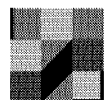


Waldemar Maysenhölder

**Schallschutz mit  
Vakuumisolationspaneelen**



## F 2731

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

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

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

© by Fraunhofer IRB Verlag

2009

ISBN 978-3-8167-8089-2

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

### **Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69

70504 Stuttgart

Nobelstraße 12

70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00

Telefax 07 11 9 70 - 25 08

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

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

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



IBP-Bericht B-BA 1/2008

## Schallschutz mit **Vakuumisolationspaneelen**

Gefördert durch das  
Bundesamt für Bauwesen und Raumord-  
nung im Rahmen der Forschungsinitiative  
"Zukunft Bau"

Z 6 – 10.08.18.7-06.29 / II 2 – F20-06-025

Der Bericht umfasst  
71 Seiten  
12 Tabellen  
47 Abbildungen

Waldemar Maysenhölder

Stuttgart, 12. März 2008

Institutsleitung

Abteilungsleiter

Bearbeiter

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

Dr.-Ing. Philip Leistner

apl. Prof. Dr. rer. nat. habil.  
Prof. Waldemar Maysenhölder

# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>VIP-Varianten</b>	<b>8</b>
<b>3</b>	<b>Messung der Schalldämmung</b>	<b>9</b>
3.1	Einzelne VIP	9
3.1.1	Messverfahren	9
3.1.1.1	Prüfmaske im Türenprüfstand	9
3.1.1.2	Vergleichsmessungen	11
3.1.2	Messergebnisse	12
3.1.2.1	Originale VIP	12
3.1.2.2	Belüftete VIP	21
3.1.3	Reproduzierbarkeit	30
3.1.4	Fazit	33
3.2	Fassadenpaneele mit integrierten VIP	33
3.2.1	Messungen im Türenprüfstand	33
3.2.2	Messungen im Fensterprüfstand	36
<b>4</b>	<b>Messung von Verlustfaktor und elastischen Konstanten</b>	<b>39</b>
4.1	Modalanalysen	39
4.2	Modulbestimmung	42
<b>5</b>	<b>Rechnerische Modellierung mit LAYERS</b>	<b>45</b>
5.1	Einzelne VIP	45
5.2	Studien für Fassadenpaneele	50
5.3	Prognosen für Massivwände mit vorgesetzten VIP	60
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>64</b>
<b>7</b>	<b>Mitwirkung</b>	<b>66</b>
<b>8</b>	<b>Literatur</b>	<b>67</b>
	<b>Anhang</b>	<b>70</b>

# 1 Einleitung

Immer mehr Beispiele und Demonstrationsobjekte belegen den wachsenden Einsatz von Vakuumisolationspaneelen (VIP) im Bauwesen [vip06]. Aus thermischer Sicht betrachtet besitzt dieser „Dämmstoff“ einen großen Vorteil, da durch die geringe Wärmeleitfähigkeit die Dicke des Paneels im Vergleich zu herkömmlichen Dämmstoffschichten erheblich reduziert werden kann. Auch aus der bisher kaum beachteten akustischen Perspektive erscheinen VIP attraktiv, weil im Vakuum die Luftschallausbreitung weitgehend unterdrückt ist. Da Dämmsysteme mit VIP oft auch schalltechnische Anforderungen erfüllen sollen oder müssen, ist es nicht nur reizvoll, sondern geradezu geboten, ihr akustisches Verhalten eingehend zu untersuchen.

Bis vor kurzem waren die akustischen Eigenschaften von Vakuumisolationspaneelen weitgehend unbekannt. Auf der 2. Fachtagung "VIP-Bau – Evakuierte Dämmungen im Bauwesen – Erfahrungen aus der Praxis" im Juni 2005 in Wismar befasste sich allein der Beitrag des Fraunhofer-Instituts für Bauphysik (IBP) mit akustischen Fragestellungen [Len05]. Die Schalldämmung von zwei unterschiedlich dicken, ungefähr gleich schweren Metall-Vakuumisolationspaneelen wurde im Fensterprüfstand gemessen (**Bild 1**). Beide VIP – deren innerer Aufbau uns leider nicht bekannt ist – enttäuschten im Vergleich zu einer Holzspanplatte (13 kg/m<sup>2</sup>). Dies hängt mit ihrer hohen Steife zusammen, die den Koinzidenzeinbruch von hohen zu mittleren Frequenzen verschiebt. Außerdem deutet die Tiefe des Einbruchs auf eine ungenügende Bedämpfung hin. Offenbar wird der Gewinn an Schalldämmung, den die Evakuierung eines Hohlraums erwarten lässt, durch Körperschallübertragung über die Umhüllung und den Stützkörper oder über Abstandshalter wieder zunichte gemacht.

Eine Recherche in anderen technischen Bereichen lieferte lediglich zwei Veröffentlichungen über die Schalldämmung evakuierter Konstruktionen. Die erste [Gri99] behandelt zylindrische Behälter für Nutzlasten von Weltraumtransportern. Wie im Gebäudebereich verursacht die Tendenz zur leichten Bauweise akustische bzw. Schwingungsprobleme. Anstelle von aktiven Reduktionsmaßnahmen wurde eine doppelschalige Anordnung vorgeschlagen und untersucht: Der innere Zylinder wurde im äußeren elastisch aufgehängt und der Zwischenraum evakuiert. Die durch die Evakuierung erreichten Pegelreduktionen lagen bei 20 dB. Die zweite Arbeit [Ede02] berichtet über Lärminderung an einem Kernspintomografen. Wegen der Komplexität des Geräts gab es eine ganze Hierarchie von Schallübertragungswegen zu analysieren. Doch auch hier ließ sich mit der Evakuierung eines hohlzylindrischen Volumens eine deutliche Verbesserung erzielen. In beiden Fällen wurde ungefähr auf ein Zehntel des normalen Luftdrucks evakuiert. Dies zeigt, dass – wie bei den wärmetechnischen Anforderungen an VIP – aus akustischer Sicht kein Hochvakuum erforderlich ist.

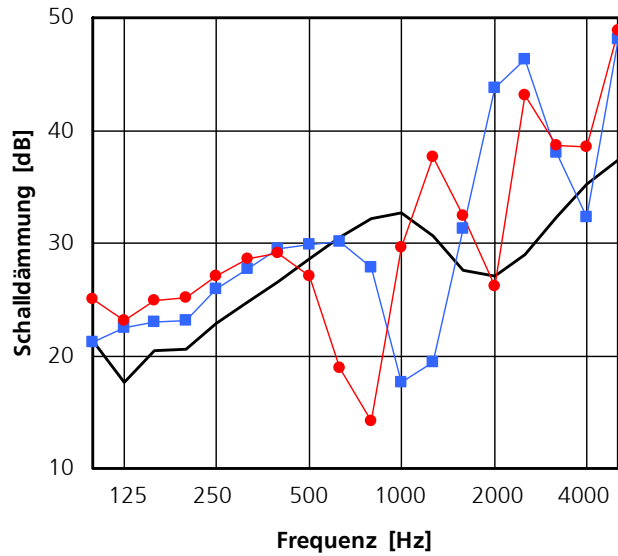


Bild 1:  
 Gemessene Schalldämm-Maße einer Holzspanplatte  
 —  $t = 16 \text{ mm}$ ,  $m' = 13 \text{ kg/m}^2$ ,  $R_w = 30 \text{ dB}$   
 sowie von zwei doppelschaligen Metall-Vakuuminisationspaneelen:  
 - -  $t = 40 \text{ mm}$ ,  $m' \approx 15 \text{ kg/m}^2$ ,  $R_w = 28 \text{ dB}$ ,  
 - -  $t = 20 \text{ mm}$ ,  $m' \approx 15 \text{ kg/m}^2$ ,  $R_w = 28 \text{ dB}$ .  
 Alle Bauteile hatten gleiches Format ( $1.5 \text{ m} \times 1.25 \text{ m}$ ) und wurden unter  
 gleichen Bedingungen gemessen ( $t$ : Dicke) [Len05].

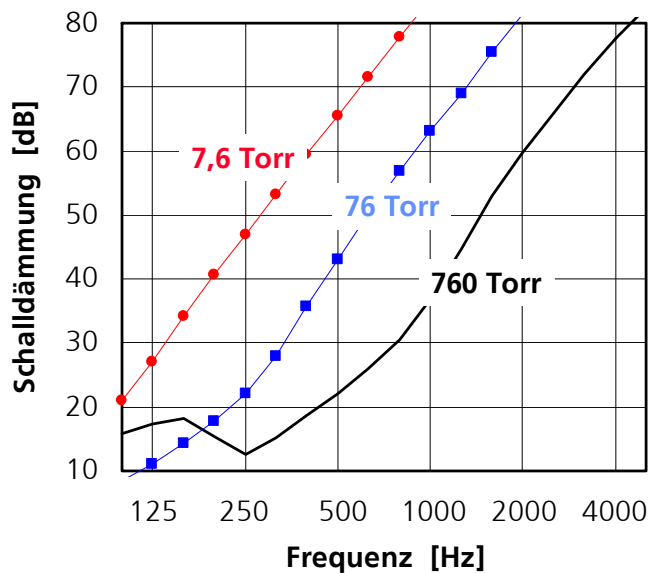


Bild 2:  
 Berechnete Schalldämm-Maße eines fiktiven VIP aus zwei 1 mm dicken Stahl-  
 platten im Abstand von 20 mm. Für die Luft im Zwischenraum wurden ver-  
 schiedene Drücke (760 Torr = Atmosphärendruck) und eine gewisse Dämpfung  
 (1%) angenommen [Len05].

Die akustische Wirkung der Evakuierung eines Hohlraums sei am Beispiel einer ebenen Konstruktion veranschaulicht: Die Schalldämmung eines plattenförmigen Bauteils, das aus homogenen Schichten besteht, lässt sich – unter Vernachlässigung von Randeffekten – mittlerweile zuverlässig berechnen. Am IBP wurde dafür das Programm LAYERS [May99] entwickelt, in dem eine breite Palette von Schichttypen zur Verfügung steht. Damit lässt sich die Wirkung einer mehr oder weniger starken Evakuierung quantifizieren. Dies wurde bereits in [Len05] für eine "Doppelwand" aus zwei 1 mm dicken Stahlplatten mit 20 mm Abstand veranschaulicht (**Bild 2**). Ein perfektes Vakuum würde zu einer unendlich hohen Schalldämmung führen. Doch bereits eine Reduktion des Drucks im Hohlraum von Atmosphärendruck auf ein Zehntel führt oberhalb 250 Hz zu erheblichen Verbesserungen. Mit abnehmendem Druck verschiebt sich die Doppelwandresonanz, die im Fall mit Atmosphärendruck bei 250 Hz liegt, zu tieferen Frequenzen (um jeweils ungefähr fünf Terzen zu 80 Hz und 25 Hz), weil die "Luftfeder" weicher wird. Der typische Anstieg der Schalldämmkurve oberhalb dieser Resonanz mit 18 dB/Oktave setzt in den evakuierten Fällen entsprechend früher ein.

In üblichen VIP wird der Abstand zwischen den Deckschichten nicht durch Abstandshalter, sondern durch ein offenporöses und deshalb evakuierbares Stützmaterial aufrecht erhalten. Nach [Hei05] betragen bei Atmosphärendruck die Wärmeleitfähigkeiten von grob strukturierten Stützmaterialien z. B. 0.032 W/mK (PU-Schaum) oder 0.019 W/mK bei nanostrukturierten pyrogenen Kieselsäuren. Unter Vakuum lassen sich, abhängig von Druck und der Porengröße des verwendeten Stützkernes, Wärmeleitfähigkeiten in der Größenordnung von 0.004 .. 0.006 W/(mK) erreichen (**Bild 3**). Während beim vergleichsweise grobporigen PU-Schaum ein Gasdruck kleiner als 0.1 mbar erforderlich ist, genügt bei der feinporigen nanostrukturierten pyrogenen Kieselsäure ein Gasdruck von ca. 1 mbar, um die genannten geringen Wärmeleitfähigkeiten zu erreichen. (Vakuumdrücke werden in mehrere Druckbereiche unterteilt, wobei man bei einem Druck von 300 mbar bis 1 mbar vom Grobvakuum und bei einem Druck von 1 mbar bis 0.001 mbar vom Feinvakuum spricht [wik06].)

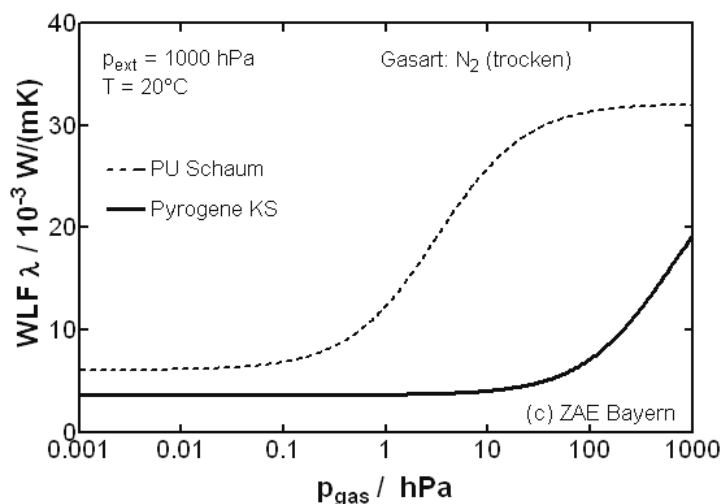


Bild 3: Wärmeleitfähigkeit zweier Dämmstoffe in Abhängigkeit vom Gasdruck [Ebe06]

Im Baubereich wurden durchaus schon geringere Drücke verwendet, z. B. im "Vakuum-Fenster" (U-Wert 0.3 W/m<sup>2</sup>K) des Schweizer Herstellers Dörig [Dör01], bestehend aus vier jeweils 4 mm dicken Scheiben und drei Zwischenräumen, wobei der mittlere 12 mm dick und mit Krypton gefüllt ist, während die äußeren je 0.4 mm dick und auf rund 10<sup>-4</sup> mbar evakuiert sind. Berechnet man mit LAYERS die Schalldämmung dieser Schichtenfolge, erhält man extrem hohe Ergebnisse mit einem bewerteten Schalldämm-Maß von 213 dB (**Bild 4**). Leider werden in [Dör01] keine Schalldämmwerte mitgeteilt. Eine Messung ergäbe natürlich sehr viel kleinere Werte, da – eine ausreichende Grenzdämmung des Prüfstandes vorausgesetzt – die Schallübertragung über die Ränder und die nicht näher beschriebenen "Stützelemente", die die evakuierten Zwischenräume stabilisieren, dominiert.

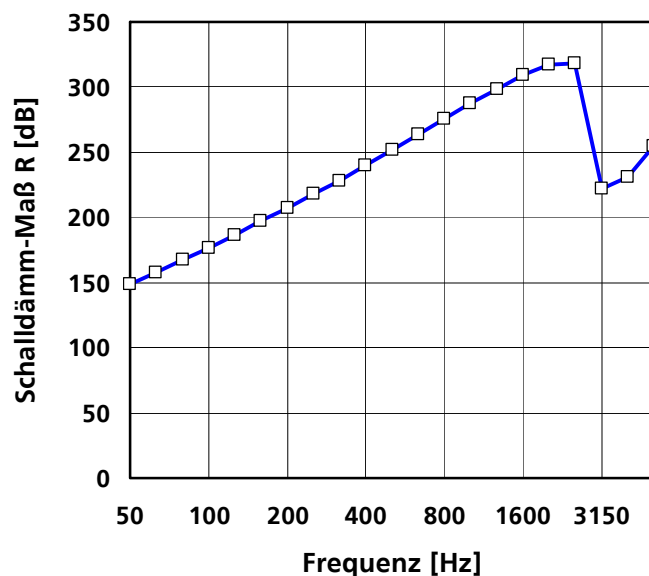


Bild 4: Berechnetes Schalldämm-Maß der Schichtenfolge des in [Dör01] beschriebenen "Vakuum-Fensters". Die Abstandshalter in den evakuierten Hohlräumen wurden vernachlässigt:

- 4 mm Glas
- 0.4 mm Vakuum (10<sup>-4</sup> mbar)
- 4 mm Glas
- 12 mm Krypton
- 4 mm Glas
- 0.4 mm Vakuum (10<sup>-4</sup> mbar)
- 4 mm Glas

Im Jahre 2007 wurde am IBP eine Diplomarbeit mit dem Thema "Schalldämmung von Vakuum-Isolier-Bauteilen" durchgeführt [Gud07]. Ihr Schwerpunkt lag auf der experimentellen Untersuchung von Luft- und Trittschalldämmung. Einige Messungen der Luftschalldämmung seien herausgegriffen. **Bild 5** zeigt die Ergebnisse für zwei verschiedene VIP einschließlich mehrschichtiger Aufbauten.



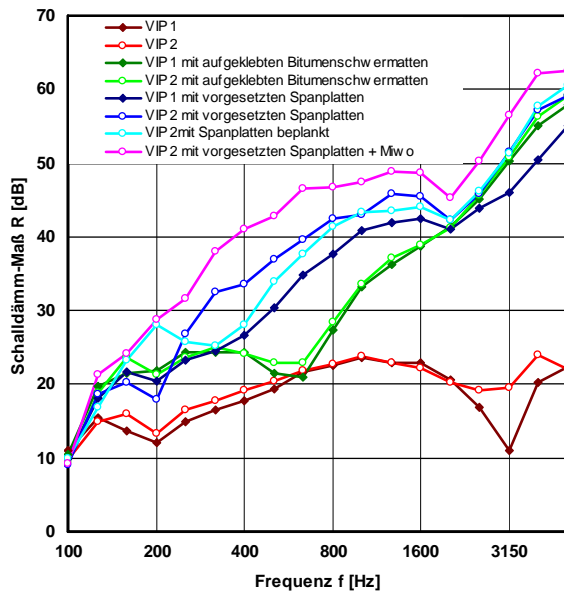


Bild 5:  
Luftschalldämmkurven zweier 20 mm dicker VIP (VIP 1 und VIP 2) in verschiedenen Einbausituationen (Bild 28 aus [Gud07])

Die beiden VIP alleine unterscheiden sich erheblich bei 3.15 kHz: Der bei VIP 1 ausgeprägte Koinzidenzeinbruch ist – aus unbekanntem Gründen – bei VIP 2 wesentlich geringer. Nach Beklebung mit Bitumenmatten verschwindet die Differenz zwischen den beiden VIP weitgehend, wogegen mit Vorsatzschalen ohne Mineralwolle die Variante mit VIP 2 in den meisten Terzen deutlich besser ist. Kombinationen von VIP und Massiwänden werden in [Gud07] nicht betrachtet.

