beschriebene Algorithmus ist nun mehrfach durchzuführen.

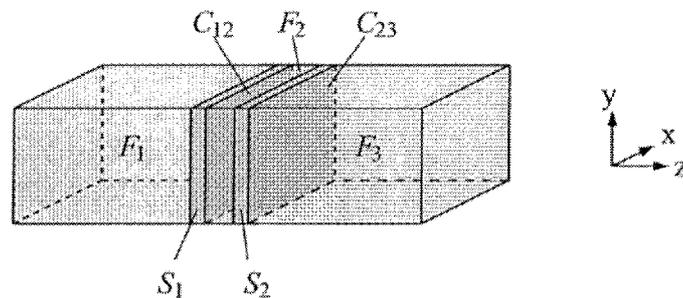


Abbildung 10: Beispiel für eine mehrfache Kopplung von Fluid und Struktur

Numeriert man die Knoten günstig, indem man z.B. das Verfahren nach Cuthill und McKee [10] anwendet, ergibt sich für das in Abbildung 10 dargestellte Problem das in Abbildung 11 skizzierte Gleichungssystem.

4.4 Diskretisierung

Die Diskretisierung der einzelnen Teilgebiete folgt den derzeit üblichen Regeln der Technik. Dabei werden sechs Elemente je Wellenlänge zur Diskretisierung benutzt. Die maximale Kantenlänge eines der Elemente beträgt somit 1/6 der kleinsten Wellenlänge.

Maßgebend ist dabei entweder die Wellenlänge des Fluids, die sich mittels

$$\lambda = 2\pi \frac{c_F}{\omega} \quad (43)$$

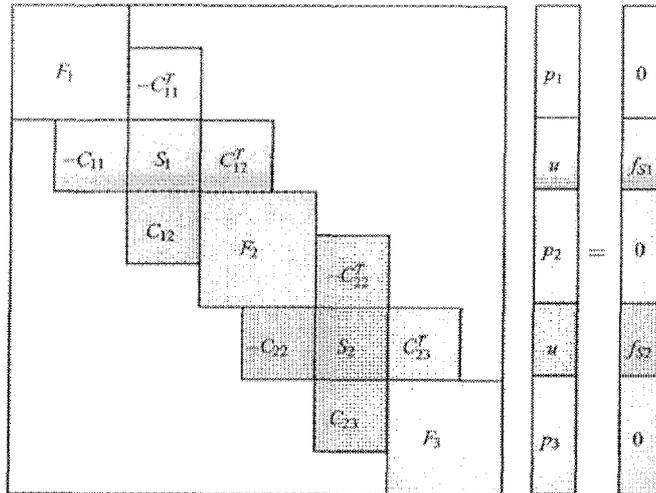


Abbildung 11: Schema des Gesamtgleichungssystems bei mehrfacher Kopplung von Fluid und Struktur

bestimmen lässt oder die Biegewellenlänge der Platte, die sich zu

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{B\omega^2}{\rho h}} \quad (44)$$

ergibt. Hierbei ist die Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$. Der kleinere der beiden Werte bestimmt die maximale Kantenlänge der Elemente der Diskretisierung. Da eine direkte Kopplung zwischen je einem Knoten des Fluidgebiets und eines Knotens der Platte vorgenommen wird, ist der kleinere Wert für beide Gebiete maßgebend.

Beispielhaft ist in Abbildung 12 eine Diskretisierung dargestellt.

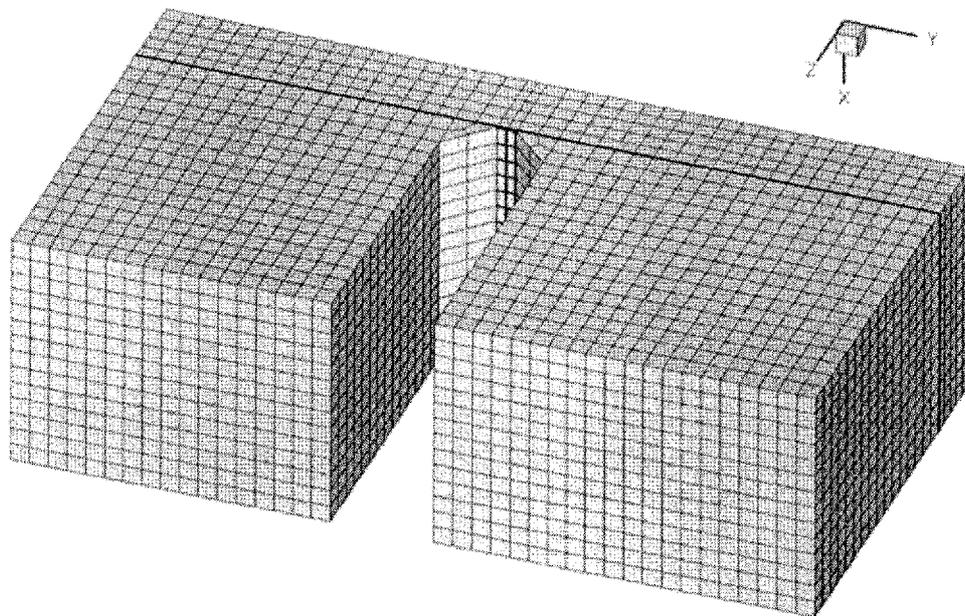


Abbildung 12: Diskretisierung des Modells (die Tiefe des Raums hinter der flankierenden Wand beträgt 100mm)

5 Ergebnisse

Die numerischen Berechnungen wurden für das dünne Bauteil in einem Frequenzbereich von 0 bis 1781 Hz und für das dicke Bauteil von 0 bis 3350 Hz mit einer Abtastung von 1 Hz durchgeführt. Für höhere Frequenzen wäre jeweils das Verhältnis von Elementlänge zu maßgebender Wellenlänge bei zumutbarer Rechendauer nicht mehr ausreichend gewesen.

Die Anregung erfolgte durch Schallquellen an den Lautsprecherpositionen der Messung. Zur Berechnung der Schallpegeldifferenzen bzw. des Schalldämm-Maßes wurde eine Mittelung über diese Positionen durchgeführt.

Analog zu den Messungen ist eine Nachhallzeitkorrektur notwendig, um die Berechnungsergebnisse unabhängig von der Fläche des Untersuchungsobjektes und den Absorptionseigenschaften der Untersuchungsumgebung zu machen. Die Nachhallzeit wurde über das sog. Full-Width-Half-Maximum (FWHM) bestimmt (siehe Kapitel 3.4). Leider konnte nicht für alle Terzen diese Korrektur durchgeführt werden. Dazu hätte die Abtastung noch feiner gewählt werden müssen. Deshalb sind in den folgenden Diagrammen nur die Werte dargestellt, die zuverlässig bestimmbar waren. Für eine Interpretation eines breiteren Frequenzbereichs können darüber hinaus die Kurven der Schallpegeldifferenzen herangezogen werden.

Beim Vergleich von gemessenen Größen und den Berechnungsergebnissen muss zudem folgendes werden: Dem mechanischen Modell liegt die Annahme zugrunde, dass die Schallübertragung vom Sende- zum Empfangsraum nur über das Prüfobjekt erfolgt. Alle anderen Wege (z.B. über den Fußboden, die Decke oder das Trennbauteil) sind ausgeschlossen. Damit sind als Berechnungsergebnisse wesentlich größere Längsdämmungswerte zu erwarten, als sich aus Messungen im Prüfstand ergeben können. Denn dort kann die Übertragung über Nebenwege auch durch aufwendige konstruktive Maßnahmen nicht völlig ausgeschlossen werden. Damit ergibt sich die sehr vorteilhafte Folge, dass aus diesem Grund in den Berechnungsergebnissen deutlicher die Beeinflussung der Ergebnisse durch die Geometrie und Bedämpfung des Hohlraums abzulesen sein wird.

Die Berechnungsergebnisse werden für den Frequenzbereich, der auch bei den Messungen relevant war, im Folgenden zunächst für beide Fälle (dünnes bzw. dickes Bauteil) getrennt interpretiert. Anschließend folgt eine Bewertung der berechneten Schallpegeldifferenzen für niedrige Frequenzen und die Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse.