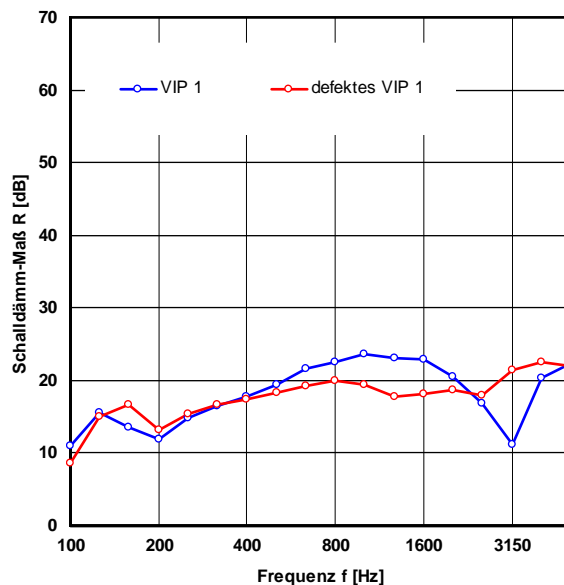


Bild 6:  
Vergleich zwischen einem intakten 20 mm dicken VIP (VIP 1) und einem defekten 20 mm dicken VIP (defektes VIP 1) (Bild 35 aus [Gud07])

Nach einer Beschädigung von VIP 1 (Belüftung durch feinen Riss) verschwindet der tiefe Koinzidenzeinbruch, gleichzeitig verschlechtert sich aber die Schalldämmung zwischen 500 Hz und 2 kHz deutlich (**Bild 6**). Dies wird mit dem durch die Belüftung verursachten Steifigkeitsverlust in Zusammenhang gebracht. Schlüssig erklärt werden konnte der Effekt bisher nicht.

Soviel zum Hintergrund des Forschungsvorhabens. Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Untersuchung von üblichen VIP, die ein offenporöses Stützmaterial enthalten. Zielgröße ist zunächst die Luftschalldämmung unter den Aspekten messtechnische Erfassung, rechnerische Nachbildung und physikalisches Verständnis. Nach diesem grundlegenden Teil folgt die Frage nach dem Einsatz in der Praxis und damit zwangsläufig die Behandlung mehrschichtiger Aufbauten: Um VIP vor Beschädigungen zu schützen, sind zusätzliche Schichten notwendig. Die Herausforderung besteht darin, Anzahl und Eigenschaften dieser Schichten so zu wählen, dass Dämmsysteme entstehen, die nicht nur die thermischen, sondern auch die akustischen Anforderungen erfüllen.

## 2 VIP-Varianten

Von der Firma va-Q-tec wurden 30 Vakuumisulationspaneele geliefert (**Tabelle 1**). Die Kennung V<sub>nnn</sub> bezeichnet den VIP-Typ; mehrere Exemplare des gleichen Typs (meistens zwei Stück) werden durch eine angehängte Ziffer unterschieden, z. B. V001-1, V001-2. Die seitlichen Abmessungen betragen ca. 1.0 x 0.6 m<sup>2</sup>, die Hülle bestand aus einer 0.1 mm dicken Aluminium-Verbund-Folie mit 0.1 kg/m<sup>2</sup>. Eine ausführlichere Tabelle befindet sich im Anhang A. In Tabelle 1 ist zusätzlich das bewertete Schalldämm-Maß  $R_w$  aufgeführt, das sich ergibt, wenn die Schalldämmung allein durch das Massegesetz bestimmt wäre. Dieser Wert berechnet sich unter der Annahme eines diffusen Schalleinfalls mit maximalem Einfallswinkel  $\Theta_{\max} = 78^\circ$  näherungsweise aus

$$R_w \approx 20 \lg(1 + 3.4m) , \quad (F1)$$

wobei  $m$  die Masse pro Fläche in kg/m<sup>2</sup> bedeutet [Fro07]. Die Stützmaterialien und Paneeldicken wurden von der Firma va-Q-tec ausgewählt.

Tabelle 1:  
VIP-Varianten

Stützmaterial	Kennung	Dicke [mm]	Masse [kg/m <sup>2</sup> ]	$R_w$ Massegesetz [dB]
Mikroporöses Silica	V001, V002, V003, V009, V010	10 .. 21	2.2 .. 4.2	19 .. 24
Mikroporöses Silica (Variante)	V012, V014	11 .. 33	2.7 .. 5.7	20 .. 26
Offenporiges Polyurethan	V004, V005	20 .. 30	1.5 .. 2.2	16 .. 19
Mikrofaservlies	V006, V007	7 .. 14	1.7 .. 3.0	17 .. 21
Grobe Glasfaser	V008	4	1.7	17
"Pulver"	V011, V013	15 .. 33	3.8 .. 5.8	23 .. 26

## 3 Messung der Schalldämmung

### 3.1 Einzelne VIP

#### 3.1.1 Messverfahren

Da die Abmessungen der VIP kleiner als die Prüföffnungen unserer bauakustischen Prüfstände sind, musste zur Messung der Schalldämmung eine hochschalldämmende Maske gebaut werden. Aus praktischen Gründen wurde dies im Türenprüfstand realisiert. Da die Genauigkeit der Messung vom Format der Prüflinge und von der Art der Maske abhängt, sind im Folgenden einige Besonderheiten des Messverfahrens beschrieben. Je kleiner das Format, desto problematischer wird die Interpretation der Messergebnisse, insbesondere bei tiefen Frequenzen. Im Vergleich zu Routinemessungen von Wänden, Fenstern und Türen etc. muss mit einer höheren Unsicherheit der Ergebnisse gerechnet werden.

##### 3.1.1.1 Prüfmaske im Türenprüfstand

Die Prüfmaske, etwa 2 m hoch und 1 m breit, wurde als zweischalige Holzkonstruktion aufgebaut (**Bild 7**). Jede Schale bestand aus zwei 19 mm dicken Sperrholzplatten, die miteinander verschraubt waren. Beide Schalen erhielten eine 100 x 65 cm<sup>2</sup> große Öffnung für die Prüflinge. Auf einer Schale wurden links und rechts sowie um die Öffnung herum Kanthölzer (Querschnitt 50 x 50 mm<sup>2</sup>) angeschraubt. Anschließend wurden diese Kanthölzer auf einer Seite mit Moosgummi beklebt, um die Körperschallübertragung gering zu halten, wenn beide Schalen zusammen geschoben sind. Zwischen den Schalen befindet sich Mineralwolle. Die Ränder wurden mit Terostat abgedichtet. Die Dicke der Prüfmaske beträgt ungefähr 20 cm.

Zwischen den beiden Messserien musste die Prüfmaske aus- und wieder eingebaut werden. Der Wiedereinbau erfolgte allerdings nicht wie beabsichtigt in der exakt gleichen Position. Um die Tauglichkeit der Prüfmaske zu prüfen, wurden jeweils die Grenzdämmung und die Dämmung der leeren Öffnung gemessen. Zur Ermittlung der Grenzdämmung wurde die Öffnung von beiden Seiten aus mit jeweils drei 19 mm dicken, zusammen geschraubten Spannplatten geschlossen und mit Terostat abgedichtet. Im Hohlraum befand sich wiederum Mineralwolle.

Wie aus **Bild 8** ersichtlich, verläuft die Grenzdämmung in beiden Fällen ziemlich gleichmäßig. Ab 80 Hz war sie ausreichend hoch, bei den höheren Frequenzen eigentlich überdimensioniert. Dies war jedoch beabsichtigt, da auch Kombinationen von VIP mit zusätzlichen Schichten gemessen werden sollten. Für die Schalldämmung der Öffnung in der Prüfmaske würde man 0 dB erwarten. Aufgrund von Beugungseffekten erhält man jedoch oberhalb 100 Hz Schalldämmmaße von bis zu 3 dB, darunter noch weit höhere und sogar negative Werte.

Die Grenzdämmung im August 2007 war durchweg höher ausgefallen als im Februar 2007, die Dämmung der leeren Öffnung ab 250 Hz in beiden Fällen ungefähr gleich. Die unterschiedliche Positionierung der Prüfmaske im Februar und August wirkt sich offenbar hauptsächlich auf die Dämmung der leeren Öffnung bei 160 Hz und 200 Hz aus.



Bild 7:  
Prüfmaske im Türenprüfstand

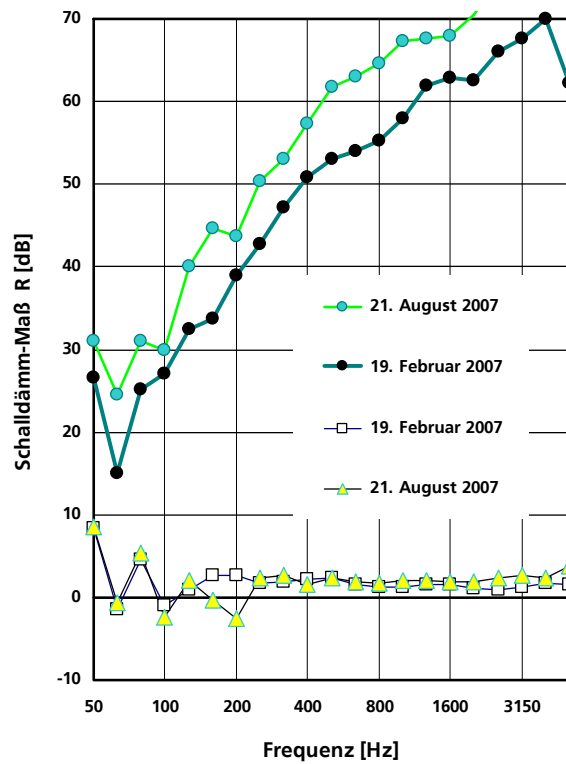


Bild 8:  
Grenzämmung und Dämmung der Prüfmaskenöffnung

Bild 8 wirft die Frage auf, in welchem Frequenzbereich die in der Prüfmaste gemessenen VIP-Schalldämmungen ausreichende Genauigkeit besitzen. Den Bereich unterhalb 100 Hz wird man von vornherein ausschließen, bei hohen Frequenzen darf man dagegen genaue Ergebnisse erwarten. Wie die Genauigkeit mit zunehmender Frequenz zunimmt, ist eine Frage, die nicht abschließend geklärt werden konnte. Es gibt aber einige Anhaltspunkte.

Bei Messungen an gleichen Folien unterschiedlicher Größe, einmal im Wandprüfstand (12 m<sup>2</sup>), einmal im Türenprüfstand (2 m<sup>2</sup>), ergab sich ab 400 Hz eine gute Übereinstimmung mit einer maximalen Differenz von 2.5 dB [May06]. Für die kleinere VIP-Prüföffnung (0.6 m<sup>2</sup>) dürfte sich eine ähnliche Genauigkeit erst bei etwas höheren Frequenzen einstellen. Eine präzisere Aussage konnte nicht gemacht werden, da die Beugung, insbesondere der Nischeneffekt, von den Details der Prüfmastengeometrie abhängt und nicht ohne großen Aufwand berechnet werden kann. (Ein Versuch mit der Näherung von Vinokur [Vin06] scheiterte daran, dass die veröffentlichten Ergebnisse nicht reproduziert werden konnten.) Zur genaueren Bestimmung des "verlässlichen" Frequenzbereichs wurden Messungen an Prüflingen mit bekannter Schalldämmung (z. B. Folie, dünne Stahlplatte) geplant.

### 3.1.1.2 Vergleichsmessungen

Die benutzten Vergleichsmaterialien sind in **Tabelle 2** zusammengestellt. Während mit den Folien und den Stahlplatten das Massegesetz "beschworen" werden sollte, dienten die Styrodurplatten als Vergleich zu den VIP. Die Messergebnisse für die Folien und Stahlplatten sind in **Bild 9** den mit LAYERS [May99] berechneten Kurven gegenübergestellt.

Tabelle 2:  
Vergleichsmaterialien

Material	Dicke [mm]	Masse [kg/m <sup>2</sup> ]	R <sub>w</sub> Massegesetz [dB]
Folie	0.1 .. 1	0.1 .. 1.2	3 .. 14
Stahl	0.5 .. 1	3.9 .. 7.8	23 .. 29
Styrodur	20 .. 100	0.3 .. 2.2	6 .. 19

Die berechneten Kurven in Bild 9 verlaufen nach dem Massegesetz. Die entsprechenden Messwerte liegen meistens deutlich höher, und zwar – betrachtet man nur Terzwerte ab 400 Hz – um bis zu 4 dB. Die beste Übereinstimmung findet man bei der 1 mm dicken Stahlplatte mit maximal 3 dB Abweichung bzw. 2 dB, wenn man erst ab 800 Hz vergleicht. Ein "verlässlicher Frequenzbereich" für genaue Messergebnisse lässt sich auch aus dieser Messreihe nicht ableiten. Man könnte aber daraus schließen, dass sich vermutlich ab 315 Hz und deutlicher ab 400 Hz Tendenzen ablesen lassen und dass die Abweichungen von den erwarteten Werten zu höheren Frequenzen in der Regel abnehmen. Mit Differenzen von 4 dB muss gerechnet werden.

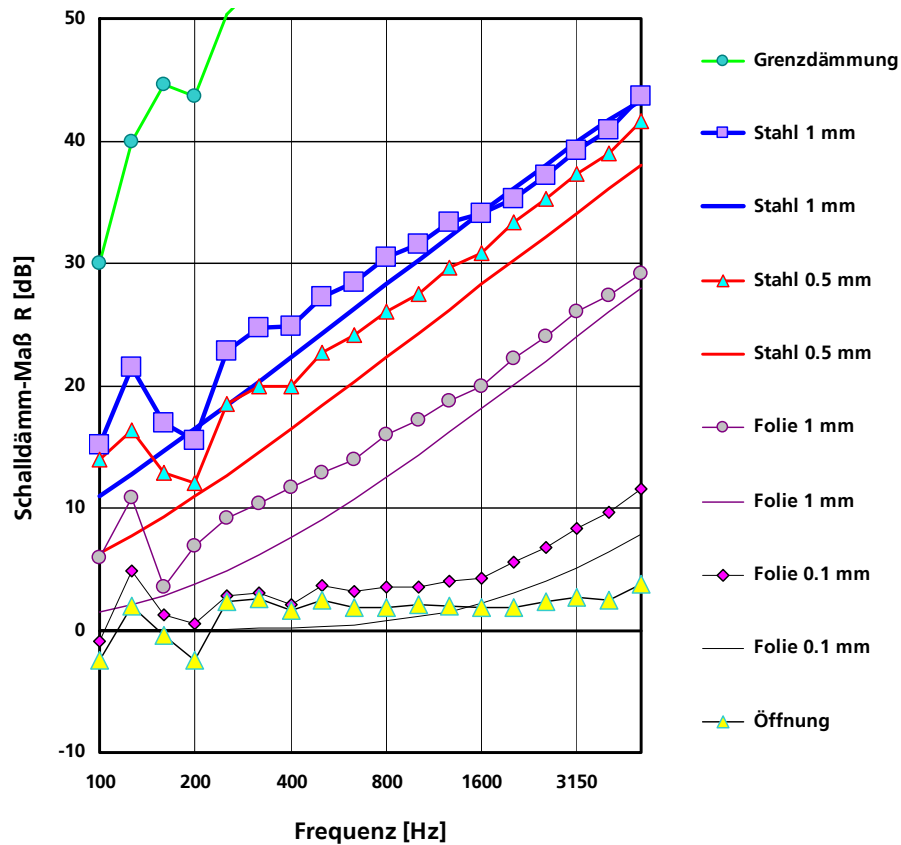


Bild 9: Grenzdämmung und Dämmung der Prüfmaskenöffnung sowie Messwerte (Kurven mit Symbolen) und LAYERS-Rechenwerte (Kurven ohne Symbole) für verschiedene Prüflinge

Aufgrund der Prüfmaskengeometrie und der relativ kleinen Prüflingsfläche sind also die gemessenen Schalldämm-Maße durch Beugungseffekte teilweise stark beeinflusst. Die Ergebnisse sind mit einer unvermeidlichen, nicht genau bekannten Unsicherheit behaftet. Trotzdem wird die Genauigkeit des Messverfahrens mit Prüfmaske für die Zwecke des Projekts als ausreichend betrachtet, da weniger Absolutwerte als vielmehr die Unterschiede zwischen ähnlichen Prüflingen im Vordergrund stehen. In dieser Hinsicht lassen sich oberhalb 315 Hz und besser noch ab 800 Hz Tendenzen verlässlich ableiten.

### 3.1.2 Messergebnisse

#### 3.1.2.1 Originale VIP

In der ersten Messserie wurden zehn unterschiedliche VIP-Varianten (V001 bis V010) untersucht. Jede Variante war mit zwei nominell gleichen Exemplaren vertreten. Die gemessenen Schalldämm-Maße der beiden Exemplare einer Variante unterschieden sich ab 100 Hz um maximal 3.1 dB, ab 400 Hz um maximal nur 1.7 dB. Als Beispiel sei im **Bild 10** die Variante V009 herausgegriffen (3.1 dB Differenz bei 125 Hz). Aufgrund der guten Übereinstimmung genügt es, im Folgenden nur noch die über beide Exemplare gemittelten Schalldämm-Maße zu betrachten.

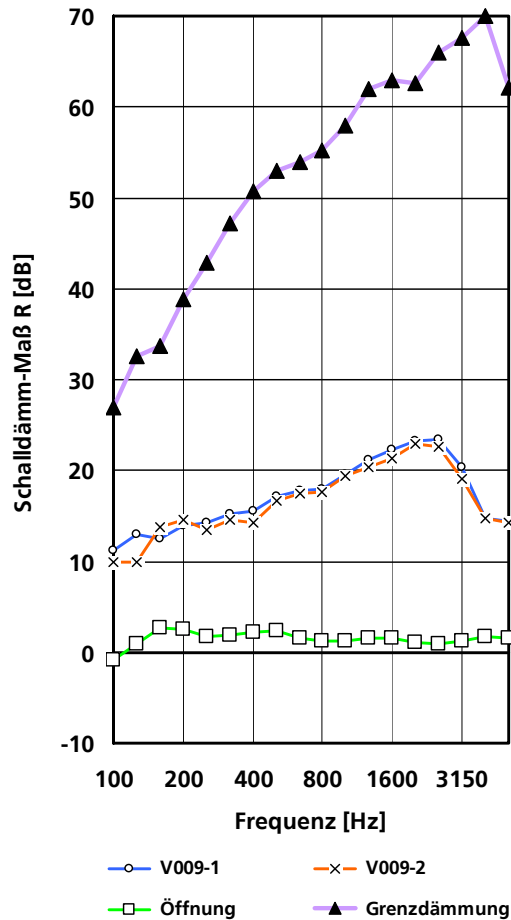


Bild 10:  
Vergleich der beiden Exemplare von Variante V009 mit Grenzdümmung und  
Dämmung der Prüföffnung

Die zehn Diagramme von **Bild 11** zeigen die mittleren Schalldämm-Maße der VIP-Varianten im Vergleich zum Verlauf des Massegesetzes (für diffusen Schalleinfall mit maximalem Einfallswinkel  $\Theta_{\max} = 78^\circ$ , berechnet nach der Formel (3) in [May06]). Die bewerteten Schalldämm-Maße  $R_w$  und die flächenbezogenen Massen sind in **Tabelle 3** zusammengestellt.