5.1 Dünnes Trennbauteil

Die Berechnungsergebnisse zeigen folgenden qualitativen Verlauf:

- Im Bereich von ca. 600 Hz gibt es einen signifikanten Einbruch der Schalldämmkurven.
- Nach diesem Einbruch steigen die Kurven stark an.
- Zwischen ca. 1200 und 1600 Hz (Obergrenze des betrachteten Frequenzbereichs), verlaufen die Schalldämmkurven auf einem Plateau mit ungefähr gleichen Werten.

Diese generellen Tendenzen entsprechen dem Verlauf der Schalldämmkurven, wie sie in den Experimenten ermittelt wurden. Die physikalische Begründung für die Einbrüche im berechneten Schalldämm-Maß entspricht daher der, wie sie im Bericht des experimentellen Teils nachgelesen werden kann. Die Einbrüche sind aber in den berechneten Kurven durchweg stärker zu beobachten als in den Messungen. Die Anordnung von Mineralfaser im Hohlraum bedämpft die Kurven deutlich, insbesondere den Einbruch bei 600 Hz. Insgesamt bewirkt ein bedämpfter Hohlraum von 50 mm Tiefe eine geringfügig größere Schalldämmung als ein 100 mm tiefer, bedämpfter Hohlraum. Bei den unbedämpften Hohlräumen zeigen die beiden Hohlräume mit einer Tiefe von 100 und 250 mm eine auffällige Übereinstimmung. Ein kleinerer unbedämpfter Hohlraum von 50 mm Tiefe zeigt abweichende Eigenschaften mit einem stärkeren Einbruch und einem stärkeren Anstieg der Längsdämmung.

5.2 Dickes Trennbauteil

Die Berechnungsergebnisse der dicken Wand für die einzelnen Konfigurationen schwanken sehr stark. Der Einfluss des Hohlraumes auf die berechnete Schalldämmung ist offensichtlich beim dicken Bauteil größer als beim dünnen Bauteil. Durch den beschränkten Frequenzbereich bei der Simulation, spiegelt sich die charakteristische Verbesserung der Schalldämmung bei höheren Frequenzen noch nicht in den Ergebnissen der Berechnung wider. Allerdings lässt sich Folgendes feststellen:

- Die bedämpften Hohlräume mit 50 mm und 100 mm Tiefe zeigen ein nahezu identisches Verhalten.
- Die unbedämpften Hohlräume mit Tiefen von 100 und 250 mm zeigen bis ca. 1400 Hz ein sehr ähnliches Verhalten (wie auch beim dünnen Bauteil beobachtet), für die höheren Frequenzen weist die Konfiguration mit dem relativ kleineren Hohlraum jedoch eine signifikant größere Dämmung auf.
- Die Ergebnisse für den kleinsten unbedämpften Hohlraum liegen teilweise in der Nähe der für die unbedämpften größeren Hohlraum, teilweise in der Nähe der bedämpften Hohlräume.

Ein quantitativer Vergleich der berechneten und gemessenen Größen zeigt bei der dickeren Wand eine größere Abweichung als bei der dünneren Wand. Dies lässt sich durch die Tatsache begründen, dass im Messaufbau eventuell vorhandene Nebenwege die Ergebnisse für ein dickes Bauteil stärker beeinflussen werden als für ein dünnes Bauteil, da der Widerstand des dicken Bauteils gegenüber der Schallübertragung größer ist. Außerdem wurden für das dünne Bauteil größere konstruktive Anstrengungen unternommen, um die Nebenwegsübertragung auszuschließen.