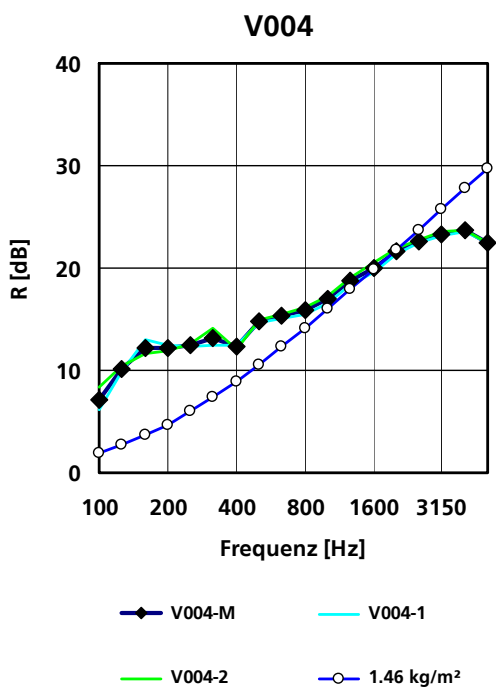
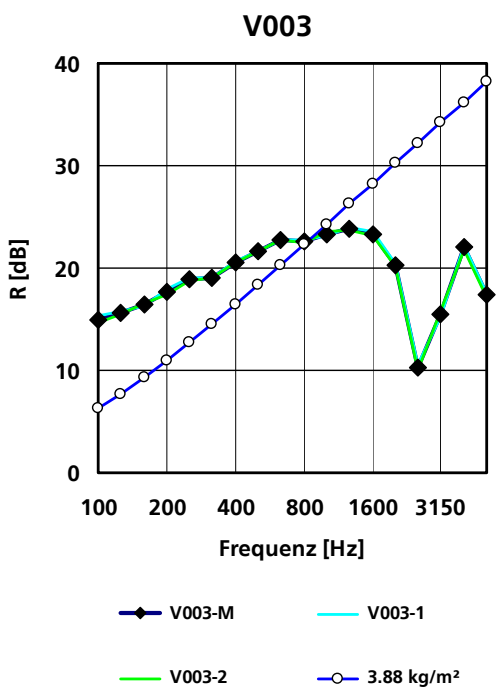
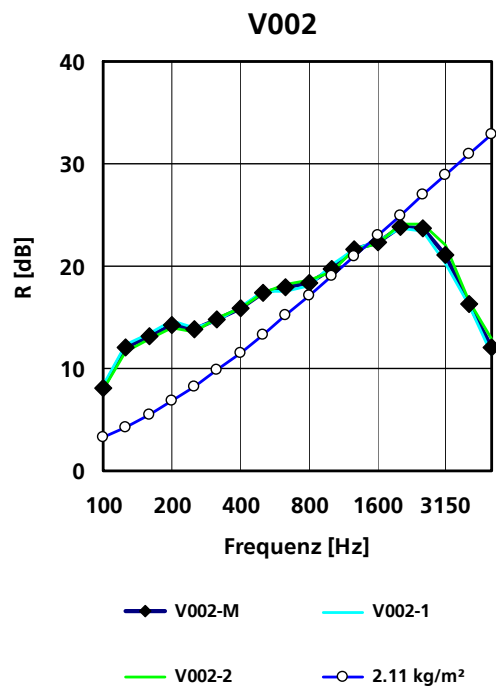
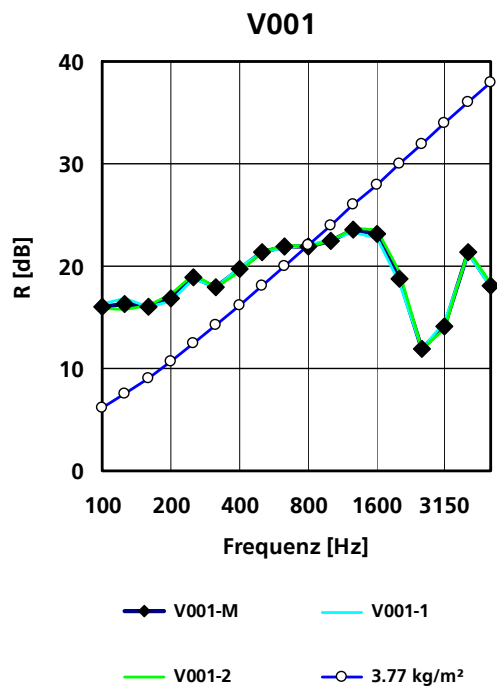


Bild 11:  
 Einzelmessungen (V...-1 und V...-2), mittleres Schalldämm-Maß (V...-M) und  
 Massegesetz ( ... kg/m<sup>2</sup>)



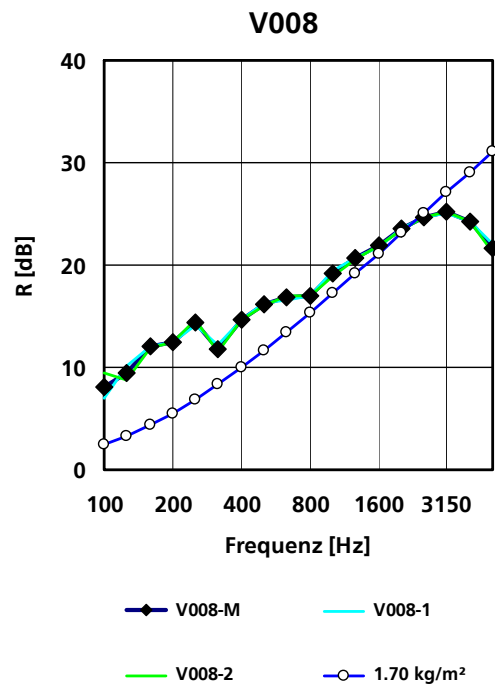
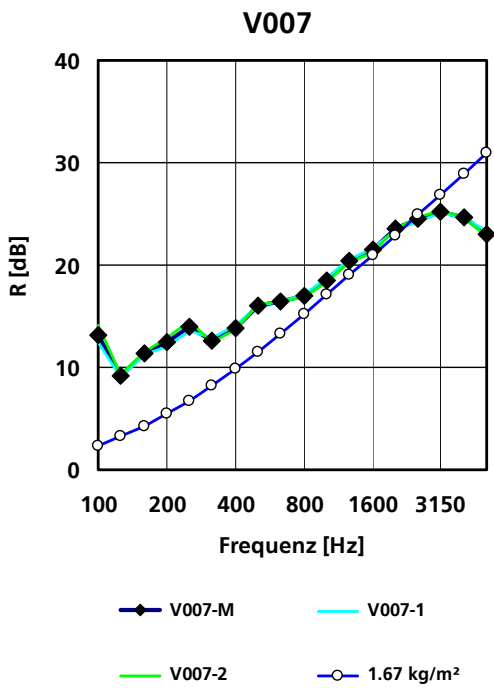
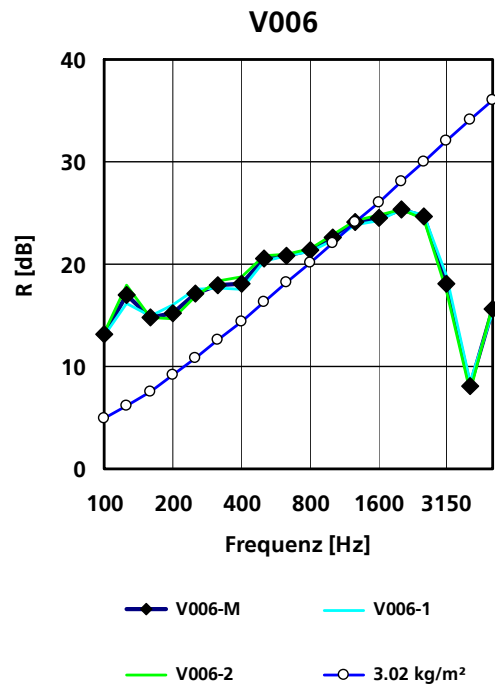
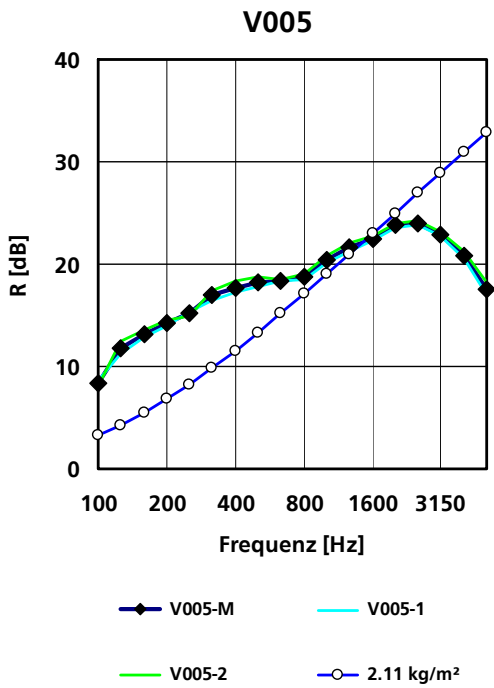


Bild 11:  
(Fortsetzung)

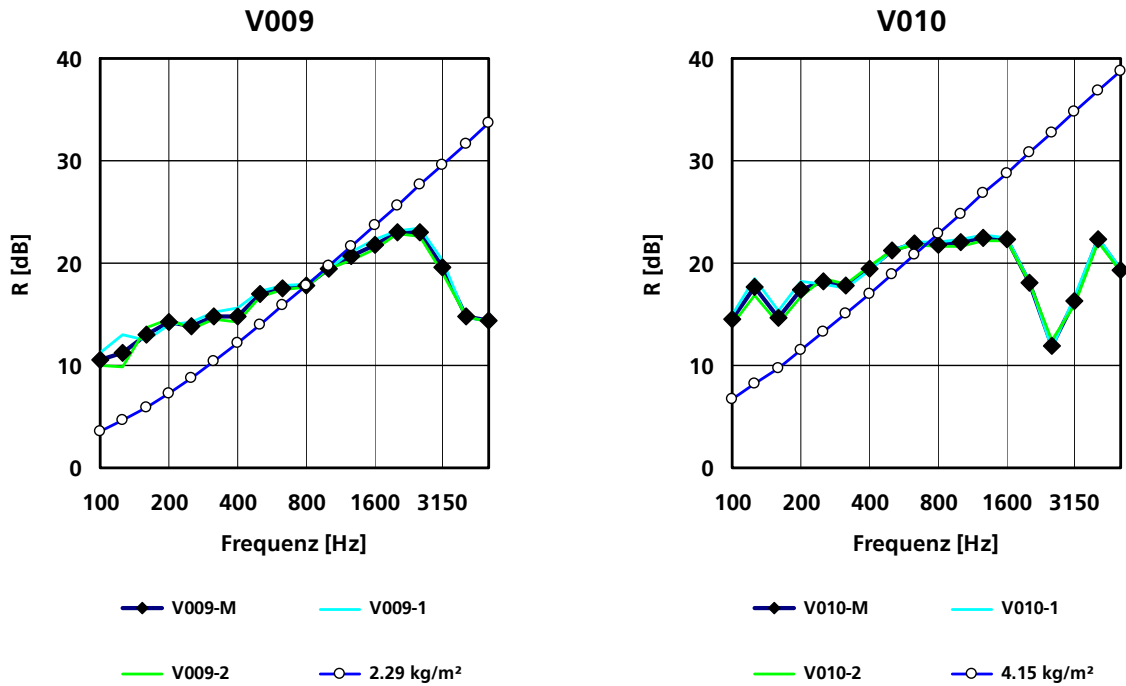


Bild 11:  
(Schluss)

Tabelle 3:  
Mittelwerte für die ersten zehn VIP-Varianten

Kennung	Dicke [mm]	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	R <sub>w</sub> Massegesetz [dB]	R <sub>w</sub> gemessen [dB]	Δ R <sub>w</sub> [dB]
V001	20	3.77	23	20	-3
V002	10	2.11	18	20	2
V003	20	3.88	23	20	-3
V004	20	1.46	16	18	2
V005	30	2.11	18	21	3
V006	14	3.02	21	22	1
V007	7	1.67	17	19	2
V008	4	1.70	17	20	3
V009	10	2.29	19	20	1
V010	21	4.15	24	20	-4

Zwischen 100 Hz und ungefähr 800 Hz liegen die Messergebnisse meist deutlich oberhalb des Massegesetzes. Ab ungefähr 800 Hz sind die Messwerte bei sieben der zehn Varianten für drei bis sechs Terzen nahe bei den Massegesetzkurven; bei den restlichen drei Varianten (V001, V003 und V010), die bei 2.5 kHz ein ausgeprägtes Koinzidenzminimum besitzen, findet man einen flacheren oder fast horizontalen Verlauf. Die sieben erstgenannten Varianten besitzen ihr Koinzidenzminimum bei 4 kHz oder höher, was sich günstig im  $R_w$ -Wert auswirkt, der den Wert nach dem Massegesetz um bis zu 3 dB übersteigt (Tabelle 3). Dagegen sind die  $R_w$ -Werte der Varianten V001, V003 und V010 um drei bis vier Dezibel schlechter als die der zugehörigen Massegesetzverläufe. (Aufgrund des tiefen Minimums bei 2.5 kHz greift die Bezugskurve hier erst ab 800 Hz oder gar erst ab 1600 Hz, während sie sich bei den sieben günstigeren Varianten schon ab 315 Hz oder 400 Hz auswirkt.)

Wie bereits erwähnt, lässt sich die untere Grenze des "aussagekräftigen Frequenzbereichs" der gemessenen Schalldämmkurven aus den Messungen alleine nicht angeben. Die Tatsache, dass sich ab 800 Hz häufig Masseverhalten zeigt, mag als Hinweis gelten, dass diese untere Grenze etwa bei 800 Hz liegen könnte.

Die folgenden Diagramme zeigen die Schalldämm-Maße der zweiten Messserie im Vergleich zum Verlauf des Massegesetzes. Die bewerteten Schalldämm-Maße  $R_w$  und die flächenbezogenen Massen sind in **Tabelle 4** zusammengestellt.

Tabelle 4:  
Ergebnisse für die VIP der zweiten Messserie und für zwei Styrodur-Platten

Kennung	Dicke [mm]	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	Mittelwert [kg/m <sup>2</sup> ]	$R_w$ Massegesetz [dB]	$R_w$ gemessen [dB]	$\Delta R_w$ [dB]
V011-1	28 .. 30	5.90	5.7	26	29	3
V011-2	25 .. 30	5.79			19	- 7
V011-3	26 .. 33	5.46			18	- 8
V012-1	11 .. 15	2.70	2.7	20	18	- 2
V012-2	11 .. 15	2.71			20	0
V013-1	15 .. 25	3.96	4.0	23	26	+ 3
V013-2	15 .. 20	4.00			26	+ 3
V014-a	28 .. 33	5.47	5.6	26	17	- 9
V014-b	27 .. 30	5.72			17	- 9
V014-c	28 .. 33	5.68			16	- 10
Styro 2	20	0.55	-	9	12	+ 3
Styro 10	100	3.63	-	22	23	+ 1

Die Paneele vom Typ V012 und V014 enthalten mikroporöses Silica, sind aber anders hergestellt als die bisherigen. Im Gegensatz zu V001, V002, V003, V009 und V010, die genau quaderförmig sind, entsteht beim neuen Herstellungsverfahren nur annähernd eine Quader; die Dicke schwankt zwischen 11 und 15 mm (V012) bzw. 27 bis 33 mm (V014).

Die beiden nominell gleichen Paneele V012-1 und V012-2 unterscheiden sich in ihrer Schalldämmung deutlich stärker als dies bei den Paneelen der ersten Messserie der Fall war (**Bild 12 links**). Da die Masse beider Paneele fast gleich ist, liegt der Schluss nahe, dass beim neuen Herstellungsverfahren – vermutlich im Zusammenhang mit einer etwas inhomogenen Dichteverteilung – stärkere Schwankungen in den elastischen Eigenschaften auftreten.

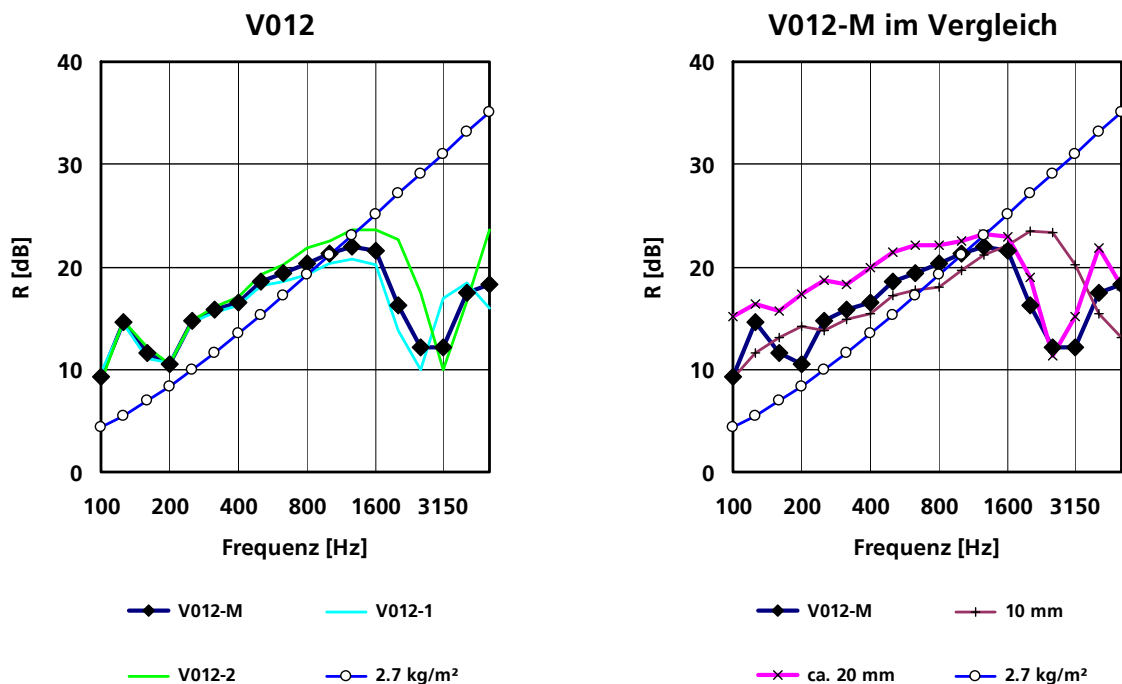


Bild 12:

Links: Gemessene Schalldämm-Maße von VIP-Platten V012 (11 bis 15 mm dick) im Vergleich zum Massegesetz (2.7 kg/m<sup>2</sup>); V012-M: Mittelwert

Rechts: V012-M im Vergleich zum Mittelwert aus V002 und V009 (10 mm dick, 2.1 .. 2.3 kg/m<sup>2</sup>) und zum Mittelwert aus V001, V003 und V010 (ca. 20 mm dick, 3.8 .. 4.2 kg/m<sup>2</sup>)

Im rechten Diagramm von **Bild 12** ist der Mittelwert V012-M Mittelwerten aus der ersten Messserie gegenübergestellt. Bis 1250 Hz wird die V012-M-Kurve wie zu erwarten von den Vergleichskurven umschlossen, während sie bei höheren Frequenzen eher der "ca. 20 mm"-Kurve folgt. Angesichts der relativen Lage der Minima ist zu vermuten, dass das neue Herstellungsverfahren im Vergleich zum alten zu steiferen Platten führt.

**Bild 13** zeigt Ergebnisse für verschiedene Innendrucke. Der niedrigste (ca. 8 mbar) ist eine Größenordnung höher als bei "normaler" Evakuierung, die im Diagramm nicht vertreten ist. Der Dämmungsverlauf weist mit mehreren Minima im höheren Frequenzbereich bisher nicht bekannte Besonderheiten auf. Eine weitere Erhöhung des Innendrucks auf ca. 100 mbar führt zu drastischen Änderungen in der Dämmkurve, während sich ein weiterer Faktor fünf (ca. 500 mbar) kaum noch auswirkt. Das jeweils erste Minimum der drei Kurven könnte als Koinzidenzminimum interpretiert werden, das sich mit zunehmendem Innendruck zu höheren Frequenzen verschiebt, weil sich die Biegesteife dabei verringert hat. (Höhere Innendrucke bedeuten im Prinzip einen (kleinen) Beitrag zum Gesamt-Kompressionsmodul. Die Biegesteife wird jedoch dadurch praktisch nicht beeinflusst.)

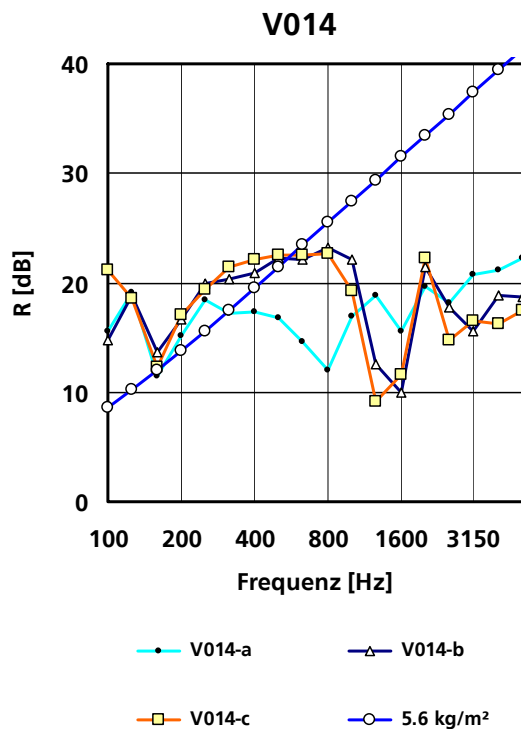


Bild 13:

Gemessene Schalldämm-Maße von VIP-Platten (V014, 27 bis 33 mm dick) mit verschiedenen Innendrücken im Vergleich zum Massegesetz (5.6 kg/m<sup>2</sup>).

V014-a: ca. 8 mbar; V014-b: ca. 100 mbar; V014-c: ca. 500 mbar

In den beiden Diagrammen von **Bild 14** sind Dämmkurven von VIP mit "Pulver"-Füllung zu sehen. Bei der dünneren Variante (V013) stimmen die Messergebnisse für die beiden Exemplare recht gut überein; der Verlauf ist gut interpretierbar. Dagegen zeigt im Fall des dickeren Typs V011 nur das Exemplar V011-1 den gewohnten Verlauf. Möglicherweise ist bei den beiden anderen der Innendruck höher als beabsichtigt.

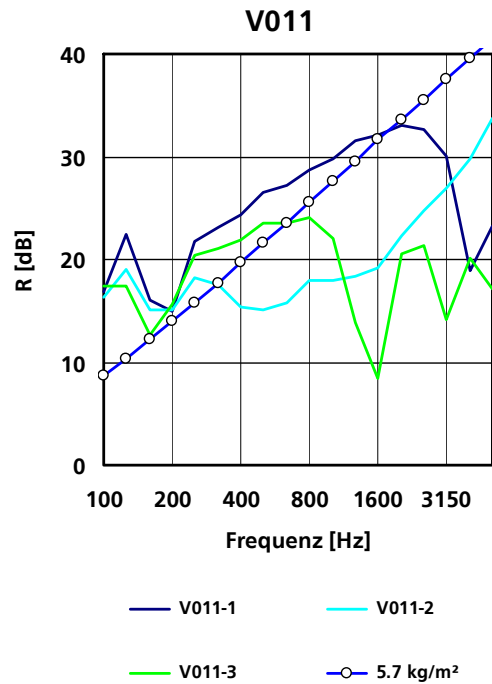
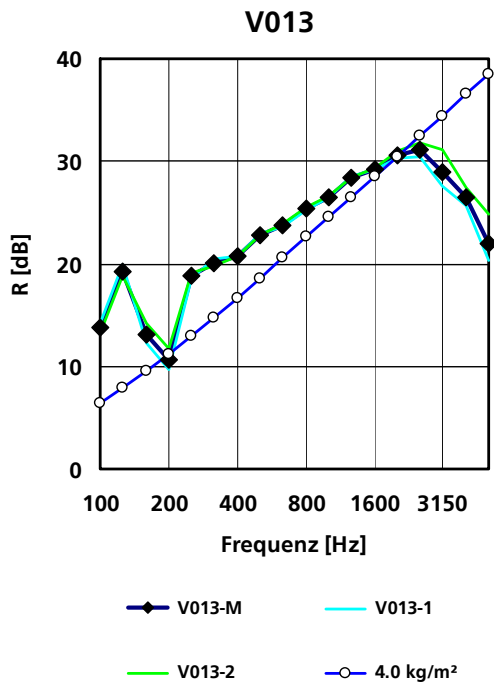


Bild 14:  
 Gemessene Schalldämm-Maße von "Pulver"-Platten im Vergleich zum Massegesetz (.. kg/m<sup>2</sup>).  
 V013: 15 bis 25 mm dick, V013-M: Mittelwert, V011: 25 bis 33 mm dick

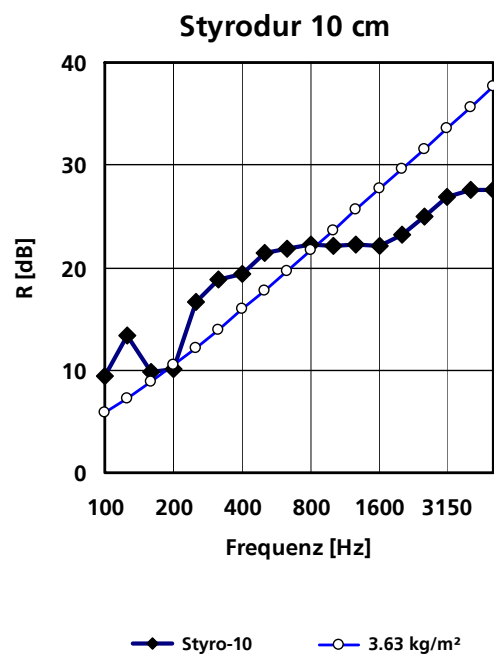
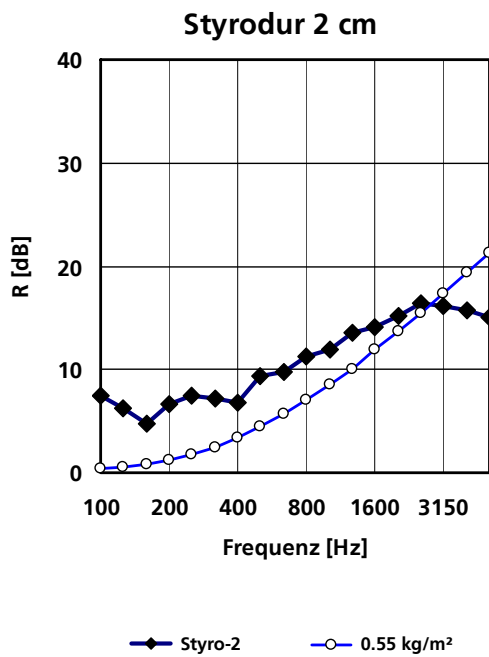


Bild 15:  
 Gemessene Schalldämm-Maße von Styrodur-Platten im Vergleich zum Massegesetz (.. kg/m<sup>2</sup>)

Zu Vergleichszwecken wurden zwei Styrodur-Platten, die ebenfalls der Wärmedämmung dienen, gemessen. Bei der dünneren sieht man nach dem Massegesetzanstieg ein Abbiegen – vermutlich zur Koinzidenz (**Bild 15**). Bei der dickeren beobachtet man ab 1 kHz einen eher untypischen Verlauf, der einer genaueren Analyse bedarf.

### 3.1.2.2 Belüftete VIP

Es sollte unter anderem untersucht werden, wie sich die Schalldämmung eines VIP ändert, wenn seine Hülle beschädigt wird. Unmittelbar vor dieser Beschädigung (im Folgenden als Belüftung bezeichnet) wurde die Schalldämmung im unversehrten Zustand gemessen, um einen sauberen Vergleich "Vorher – Nachher" zu ermöglichen. Dann wurden ausgewählte VIP (die "Zweit-Exemplare") mit einem spitzen Gegenstand (Stichel oder Nagel) angestochen. Etwa zwanzig Löcher mit ca. 2 mm Durchmesser sollten für eine schnelle und gleichmäßige Belüftung sorgen. Dabei wurde sorgfältig darauf geachtet, dass die "Haut" der VIP nur auf einer Seite perforiert wurde und die andere intakt blieb. Nach ca. fünf Minuten folgte eine zweite Schalldämmungsmessung.

Die Ergebnisse (**Bilder 16 bis 27**) liefern kein einheitliches Bild. Häufig bewirkt die Belüftung eine Reduktion im Bereich der maximalen Dämmung, mehrfach auch eine Erhöhung im Bereich eines Einbruchs. In **Bild 18** fällt auf, dass die beiden ähnlichen VIP verschieden reagieren. In **Bild 19** verschiebt sich der Koinzidenzeinbruch um eine Terz zu tieferen Frequenzen, was einer Erhöhung der Biegesteife um den Faktor 1.6 entspricht. Bei konstantem E-Modul müsste dafür die Dicke um 17% zugenommen haben. Von einer einheitlichen Dicke kann bei V012-2 nach der Belüftung allerdings nicht mehr die Rede sein (**Bild 17**). Dagegen blieb V002-2 ziemlich "in Form" (**Bild 16**).

**Bild 20** zeigt diese Verschiebung des Minimums mehrfach. Hier wird es jedoch gleichzeitig wesentlich in der Tiefe reduziert, was auf eine starke Erhöhung der inneren Dämpfung schließen lässt. Das Diagramm rechts unten zeigt die zeitliche Entwicklung der Belüftung: Zwei Minuten Belüftung durch zwei Löcher wirkt sich noch kaum auf die Dämmung aus, während bei ca. zwanzig Löchern der VIP nach ungefähr fünf Minuten vollständig belüftet ist.

Auch bei den VIP mit offenporigem Polyurethan oder Mikrofaservlies als Stützmaterial beobachtet man diese Verschiebung des Koinzidenzeinbruchs (**Bilder 21 und 23**). Dagegen zeigt das mit 4 mm dünnste VIP mit grober Glasfaser als Stützmaterial nach der Belüftung ein völlig anderes Verhalten: eine fast konstante Dämmung unter 10 dB über zwei Oktaven bis 1600 Hz und einen anschließenden steilen Anstieg (**Bild 24**). Ganz ähnlich sieht es bei den mit "Pulver" gefüllten VIP aus (**Bild 27**). Bei V011-2 darf man wohl annehmen, dass das VIP bei der Herstellung nur unvollständig evakuiert wurde. Das "Zusammensacken" der Füllung ist in diesen Fällen unübersehbar (**Bilder 27 und 26**). Angesichts der stark streuenden Ergebnisse und ihrer teils unsicheren Reproduzierbarkeit wird auf eine eingehendere Interpretation verzichtet. Eine rechnerische Modellierung müsste sich mit der Akustik granularer Medien befassen und wäre auch wegen der ungleichmäßigen Dicke sehr aufwändig. **Tabelle 5** zeigt den Einfluss der Belüftung auf das bewertete Schalldämm-Maß  $R_w$ .



Bild 16:  
Panel V002-2 in der Prüfmaske des Türenprüfstands:  
links: original; rechts: belüftet



Bild 17:  
Panel V012-2 in der Prüfmaske des Türenprüfstands:  
links: original; rechts: belüftet



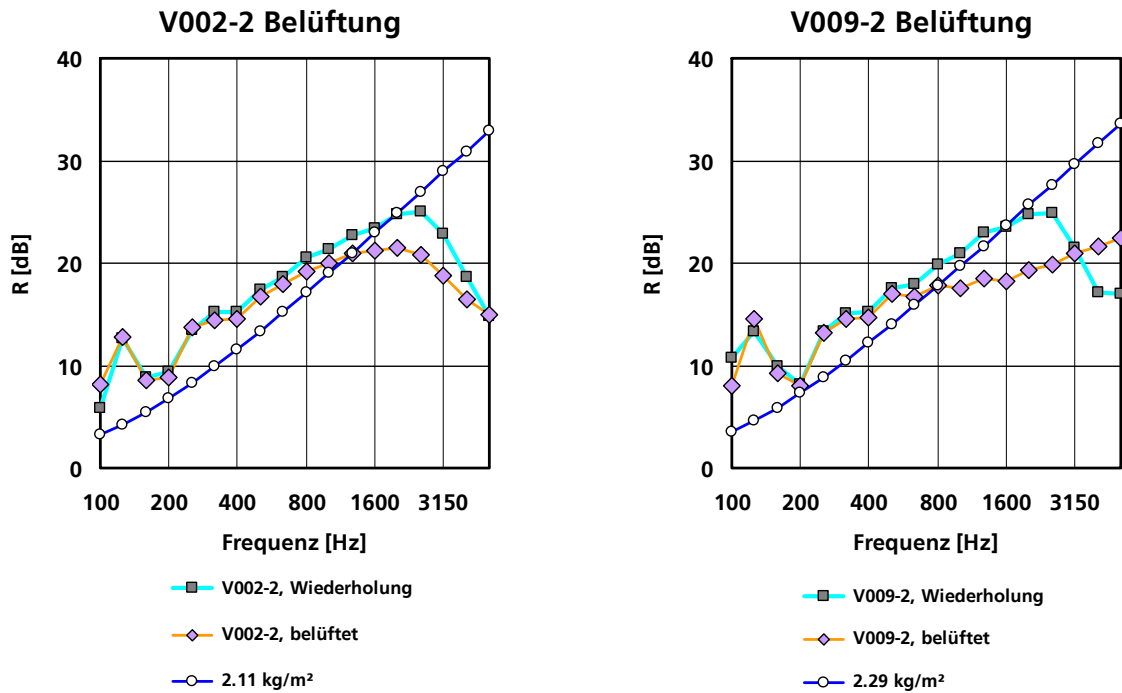


Bild 18:  
 Gemessene Schalldämm-Maße zweier VIP (mikroporöses Silica, 10 mm dick) vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz ( $\dots$  kg/m<sup>2</sup>)

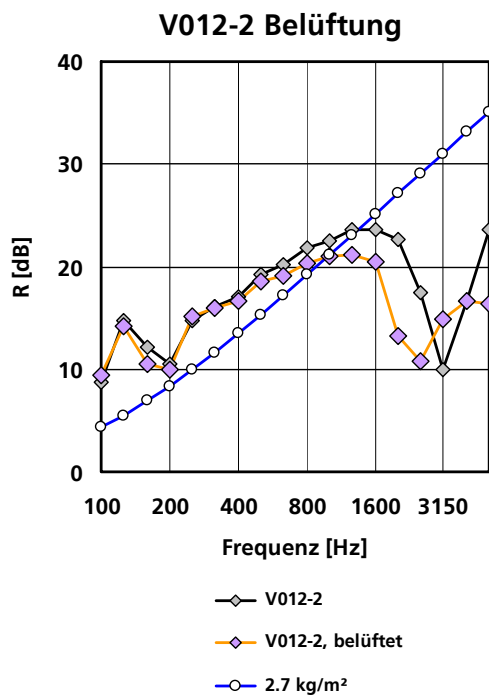


Bild 19:  
 Gemessene Schalldämm-Maße eines VIP (mikroporöses Silica (Variante), 11 bis 15 mm dick) vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz (2.7 kg/m<sup>2</sup>)