5.3 Vergleich der Schallpegeldifferenzen

Aus oben genannten Gründen kann das Dämm-Maß der Prüfwand nicht für den gesamten berechneten Frequenzbereich angegeben werden. Allerdings ergeben sich auch aus dem Vergleich der Schallpegeldifferenzen interessante Aussagen, die hier nicht unerwähnt bleiben sollen. Beim dicken Bauteil spielt die Geometrie des Hohlraums für niedrige Frequenzen keine Rolle. Erst für Frequenzen oberhalb von 500 Hz ergeben sich in Abhängigkeit der Hohlraumtiefe Unterschiede im Längsdämmungsverhalten des Prüfobjektes. In Abbildung 7 weichen die Kurven der Schallpegeldifferenzen für die niedrigen Frequenzen lediglich bei der 198 Hz-Terz voneinander ab, in der die 1. Eigenfrequenz des Hohlraumes liegt. Beim dünnen Bauteil ist auch für den niedrigen Frequenzbereich enormer Einfluss der Geometrie des Hohlraums auszumachen. Der Einbau von Mineralfaser bewirkt für sehr niedrige Frequenzen eine Verschlechterung der Längsdämmung. Der Einbruch der Schallpegeldifferenzen bei der 78 Hz-Terz, der die erste Eigenfrequenz des dünnen flankierenden Bauteils markiert, ist bei allen Kurven ungefähr gleich ausgeprägt. Diese Eigenfrequenz wird durch die Mineralfaser demnach fast gar nicht bedämpft. Zwischen dieser Terz und der ersten gemessenen bei einer Mittenfrequenz von 396 Hz sind die Rückwirkungen der Hohlraumgeometrie auf die berechnete Längsdämmung besonders deutlich. Die Berechnungen zeigen, dass sich in diesem Frequenzbereich eine Unabhängigkeit der Längsdämmung vom Hohlraum nicht durch eine Bedämpfung des Hohlraums erzielen lässt.