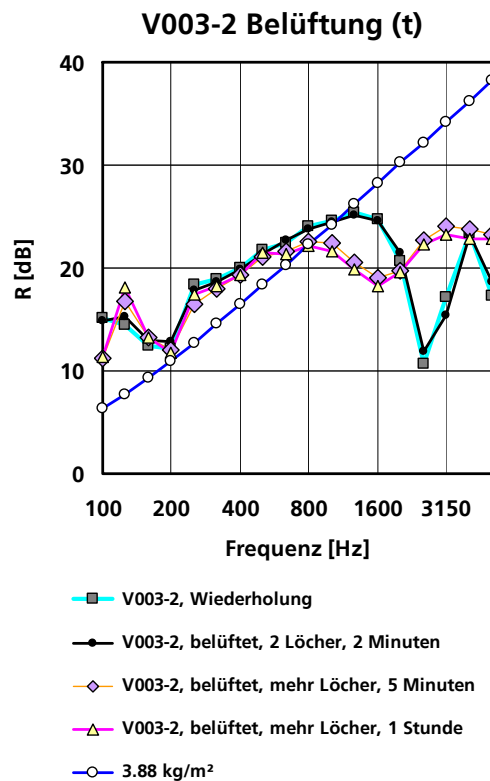
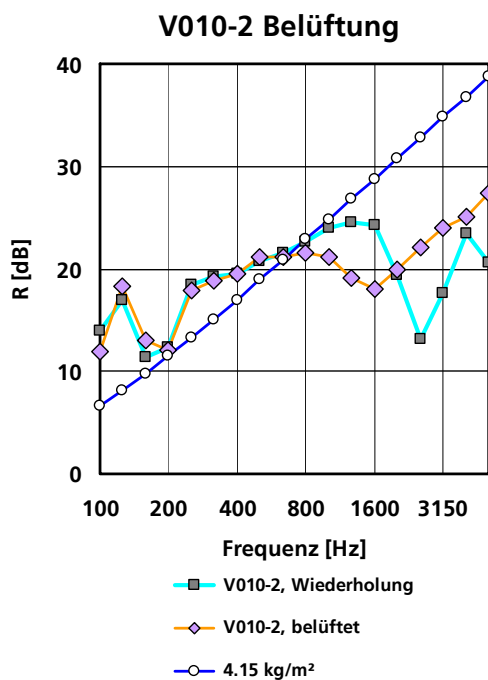
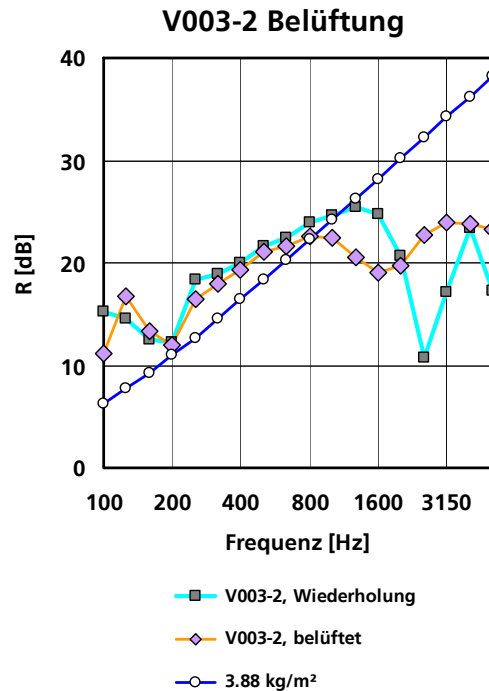
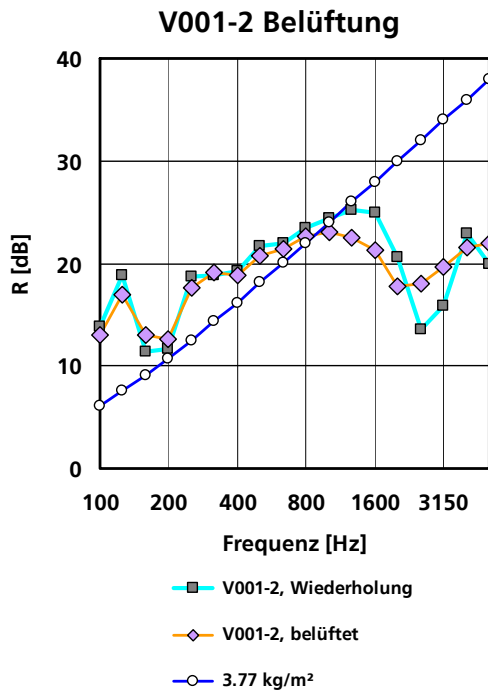


Bild 20:  
 Gemessene Schalldämm-Maße dreier VIP (mikroporöses Silica, ca. 20 mm dick) vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz (... kg/m<sup>2</sup>).  
 Das Diagramm rechts unten zeigt die zeitliche Entwicklung der Belüftung für V003-2.

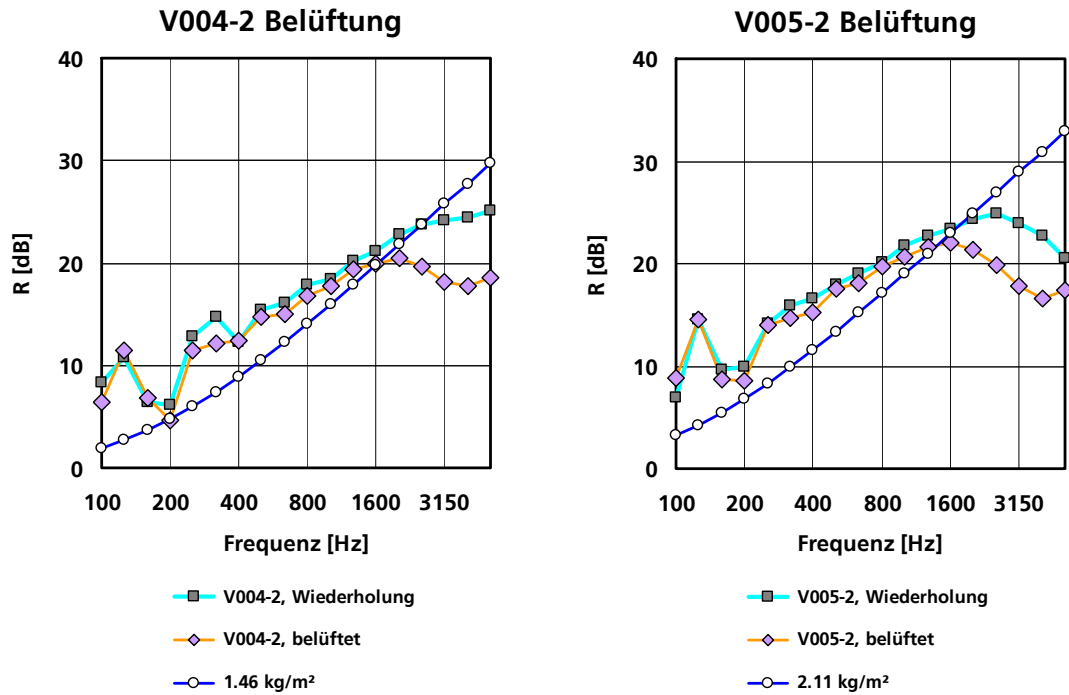


Bild 21:  
 Gemessene Schalldämm-Maße zweier VIP (offenporiges Polyurethan, 20 bzw. 30 mm dick) vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz ( $\dots$  kg/m<sup>2</sup>)



Bild 22:  
 Paneel V007-2 in der Prüfmaske des Türenprüfstands:  
 links: original; rechts: belüftet

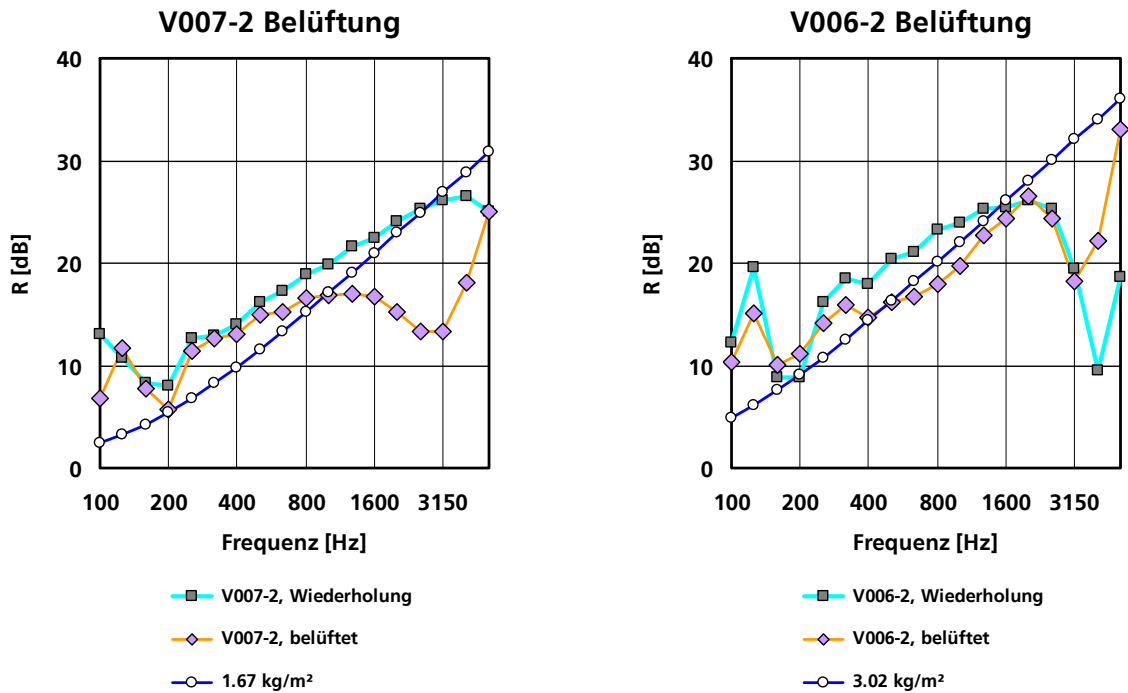


Bild 23:  
 Gemessene Schalldämm-Maße zweier VIP (Mikrofaservlies, 7 bzw. 14 mm dick)  
 vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz (.. kg/m<sup>2</sup>)

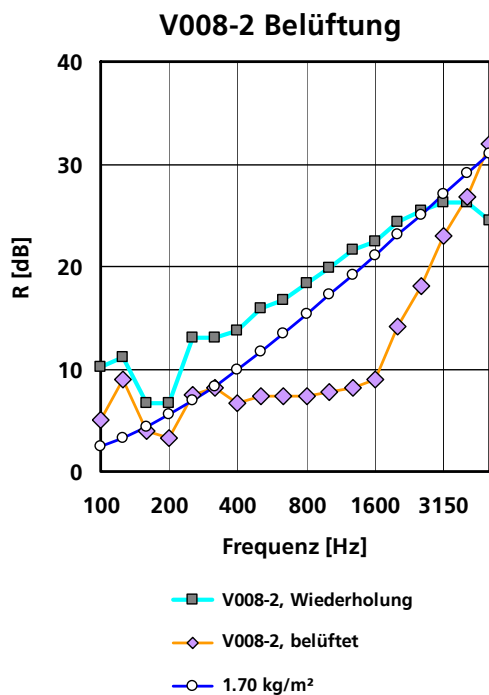


Bild 24:  
 Gemessene Schalldämm-Maße eines VIP (grobe Glasfaser, 4 mm dick)  
 vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz (1.70 kg/m<sup>2</sup>)



Bild 25:  
Paneel V011-1 in der Prüfmaske des Türenprüfstands:  
links: original; rechts: belüftet



Bild 26:  
Paneel V011-2 (links) und V013-2 (rechts) in der Prüfmaske des  
Türenprüfstands: beide belüftet

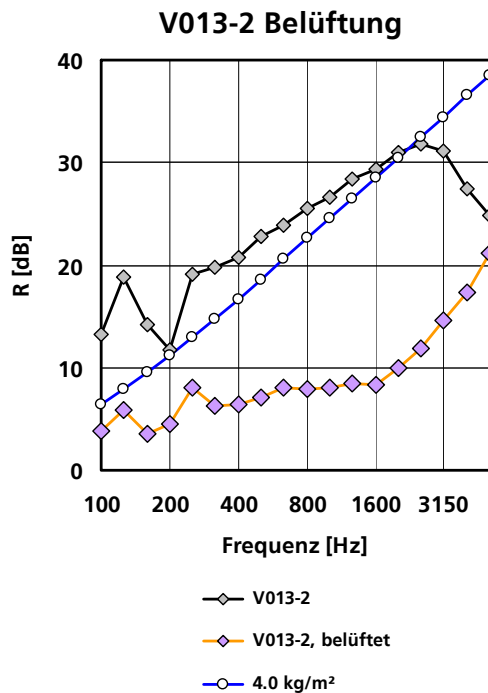
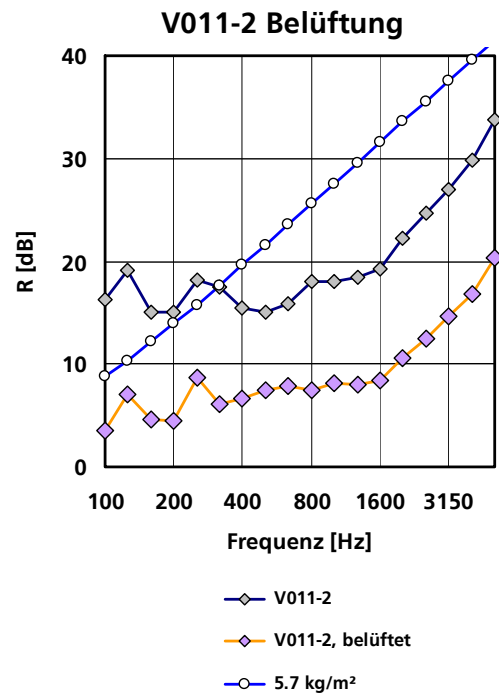
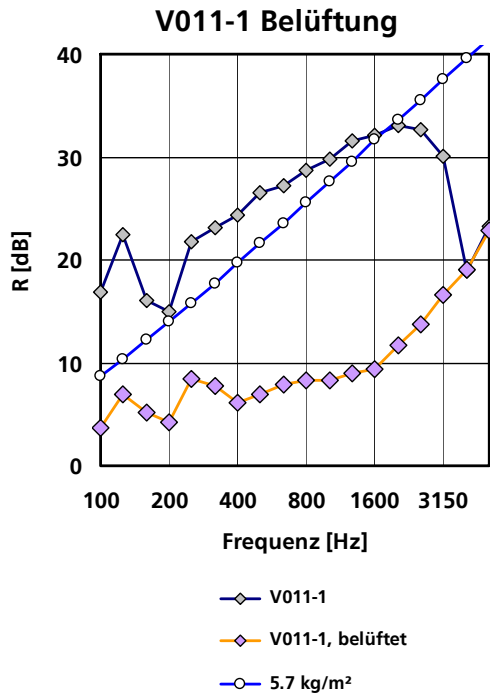


Bild 27:  
 Gemessene Schalldämm-Maße dreier VIP ("Pulver", V011: 25 bis 30 mm dick, V013-2: 15 bis 20 mm dick) vor und nach Belüftung im Vergleich zum Massegesetz (... kg/m<sup>2</sup>)

Tabelle 5:  
 Änderung des bewerteten Schalldämm-Maßes  $R_w$  durch Belüftung

Kennung	$R_w$ (belüftet) [dB]	$R_w$ (original) [dB]	$\Delta R_w$ [dB]	Bemerkung
V001-2	21	21	0	
V002-2	19	21	- 2	
V003-2	21 .. 22	21	0 .. + 1	zeitliche Entwicklung
V004-2	17	19	- 2	
V005-2	19	21	- 2	
V006-2	20	22	- 2	
V007-2	15	20	- 5	
V008-2	10	20	- 10	
V009-2	18	21	- 3	
V010-2	21	21	0	
V011-1	10	29	- 19	
V011-2	9	19	- 10	original intakt??
V012-2	18	20	- 2	
V013-2	9	26	- 17	



### 3.1.3 Reproduzierbarkeit

Bei einigen der belüfteten Paneele wurde die Schalldämmung im unversehrten Zustand zweimal gemessen, einmal in der ersten Messserie, einmal in der zweiten. Die Ergebnisse für den unversehrten Zustand unmittelbar vor der Belüftung sind den zuvor ermittelten in **Bild 28** gegenübergestellt. Die Unterschiede zwischen "erste Messserie" und "Wiederholung" sind vermutlich hauptsächlich zurückzuführen auf die unterschiedliche Positionierung der Prüfmaste und auf die üblichen Streuungen beim Einbau der Prüflinge in die Maske. In allen Fällen sind deutliche Minima der Wiederholungsmessungen bei ungefähr 200 Hz erkennbar. Diese haben offenbar wenig mit den Prüflingen als vielmehr mit der veränderten Prüfmastengeometrie zu tun. Aber auch oberhalb von 400 Hz ergaben sich maximale Unterschiede zwischen 2 und 3 dB. Dies bestätigt, dass das Messverfahren keine hohe absolute Präzision beanspruchen kann. Für unsere Zwecke erscheint die Wiederholgenauigkeit insgesamt jedoch als ausreichend.

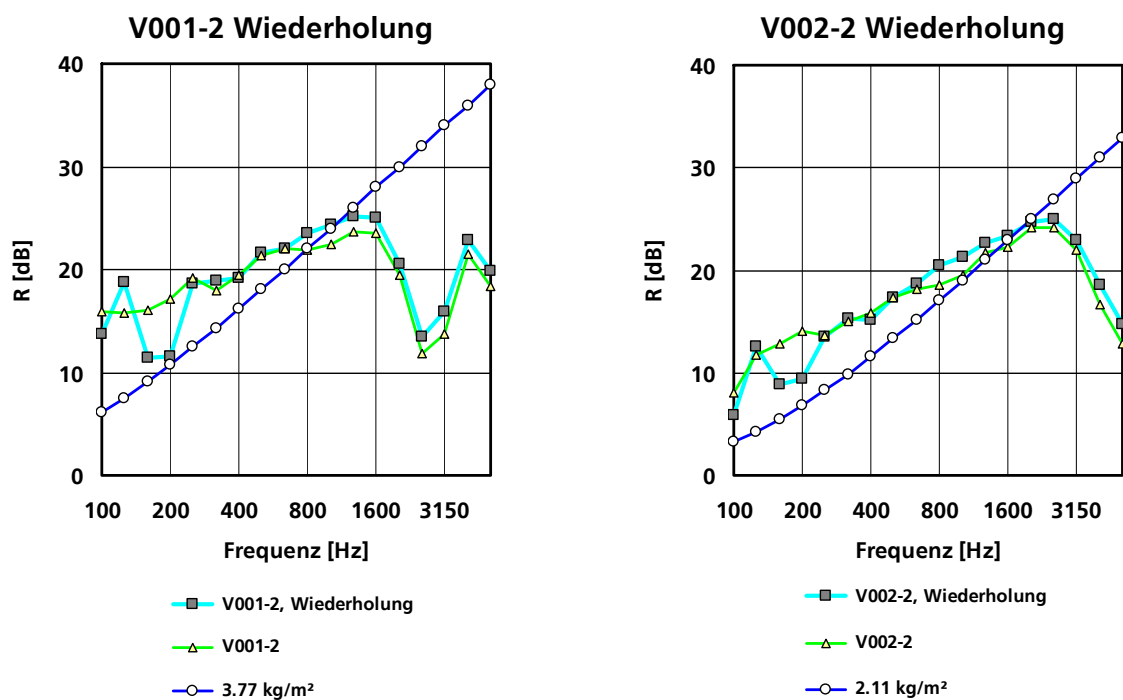


Bild 28:  
Schalldämm-Maß verschiedener VIP: Messungen vom Februar 2007,  
Wiederholungen im August 2007 und Massegesetz ( ...  $\text{kg/m}^2$ )



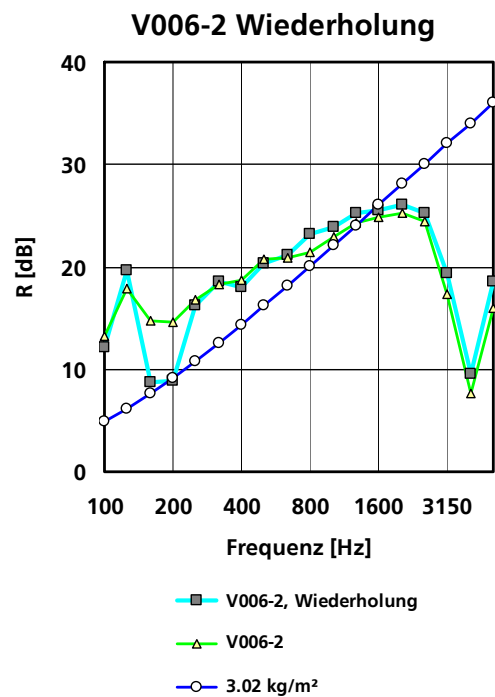
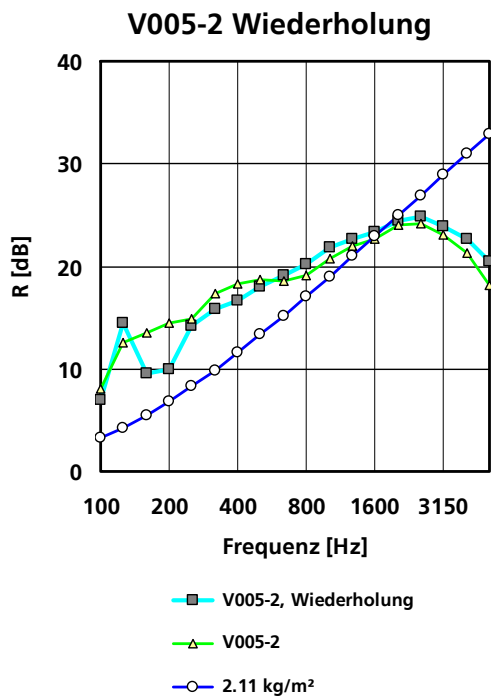
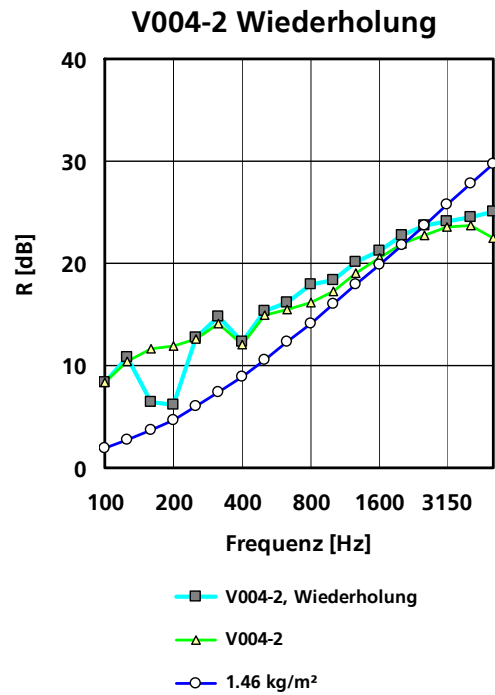
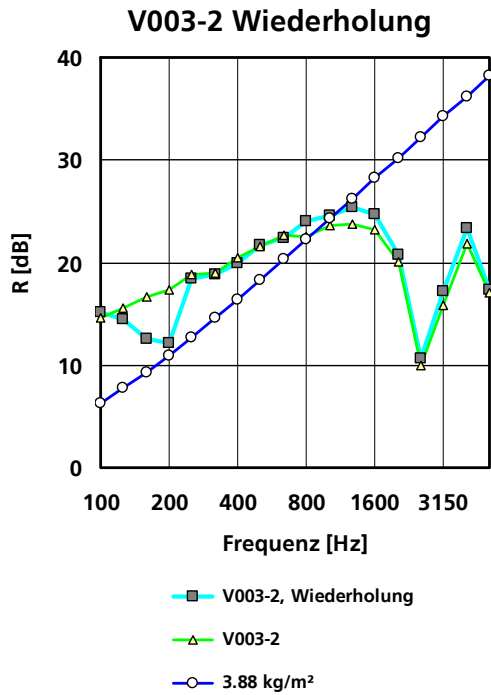


Bild 28:  
(Fortsetzung)

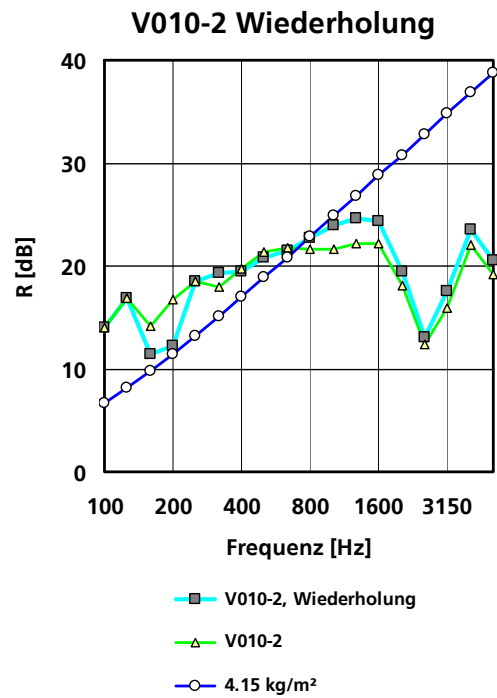
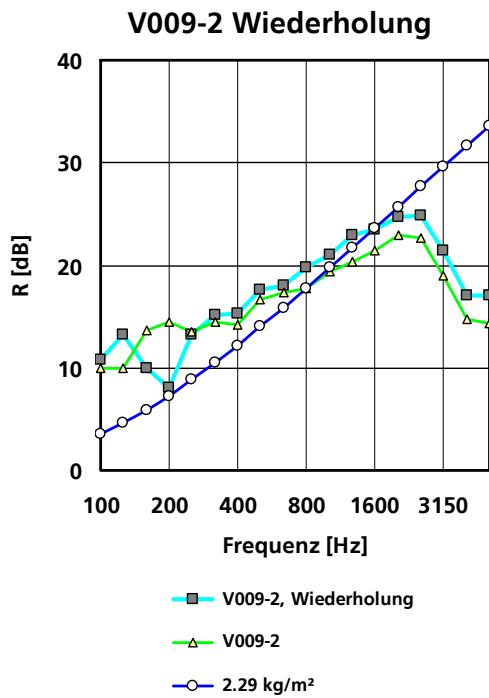
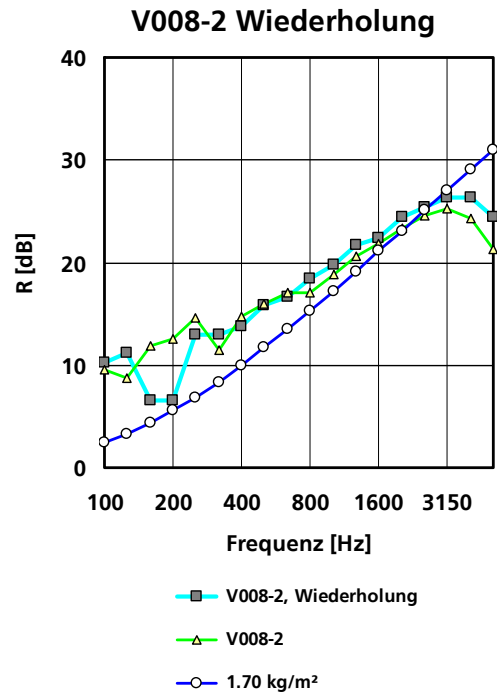
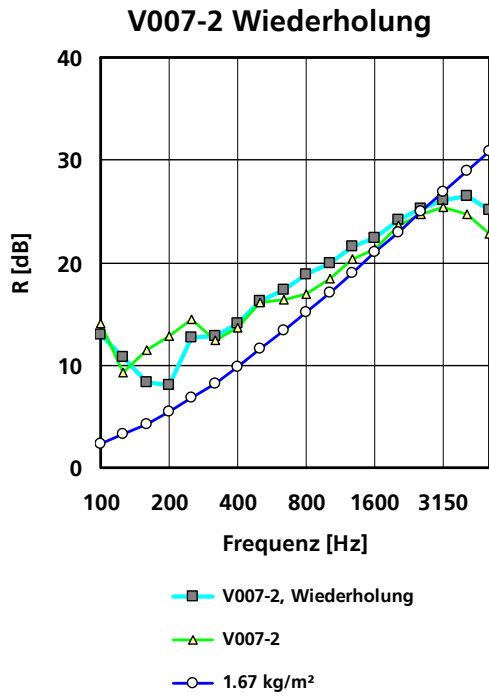


Bild 28:  
(Schluss)

### 3.1.4 Fazit

Die gemessenen Schalldämmkurven von unversehrten VIP zeigen typischerweise zunächst Massegesetzverhalten und biegen dann zu einem Minimum ab. (Die Paneele V014 mit absichtlich erhöhtem Innendruck sind in diesem Sinne untypisch.) Die Minima liegen bei 2 kHz oder höher, zum Teil oberhalb 5 kHz. Die bewerteten Schalldämm-Maße liegen zwischen 18 dB und 29 dB, teilweise oberhalb (max. 3 dB), teilweise unterhalb (max. 4 dB) der  $R_w$ -Werte für Massegesetzverhalten. Bei Belüftung der VIP verschlechtert sich die Schalldämmung in aller Regel – zum Teil drastisch, insbesondere wenn das Stützmaterial zusammensackt und das Paneel im oberen Teil sehr dünn und leicht wird.

## 3.2 Fassadenpaneele mit integrierten VIP

Als aktuelle Anwendungsmöglichkeit wurden Fassadenpaneele mit integrierten VIP untersucht. Alle Prüflinge besaßen Aluminiumplatten (2 oder 2.5 mm dick) als äußere Schichten. Die ersten fünf Exemplare waren ca. 2 cm dick und besaßen wieder das Format 100 x 60 cm<sup>2</sup> und eine Masse pro Fläche von ca. 14 kg/m<sup>2</sup>. Sie wurden im Türenprüfstand gemessen. Die zweite Serie wurde für die Prüföffnung des Fensterprüfstands hergestellt, also in größerem Format und für genauere Messungen ohne Maske.

### 3.2.1 Messungen im Türenprüfstand

**Tabelle 6** gibt einen Überblick über die Fassadenpaneele im Format 60 x 100 cm<sup>2</sup>, die wie die gleich großen VIP in der Maske des Türenprüfstandes gemessen wurden; **Tabelle 7** gibt Auskunft über die Eigenschaften einzelner Schichten. Die Aluminium-Deckplatten sind mit einem umlaufenden, 15 mm dicken Rahmen (siehe Tabelle 7) verschraubt. Für VS005 war eigentlich ein symmetrischer Aufbau Al – Gummi – VIP – Gummi – Al vorgesehen. Da jedoch gerade kein geeignetes dünnes Gummi verfügbar war, wurde VS005 stattdessen asymmetrisch mit der dickeren "Antirutschmatte" hergestellt. Überraschenderweise sind die bewerteten Schalldämm-Maße aller Prüflinge fast gleich (Tabelle 6).

Tabelle 6:  
Übersicht über die Fassadenpaneele VS001 bis VS005 (Luftdruckangaben vom Hersteller). Eigenschaften einzelner Schichten: siehe Tabelle 7

Ken-nung	Länge [cm]	Breite [cm]	Dicke [cm]	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	Aufbau	R <sub>w</sub> gemessen [dB]
VS001	100	60	1.9	14.2	<b>Al – VIP – Al</b> alle Schichten (teilweise) miteinander <u>verklebt</u> VIP ca. 0.65 mbar	31
VS002	100	60.5	2	14.0	<b>Al – VIP – Al</b> VIP nur eingelegt VIP ca. 0.48 mbar	31
VS003	100	60	2	14.4	<b>Al – Vlies – VIP – Vlies – Al</b> Vlies jeweils mit Al <u>verklebt</u> VIP ca. 0.54 mbar	31
VS004	100	60	2	14.2	<b>Al – Vlies – VIP – Vlies – Al</b> Vlies und VIP nur eingelegt VIP ca. 0.34 mbar	31
VS005	100	60	2	14.0	<b>Al – VIP – Antirutschmatte – Al</b> VIP und Antirutschmatte nur eingelegt VIP ca. 0.60 mbar	30

Tabelle 7:  
Eigenschaften von Bestandteilen der Paneele VS001 bis VS005

Bezeichnung	Länge [cm]	Breite [cm]	Dicke [mm]	Masse [kg]	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	
Rahmen (VS005)	2 x 100 + 2 x 57	1.5	15	0.427	9.07	604	0.0471 m <sup>2</sup>
Al (VS005)	100	60	2.5	3.282 3.302	5.47 5.50	2188 2201	
Vlies (VS004)	96.5	56.5	0.5	0.044	0.08	163	
Antirutschmatte (VS005)	96.5	56.5	2	0.290	0.53	266	siehe Bild 29
VIP: Kieselsäure (VS005)	95	56	9 .. 12	1.084	2.04	ca. 204	



Bild 29:  
Foto der "Antirutschmatte" (www.blackcat.de). Ein "Element" der Netzstruktur ist ungefähr 2.2 mm breit und 3.3 mm lang.

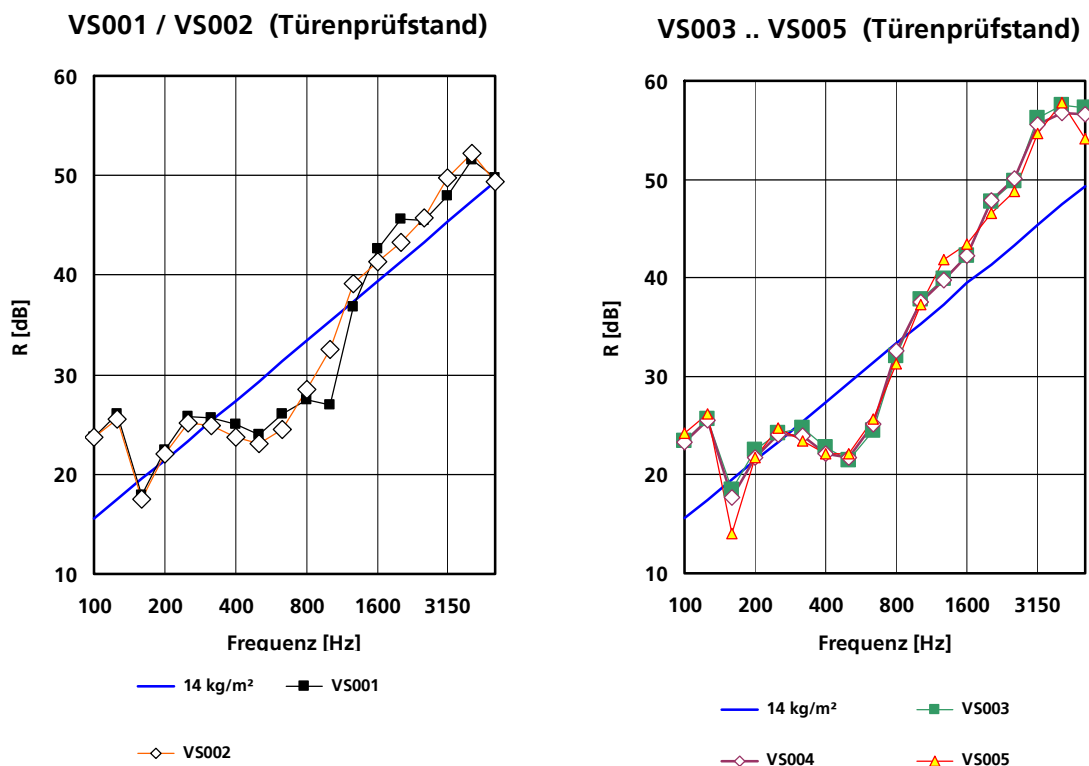


Bild 30:  
Gemessenes Schalldämm-Maß der Fassadenpaneele VS001 bis VS005 und Massegesetz ( 14 kg/m<sup>2</sup>)

Auch die Frequenzverläufe der Schalldämm-Maße (**Bild 30**) sind einander ziemlich ähnlich: von 160 Hz bis 315 Hz ungefähr nach dem Massegesetz, dann ein Minimum und anschließend ein Anstieg über das Massegesetz hinaus. Der LAYERS-Prognose nach (siehe unten) ist für den (ideal) verklebten Aufbau VS001 (Al – VIP - Al) in der Tat ein Koinzidenzminimum bei 630 Hz zu erwarten, das durch zusätzliche Gummischichten im Aufbau (Al – Gummi – VIP – Gummi – Al) beseitigt werden kann. Offenbar sind die realen Verhältnisse deutlich anders als in der Rechnung angenommen. Bei den Prüflingen waren – dort, wo beabsichtigt – nicht alle Schichten vollflächig miteinander verklebt, und dadurch, dass der umlaufende Rahmen insbesondere bei VS001 dicker war als die verklebten inneren Schichten, kam es zu Ablösungen von verklebten Schichten. Auch bei den nicht miteinander verklebten Schichten dürfte der Kontakt oder die Luftschicht dazwischen lokal unterschiedlich sein. Homogene Schichten konstanter Dicke, wie sie LAYERS voraussetzt, liegen dann nicht vor. Außerdem ist die Antirutschmatte durch Fasern "armiert" und besitzt deshalb kaum die für Gummi charakteristische hohe Poisson-Zahl oberhalb von 0.4.