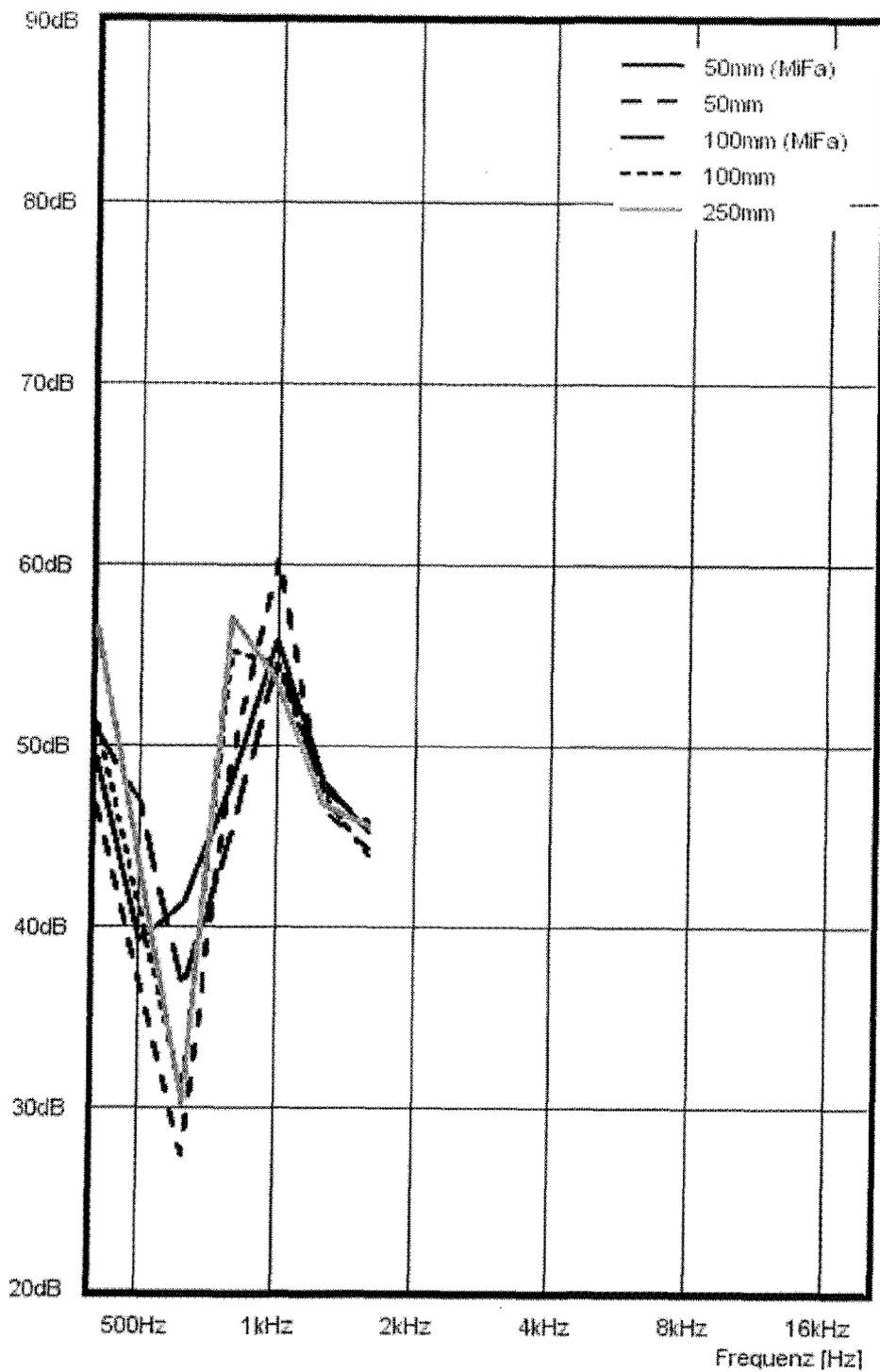


Abbildung 13: Längsdämm-Maß R_L in Abhängigkeit der Frequenz für das dünne Prüfobjekt ($t = 3\text{mm}$)