### 3.2.2 Messungen im Fensterprüfstand

Von der Firma va-Q-tec wurden zwei Paneele für die Schalldämmungsmessungen im Fensterprüfstand geliefert (VS006 und VS007: siehe **Tabelle 8**). Sie füllen dort die ganze Prüföffnung aus; eine Prüfmaske ist daher nicht erforderlich. VS006 entspricht im Aufbau dem Paneel VS004, jedoch besteht die VIP-Schicht nicht aus einem Stück, sondern aus vier Stücken (ca. 0.7 x 0.6 m<sup>2</sup>, mikroporöses Silica (Variante)). Bei VS007 sind ebenfalls vier VIP-Teile enthalten, jedoch von der Sorte "Pulver". Als Luftdruck waren Werte von ca. 0.2 mbar angegeben. Ein VIP-Teil war jedoch (wohl schon bei der Ankunft im IBP) defekt (belüftet), ein zweites war spätestens bei der Herstellung der verklebten Version VS012 nicht mehr intakt. Nach der Messung wurden die beiden Prüflinge modifiziert, um zusätzliche Varianten zu erhalten. VS008 entstand aus VS006 nach Ersetzen der Vlieslagen durch 1 mm dicke Gummilagen.

Tabelle 8:

Überblick über die Fassadenpaneele VS006 bis VS010 im Format 2.1 x 123 x 148 cm<sup>3</sup>. Schichtdicken: Al: 2 mm; Vlies: 0.5 mm; VIP: ca. 11 mm; Gummi ohne Dickenangabe: 1 mm

Kennung	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	Aufbau	R <sub>w</sub> gemessen [dB]
VS006	13.2	Al – Vlies – 4 VIP (Kieselsäure) – Vlies – Al	29
VS007	13.2	Al – 4 VIP ("Pulver") – Al	30
VS008	16.0	Al – Gummi – 4 VIP (Kieselsäure) – Gummi – Al	29
VS009	10.6	Al – Luft – Al	27
VS0010	10.9	Al – Mineralwolle – Al	31
VS0011	15.6	Al – Gummi – 4 VIP (Kieselsäure) – Gummi – Al (alle Schichten miteinander verklebt, ohne umlaufenden Rahmen)	32
VS0012	16.8	Al – 4 VIP ("Pulver") – 1.5 mm Gummi – Al (alle Schichten miteinander verklebt, ohne umlaufenden Rahmen)	32

Das linke Diagramm von **Bild 31** zeigt die Schalldämm-Maße der Prüflinge VS006 bis VS008, das rechte einen Vergleich zwischen VS006 und VS004, die gleich aufgebaut sind, aber andere Abmessungen besitzen und in verschiedenen Prüfständen gemessen wurden. Die ordentliche bis sehr gute Übereinstimmung der Kurvenverläufe zwischen 160 Hz und 4 kHz ist ermutigend und wertet die Messungen mit Maske im Türenprüfstand auf.

Das Minimum bei 400 Hz ist bei VS007 weniger ausgeprägt, was mit der höheren Dämpfung durch defekte VIP bedingt sein dürfte. Ansonsten verhalten sich VS006 bis VS008 bis 1600 Hz sehr ähnlich.

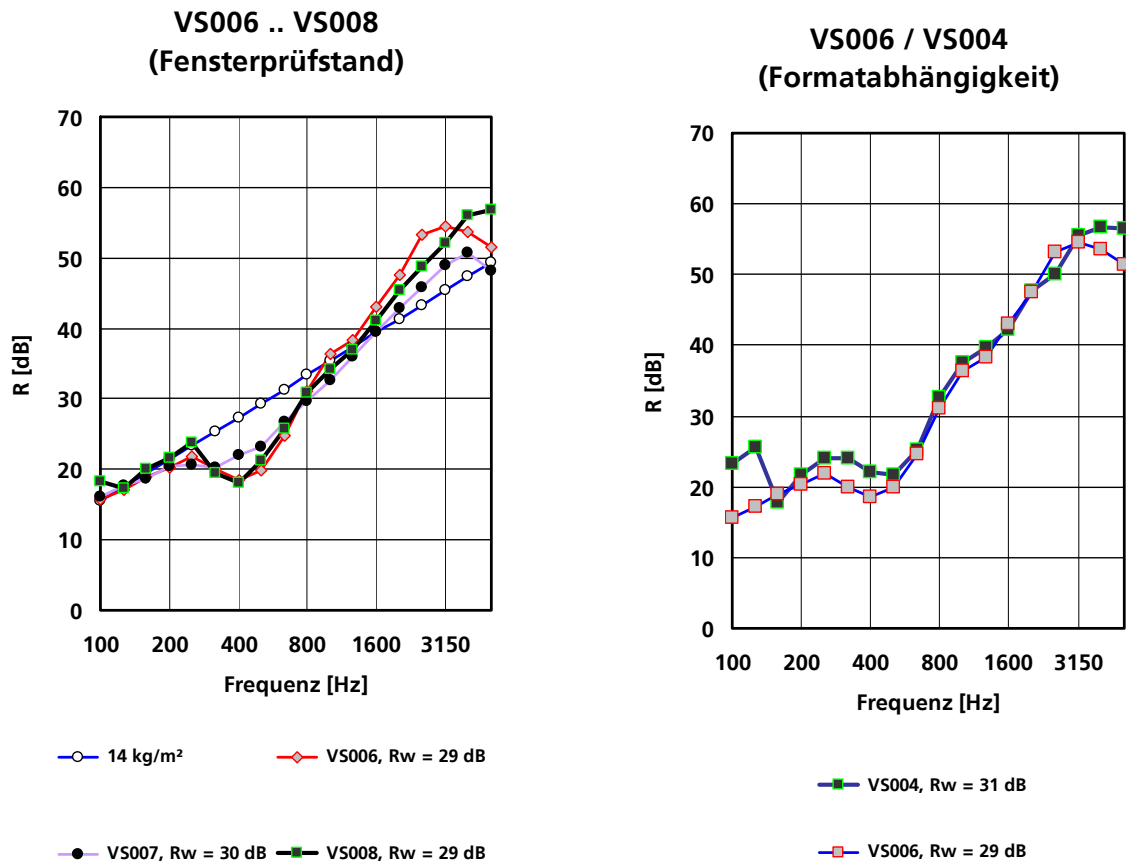


Bild 31:

Gemessenes Schalldämm-Maß. Links: VS006 bis VS008 im Fensterprüfstand und Massegesetz (14 kg/m<sup>2</sup>). Rechts: VS006 im Vergleich zum gleich aufgebauten, aber kleineren VS004, das in der Maske des Türprüfstands gemessen wurde.

Um zu sehen, wie sich ein "leeres" Paneel – also die beiden Aluminium-Platten auf den umlaufenden Rahmen geschraubt – verhält, wurden ergänzend die Varianten VS009 mit unbedämpftem Hohlraum (17 mm) und VS010 mit Mineralwollefüllung gemessen und mit LAYERS-Rechnungen verglichen (Annahmen für die Rechnung: Luftdämpfung: 1%; Strömungswiderstand der Mineralwolle: 20 kPas/m<sup>2</sup>). Die Messergebnisse entsprechen grob den rechnerischen Erwartungen (**Bild 32**). Bei höheren Frequenzen scheint sich die Schallübertragung durch den Rahmen deutlich auszuwirken.

### VS009 .. VS010 (Fensterprüfstand)

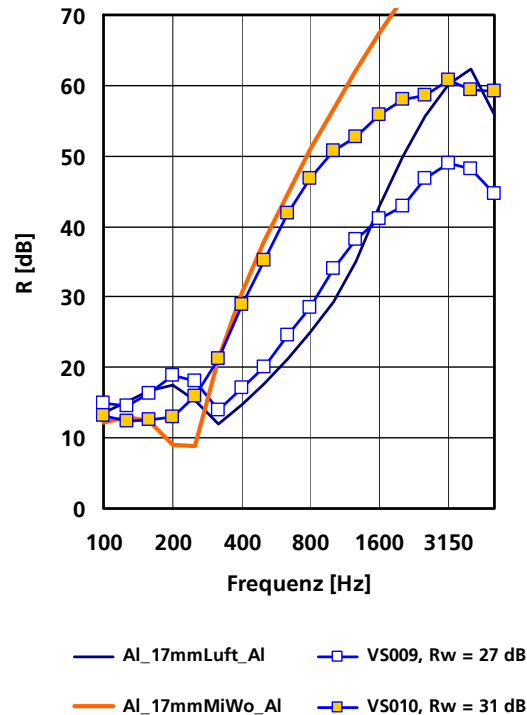


Bild 32:  
Gemessenes Schalldämm-Maß der Fassadenpaneele VS009 und VS010  
und entsprechende LAYERS-Resultate

Da sich das Dämmungsminimum bei 400 Hz durch die eingelegten Gummischichten auch bei VS008 nicht wie erhofft beseitigen ließ, wurden zwei weitere Varianten VS011 und VS012 hergestellt, bei denen sämtliche Schichten mit einem Heißkleber (Schmelzklebstoff B10715 von der Firma Heinrich Bühnen) verklebt wurden. Da der umlaufende Rahmen mit 17 mm zu dick für die verklebten Aufbauten war (nominelle Dicke der inneren Schichten: ca. 13 mm), wurde er weggelassen. Leider kam auch hier keine perfekte vollflächige und kraftschlüssige Verklebung zustande. Kurz nach der Messung begannen sich die Klebschichten teilweise wieder zu lösen.

Trotzdem sind Verbesserungen zu verzeichnen. **Bild 33** zeigt links den Vergleich für die Varianten mit "Pulver"-VIP, wobei VS007 keine Gummilage und VS012 eine 1.5 mm dicke Gummilage enthält. Die Varianten VS008 und VS011 im rechten Diagramm sind beide symmetrisch fünfschichtig und daher unmittelbar vergleichbar. Im bewerteten Schalldämm-Maß bewirkte die Verklebung (und das Weglassen des Rahmens) beim fünfschichtigen Aufbau einen Zuwachs von 3 dB, der jedoch die Messlatte des Massegesetzes (35 dB) nicht erreichte. Eine gesicherte Interpretation der Ergebnisse für die geklebten Varianten VS011 und VS012 erscheint angesichts der schlecht definierten und zeitlich als auch örtlich veränderlichen Eigenschaften der Klebeschichten schwierig. Zur Verbesserung der Schalldämmung dieser Fassadenpaneele sind offenbar weitere Anstrengungen erforderlich.



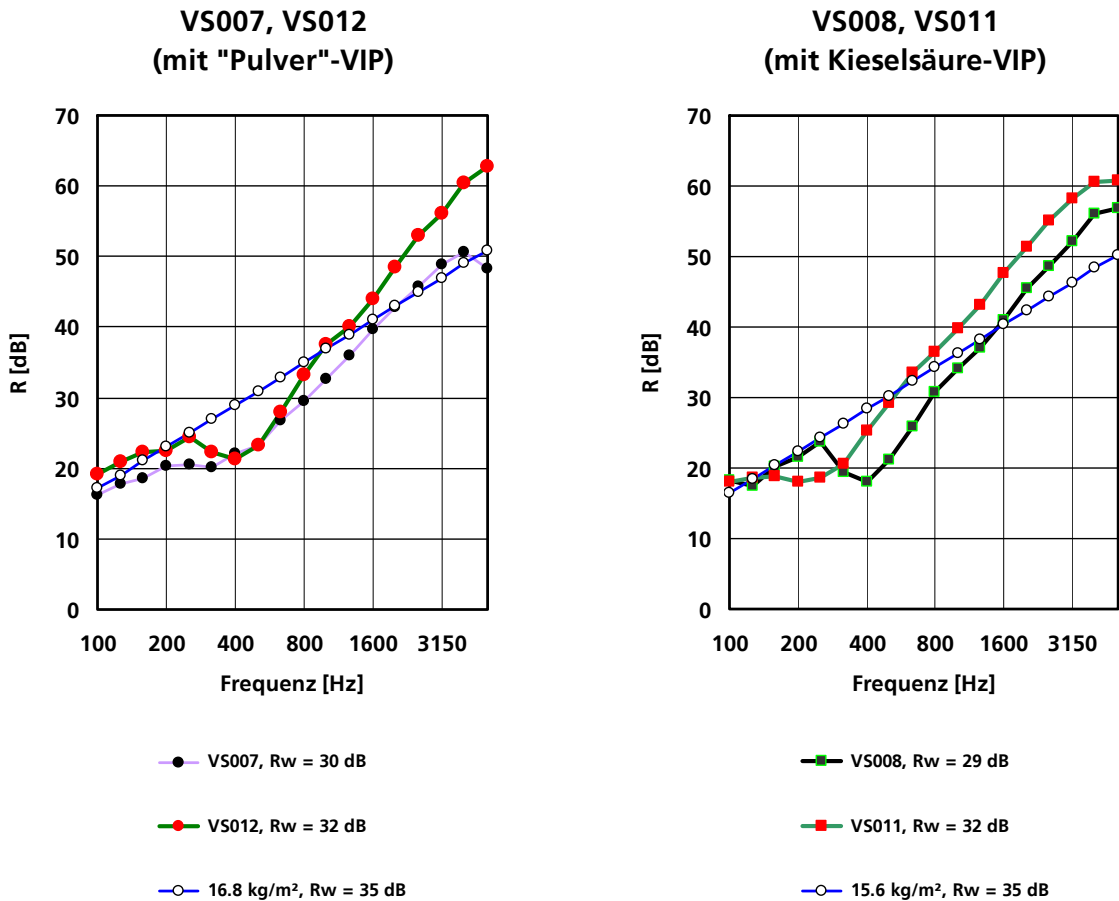


Bild 33:  
 Gemessenes Schalldämm-Maß von Fassadenpaneelen und Massegesetz  
 (... kg/m<sup>2</sup>)

## 4 Messung von Verlustfaktor und elastischen Konstanten

### 4.1 Modalanalysen

Zur rechnerischen Nachbildung der Schalldämmung einer homogenen Platte müssen außer ihrer Dicke und ihrer Massendichte auch ihre elastodynamischen Eigenschaften bekannt sein. Sie zu bestimmen, ist im Allgemeinen mit einem hohen Aufwand verbunden, insbesondere wenn das Material elastisch anisotrop und die Kennwerte frequenzabhängig sind. Beide Komplikationen sind bei den VIP nicht auszuschließen, konnten aber im Rahmen dieses Vorhabens nicht ausführlich untersucht werden. Die unten angegebenen Kennwerte wurden unter der Annahme einer homogenen und elastisch isotropen Platte aus den tiefsten Eigenmoden gewonnen. Die Eigenfrequenzen der benutzten Moden liegen im Bereich von 7 Hz bis 250 Hz, d. h. die ermittelten Kennwerte sind Näherungswerte für diesen Frequenzbereich.

Die Software MODULI [May97] benötigt zur Bestimmung der elastischen Moduln einige Eigenmoden einer frei schwingenden Platte. Die VIP wurden daher aufgehängt, und zwar weich federnd (**Bild 34**), um die Schwingungen und ihre Bedämpfung durch die Aufhängung möglichst wenig zu beeinflussen. Um Störungen durch die Messapparatur weitgehend zu vermeiden, wurde berührungslos mit Lautsprecher angeregt und mit einem Scanning-Laservibrometer der Fa. Polytec berührungslos gemessen. Ein Nachteil dieser berührungslosen Anregung besteht darin, dass sie vergleichsweise schwach ist, was zu einem höheren Rauschanteil führt.

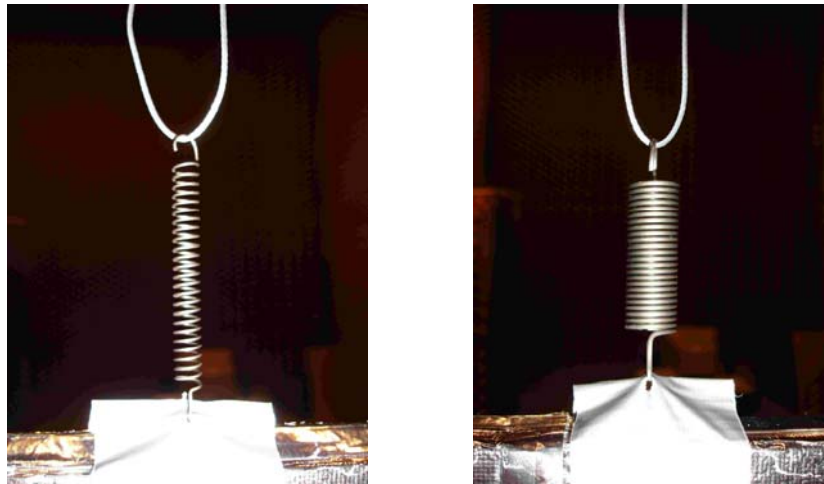


Bild 34:  
Aufhängung von VIP mit Faserklebeband, verschiedenen Spiralfedern (je nach VIP-Gewicht) und Schnüren

Aus dem über die Platte gemittelten Schnellespektrum wurden für einige Schwingungsmoden die Verlustfaktoren aus den Halbwertsbreiten der Schnellespitzen "manuell" (mithilfe der Polytec-Software) ermittelt. Die über vier Moden gemittelten Werte liegen zwischen 1.5% und 4%. Da dieses Verfahren im Vergleich zur Modalanalyse deutlich ungenauer ist, wird auf eine detaillierte Darstellung dieser Ergebnisse verzichtet.

Für die Messung der Übertragungsfunktionen, die eine Modalanalyse ermöglichen, wird außer dem Schnellesignal ein Referenzsignal, in der Regel die anregende Kraft, gebraucht. Da letztere bei Lautsprecheranregung nicht gut messbar ist, wurde das elektrische Signal (periodic chirp) für den Lautsprecher als Referenzsignal verwendet. Solange die Lautsprecherkennlinie im Bereich einer Mode "glatt" verläuft, werden Eigenfrequenz und Dämpfung dadurch kaum verfälscht.

Die gemessenen Übertragungsfunktionen und Kohärenzen wurden exportiert und ins Modalanalyse Programm STAR (Version 6.4) importiert. **Bild 35** zeigt Messergebnisse zu V002-1, die sich relativ gut auswerten ließen. Die Modendarstellung liefert entsprechend gut interpretierbare Schwingungsformen (Bild 36). Die Genauigkeit der Eigenfrequenzen und Verlustfaktoren ist durch die Frequenzauflösung des Laservibrometers (hier 0.8 Hz) begrenzt.