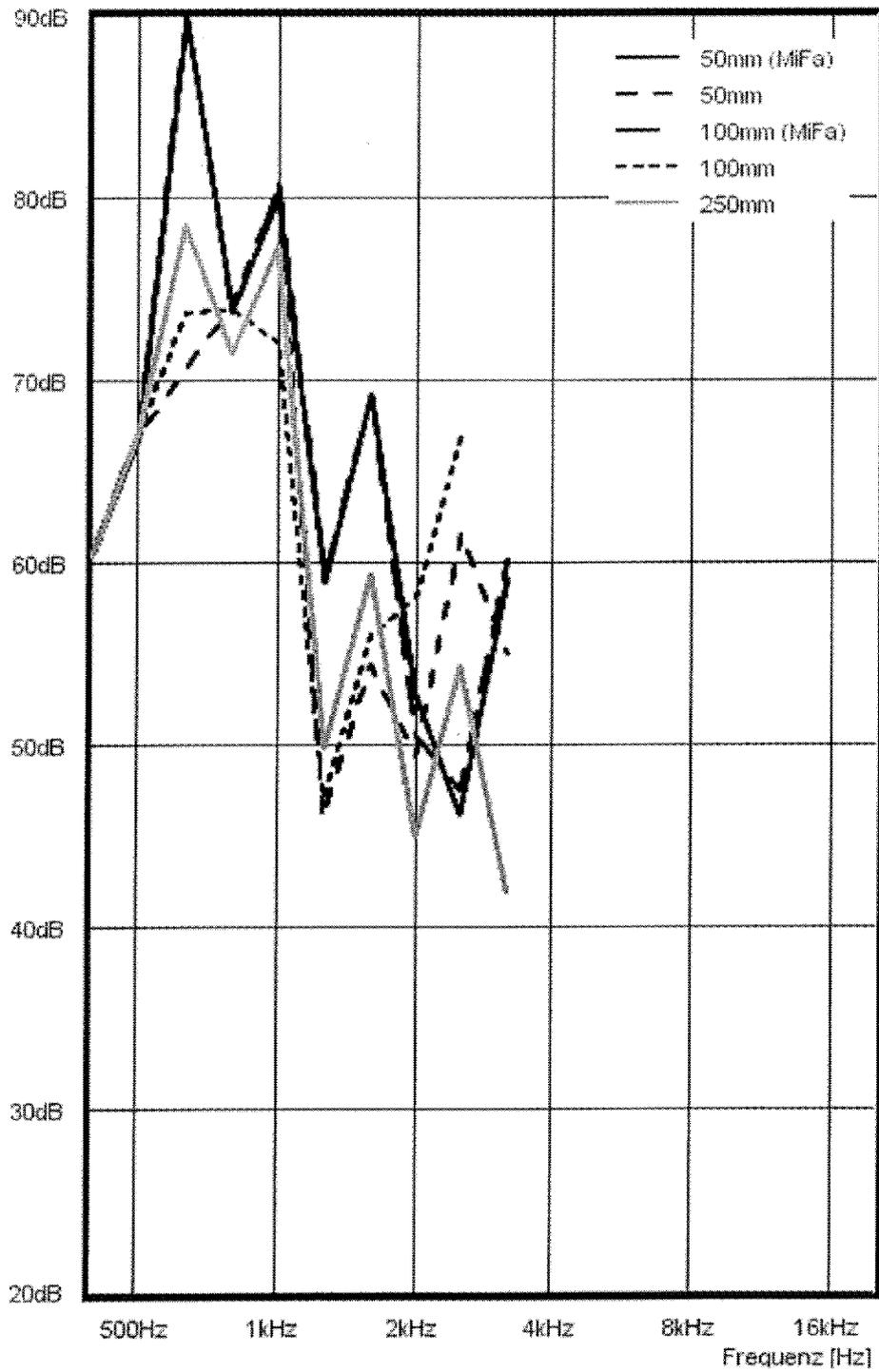


Abbildung 14: Längsdämm-Maß R_L in Abhängigkeit der Frequenz für das dicke Prüfobjekt ($t = 23\text{mm}$)

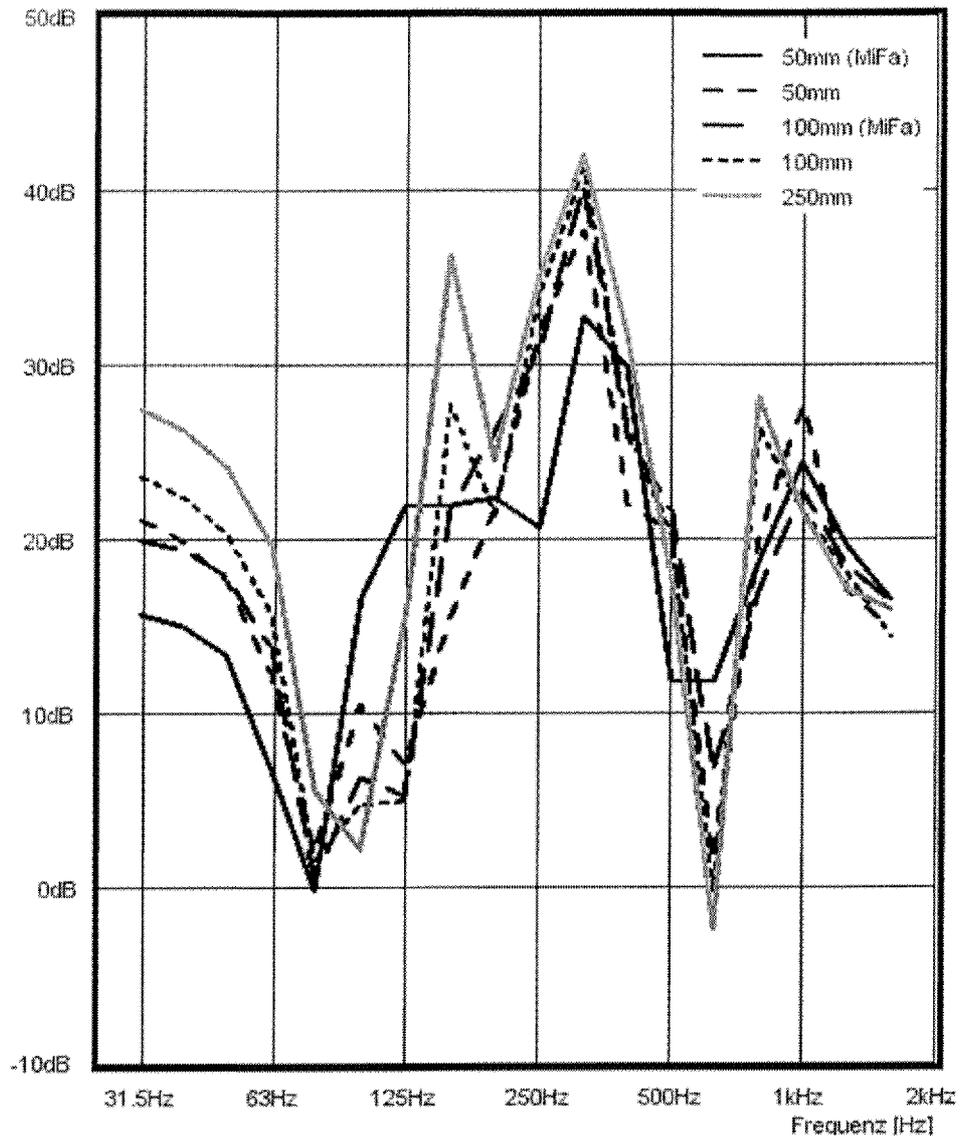


Abbildung 15: Schallpegeldifferenz in Abhängigkeit der Frequenz für das dicke Prüfobjekt ($t = 3mm$)

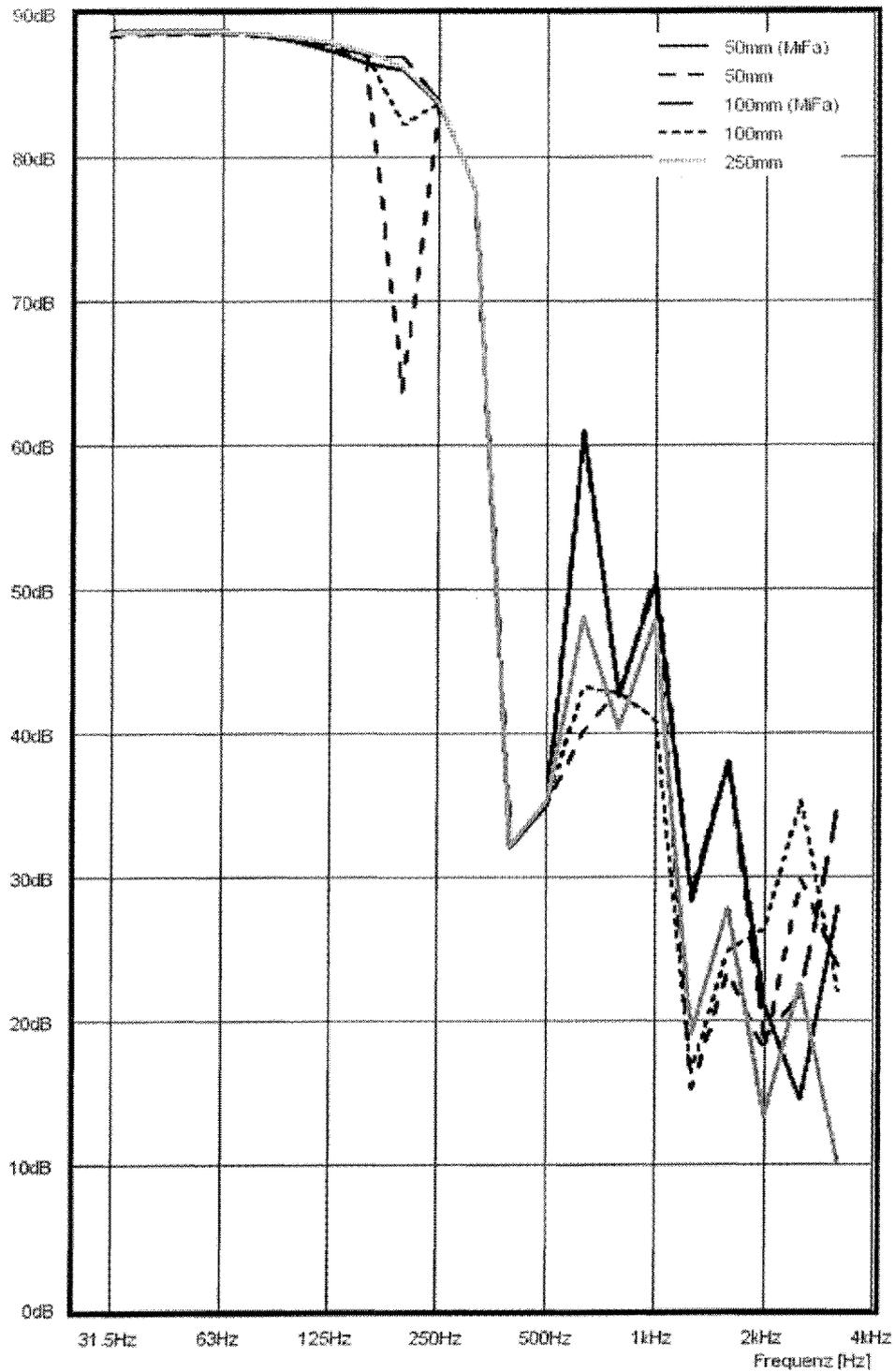


Abbildung 16: Schallpegeldifferenz in Abhängigkeit der Frequenz für das dicke Prüfobjekt ($t = 23\text{mm}$)

6 Zusammenfassung

Die berechneten Ergebnisse zeigen deutlich, dass die Tiefe des Hohlraums die Ergebnisse für die Längsdämmung signifikant beeinflussen.

Bei *unbedämpften* Hohlräumen wird die Abhängigkeit von der Hohlraumtiefe zudem von der Dicke des Prüfobjektes beeinflusst: Dickere Bauteile zeigten in der Simulation im Frequenzbereich, der für die Messung relevant war, eine stärkere Abhängigkeit von der Hohlraumtiefe als dünnere. Diese Abhängigkeit vergrößert sich bei höheren Frequenzen.

Die Berechnungen ergaben außerdem, dass *bedämpfte* Hohlräume ein wesentlich verbessertes Verhalten zeigen. Die Abhängigkeit der berechneten Längsdämmung von der Hohlraumtiefe verringert sich entscheidend, wenn der Hohlraum mit Mineralfaser bedämpft wird. Dieses Verhalten zeigt sich sowohl für das dünne als auch für das dicke Prüfobjekt.

Literatur

- [1] Ackermann, L.: *Simulation der Schalltransmission durch Wände*, Vol. 43. Braunschweiger Schriften zur Mechanik, 2001.
- [2] Altenbach, H.; Altenbach, J.; Rikards, R.: *Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1996.
- [3] Antes, H.: *Anwendungen der Methode der Randelemente in der Elastodynamik und der Fluidodynamik*. Mathematische Methoden in der Technik 9. B. G. Teubner, Stuttgart, 1988.
- [4] Argyris, J.A.; Mlejnek, H.-P.: *Die Methode der Finiten Elemente I-III*. Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1986-1988.
- [5] Astley, R.J.: Infinite elements for wave problems: a review of current formulations and an assessment of accuracy. *Int. Journ. Num. Meth. Eng.*, **49**, 951–976, 2000.
- [6] Bischoff, M.; Bletzinger, K.-U.: Stabilized DSG plate and shell elements. In *Trends in Computational Mechanics*. (W.A. Wall, K. Schweizerhof, K.-U. Bletzinger, Ed.), Barcelona, Spain, 2001, CIMNE.
- [7] Cederfeld, L.: *On the use of finite element method on some acoustical problems*. PhD thesis, Stockholm, 1979.
- [8] Cervera, M.; Codina, R.; Galindo, M.: On the computational efficiency and implementation of block-iterative algorithms for nonlinear coupled problems. *Engineering Computations*, **13**(6), 4–30, 1994.
- [9] Cremer, L.; Heckl, M.: *Körperschall*. Springer Verlag Berlin, Wien, New York, 1996.
- [10] Cuthill, E.: Several strategies for reducing the band width of matrices. *Sparse matrices and their applications*, 157–166.
- [11] DIN EN ISO 12354: *Berechnung der akustischen Eigenschaften von Gebäuden aus den Bauteileigenschaften*. Beuth, 2000.
- [12] EN ISO 140: *Akustik – Messung der Schalldämmung in Gebäuden und von Gebäudeteilen*. Beuth, 1998.
- [13] Fahy, F.J.: *Sound and Structural Vibration*. Academic Press, London, 1985.
- [14] Göransson, P.: Acoustic finite elements. *Proceedings of ISAAC6 'Advanced techniques in applied and numerical acoustics*.
- [15] Kuttruff, H.: *Room Acoustics*. Applied Science Publishers, 1979.
- [16] Lehmann, L.; Clasen, D.; Langer, S.: Scaled Boundary Finite Element Method for Acoustics. *Journal of Computational Acoustics*, (submitted), 2004.