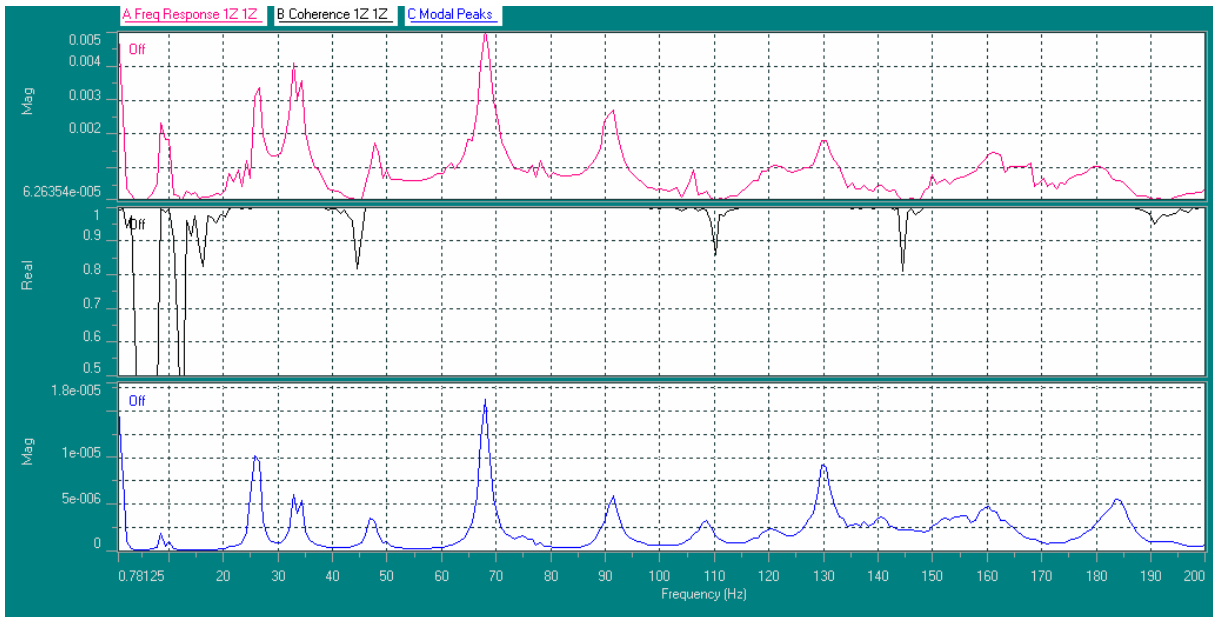


Bild 35:  
 Messdaten zu V002-1, dargestellt mit STAR. Oben: Betrag der Übertragungsfunktion am Punkt 1; Mitte: zugehörige Kohärenz; unten: mittlerer Betrag aller 45 Übertragungsfunktionen

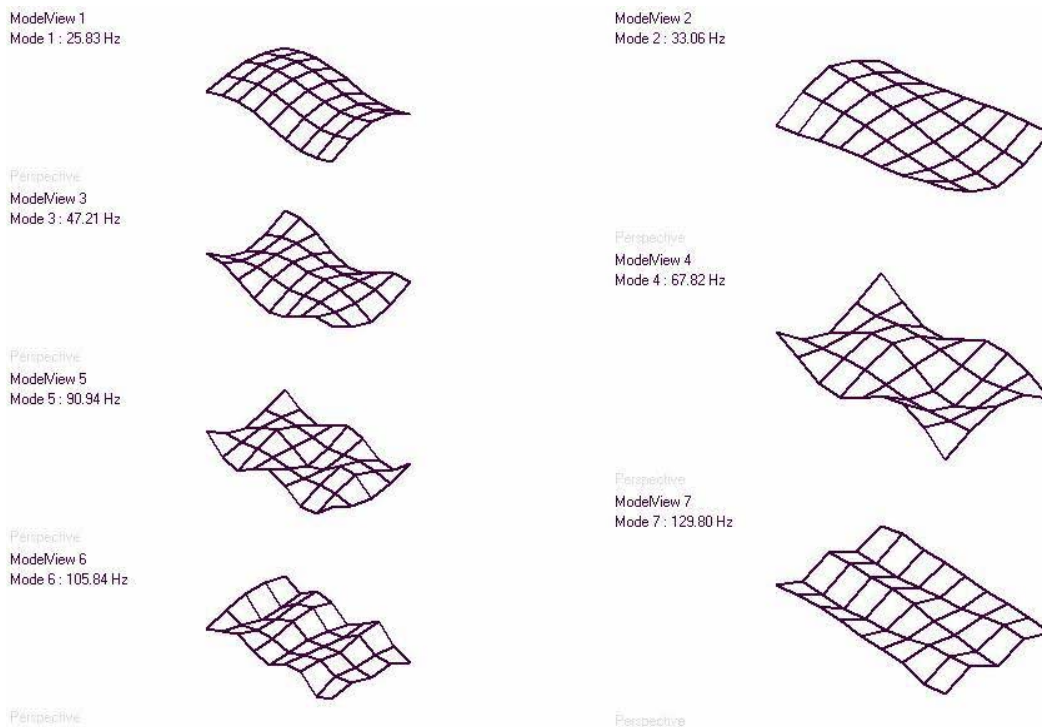


Bild 36:  
 Für MODULI ausgewählte Moden von V002-1 (STAR-Darstellung)

## 4.2 Modulbestimmung

Aus den Modalanalysen werden mit Hilfe der IBP-Software MODULI [May97] die elastischen Moduln bestimmt. Dies geschieht unter der Annahme einer homogenen, isotropen Platte mit frequenzunabhängigen Eigenschaften. Ausgehend von geschätzten Startwerten (z. B. für E-Modul und Poisson-Zahl) wird versucht, die elastischen Moduln so zu variieren, dass die berechneten Moden mit den gemessenen übereinstimmen. Dieses iterative Verfahren konvergiert nur unter gewissen Voraussetzungen; es empfiehlt sich, nur "schöne" gemessene Moden als Eingabedaten für MODULI auszuwählen.

Dieses Verfahren der Modulbestimmung, das am IBP seit langem praktiziert wird, wurde einer aktuellen Überprüfung unterzogen. Als Test diente eine 2 mm dicke und 30 x 40 cm<sup>2</sup> große Stahlplatte. Ihre Dichte betrug 7625 kg/m<sup>3</sup>. Aus den gemessenen Übertragungsfunktionen wurden neun schön ausgebildete Moden mit Frequenzen von 54 Hz bis 472 Hz identifiziert und in MODULI eingespeist. Alle Differenzen zwischen berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen waren nach der Iteration kleiner als 1%. Es ergab sich ein E-Modul von 188 GPa und eine Poisson-Zahl von 0.29. Diese Werte passen gut zu den etwas höheren Literaturdaten 210 GPa und 0.31 für eine etwas höhere Dichte von 7800 kg/m<sup>3</sup>. Der über die neun Moden gemittelte Verlustfaktor beträgt 0.2% +/- 0.1%.

**Tabelle 9** zeigt mit MODULI ermittelte E-Moduln und Poisson-Zahlen sowie mittlere Verlustfaktoren. Nur in wenigen Fällen konvergierte die MODULI-Iteration in befriedigender Weise. Die genannten Voraussetzungen (Homogenität, Isotropie, Frequenzunabhängigkeit) sind wohl teilweise nur schlecht erfüllt. Bei den belüfteten VIP, bei denen das Stützmaterial zusammensackt, ist eine MODULI-Auswertung natürlich nicht sinnvoll, da keine homogenen, quaderförmigen Platten mehr vorliegen. Trotzdem können sich Eigenmoden ausbilden, deren Verlustfaktoren quantifizierbar sind. Die Ergebnisse von Tabelle 9 sind mit einer gewissen Subjektivität behaftet, die damit zusammenhängt, welche der gemessenen Moden für die MODULI-Auswertung oder für den mittleren Verlustfaktor ausgewählt wurden.

Im Gegensatz zur Stahlplatte darf man daher die Genauigkeit der Ergebnisse in Tabelle 9 nicht überbewerten. Andererseits liefert sie die Grundlage für einige wesentliche Aussagen für "tiefe" Frequenzen:

- Im Mittel liegen die mittleren Verlustfaktoren bei 3% bei den unbelüfteten VIP und bei knapp 4% bei den belüfteten.
- Die E-Moduln variieren ungefähr innerhalb eines Faktors zehn und liegen in der Größenordnung 0.05 .. 0.5 GPa.
- Typische Poisson-Zahlen sind 0.3 und 0.4.

Tabelle 9:

E-Moduln, Poisson-Zahlen und Verlustfaktoren aus Modalanalysen und MODULI-Auswertung. #: belüftetes VIP; -: keine Modalanalyse durchgeführt; ke: kein Ergebnis von MODULI; ?: Werte zu unsicher; (...): Werte in Klammern: unsicher;  $f_{\min}$ ,  $f_{\max}$ : Frequenz der niedrigsten bzw. höchsten Mode, die bei der MODULI-Auswertung / für die Verlustfaktoren benutzt wurde; zum Vergleich: E-Moduln aus Tabelle 10.

Kennung	E-Modul aus Tabelle 10 [GPa]	E-Modul [GPa]	Poisson-Zahl	mittlerer Verlustfaktor [%]	$f_{\min}$ [Hz]	$f_{\max}$ [Hz]	Stützmaterial	
V001-1	0.5	-	-	-	-	-	mikroporöses Silica	
V001-2 #		ke	ke	3.0	11	120		
V002-1	0.7	0.16	0.31	2.8	26	68 / 130		
V002-2 #		ke	ke	4.4	23	94		
V003-1	0.5	0.07	0.40	3.5	33 / 12	66 / 183		
V003-2 #		?	?	4.0	14	61	offenporiges Polyurethan	
V004-1	0.05	(0.08)	(0.49)	2.0	19	188		
V004-2 #		-	-	-	-	-		
V005-1	0.005	(0.09)	(0.49)	2.4	177 / 18	234		
V005-2 #		ke	ke	3.3	18	194		
V006-1	0.1	?	?	3.0	11	57	Mikrofaservlies	
V006-2 #		-	-	-	-	-		
V007-1	0.7	0.34	0.44	1.9	9 / 25	123		
V007-2 #		-	-	-	-	-	grobe Glasfaser	
V008-1	4.0	(0.63)	(0.40)	1.5	7 / 19	62		
V008-2 #		-	-	-	-	-		
V009-1	0.8	-	-	-	-	-	mikroporöses Silica mit Brandschutzvlies-abdeckung	
V009-2 #		-	-	-	-	-		
V010-1	0.5	-	-	-	-	-		
V010-2 #		-	-	-	-	-	"Pulver"	
V011-1 #		-	-	-	-	-		
V011-2 #		-	-	-	-	-		
V011-3		?	?	2.9	31	63	mikroporöses Silica (Variante)	
V012-1		ke	ke	5.1	12	26		
V012-2 #		-	-	-	-	-		
V013-1		0.04	0.42	3.8	9	27 / 94	"Pulver"	
V013-2 #		-	-	-	-	-		
V014-a		-	-	-	-	-	Kieselsäure-VIP, Druck [mbar] ca.	8
V014-b		-	-	-	-	-		100
V014-c		-	-	-	-	-		500

In der folgenden Ziffer 5.1 wird versucht, die gemessenen Schalldämmkurven durch geeignete Wahl von E-Modul, Poisson-Zahl und Verlustfaktor rechnerisch nachzubilden. Die "angepassten" E-Moduln aus der dortigen **Tabelle 10** sind zum Vergleich in der zweiten Spalte von Tabelle 9 aufgeführt. Die mit MODULI bestimmten E-Moduln sind teils deutlich kleiner als jene aus Tabelle 10, die für die Schalldämmungseinbrüche im kHz-Bereich verantwortlich sind, teils deutlich größer. Von einer experimentellen Bestätigung der "angepassten" E-Moduln kann insgesamt keine Rede sein. Es erscheint nahe liegend, auf eine Frequenzabhängigkeit der elastischen Moduln und damit zwangsläufig auch der Verlustfaktoren zu schließen. Diese Vermutung könnte durch Modalanalysen an kleineren quaderförmigen VIP mit den ersten Eigenfrequenzen im kHz-Bereich geprüft werden.

## 5 Rechnerische Modellierung mit LAYERS

### 5.1 Einzelne VIP

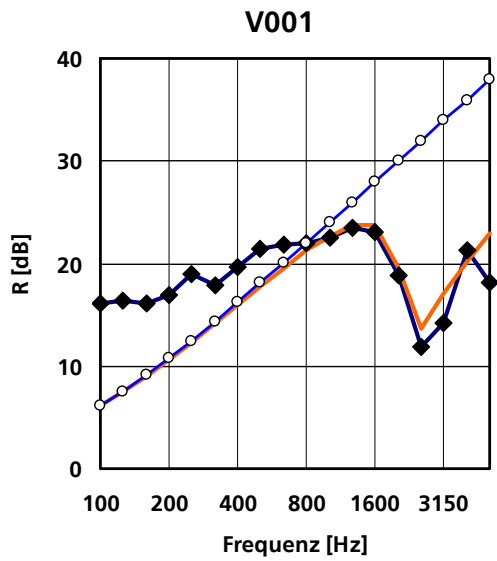
Das Programm LAYERS [May99] rechnet für unendlich große Platten und liefert daher für tiefe Frequenzen das Massegesetz. Aus diesem Grunde ist eine Modellierung der Messungen erst ab ungefähr 800 Hz möglich. Jedes VIP wird als eine homogene Schicht betrachtet, die Umhüllung also nicht separat modelliert. Die Massendichte der Platten war bekannt, ihre Biegesteife jedoch nicht. (Die Modalanalysen von Ziffer 4 fanden nach den Rechnungen statt.) Sie kann aber aus dem Koinzidenzeinbruch grob abgeschätzt und dann durch Anpassung des Minimums genauer bestimmt werden. Entsprechend verfährt man mit dem Verlustfaktor. Im ersten Versuch werden frequenzunabhängige Materialeigenschaften und eine Poisson-Zahl von 0.25 angenommen.

**Bild 37** zeigt wie **Bild 11** das gemessene mittlere Schalldämm-Maß, den Verlauf nach dem Massegesetz und außerdem eine mit LAYERS berechnete Kurve (Eingabewerte siehe **Tabelle 10**). Im Diagramm für V003 ist zusätzlich die V001-Messung eingezeichnet. Beide Messkurven sind so ähnlich, dass für V003 die gleiche Berechnung wie für V001 verwendet wird.

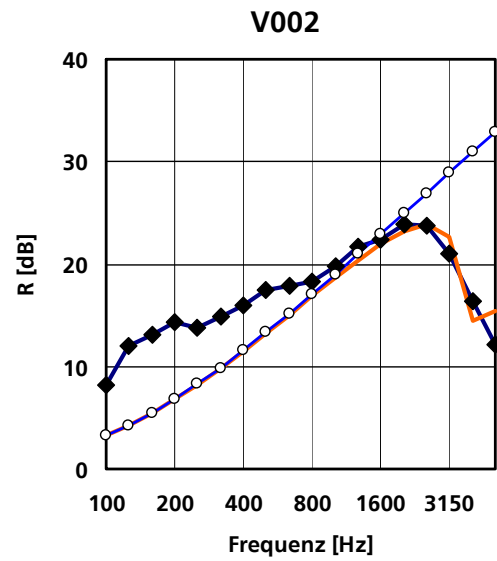
Tabelle 10:

LAYERS-Eingabedaten für die in Bild 37 gezeigten Berechnungen und weitere, daraus berechnete Größen ( $f_c$ : Koinzidenzgrenzfrequenz für dünne Platte;  $f_D$ : Frequenz der ersten Dickenresonanz). Als Poisson-Zahl wurde einheitlich 0.25 verwendet.

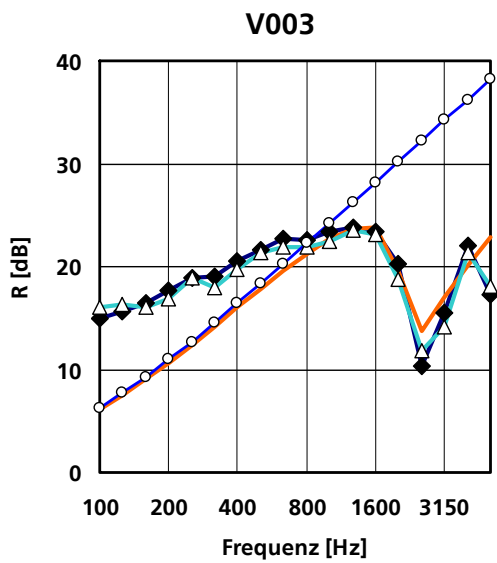
Kennung	Dicke [mm]	Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	E-Modul [GPa]	Verlustfaktor $\eta$	$f_c$ [kHz]	$f_D$ [kHz]	$f_D / f_c$
V001	20	3.77	188	0.5	0.005	2.0	44.6	22.9
V002	10	2.11	211	0.7	0.005	3.5	99.7	28.6
V003	20	3.88	194	0.5	0.005	2.0	44.0	22.2
V004	20	1.46	73	0.05	0.005	3.8	22.6	5.9
V005	<b>30</b>	2.11	70	<b>0.005</b>	<b>0.1</b>	<b>7.9</b>	<b>4.9</b>	<b>0.6</b>
V006	14	3.02	216	0.1	0.005	6.7	26.6	4.0
V007	7	1.67	239	0.7	0.005	5.3	133.9	25.2
V008	4	1.70	424	4	0.005	5.2	420.3	81.2
V009	10	2.29	229	0.8	0.005	3.4	102.3	30.1
V010	21	4.15	197	0.5	0.005	1.9	41.5	21.8



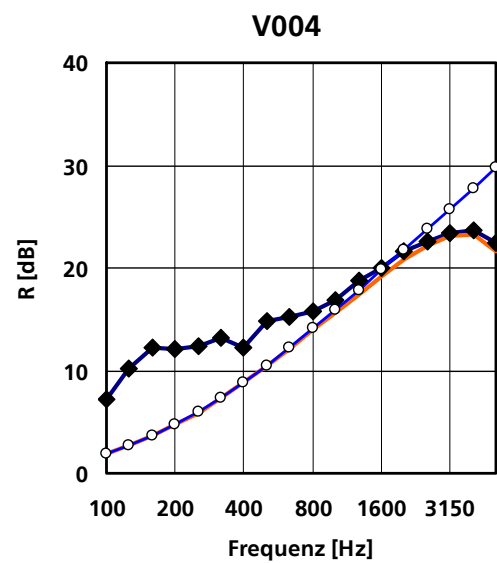
◆ V001-M      — LAYERS  
 ○ 3.77 kg/m<sup>2</sup>



◆ V002-M      — LAYERS  
 ○ 2.11 kg/m<sup>2</sup>



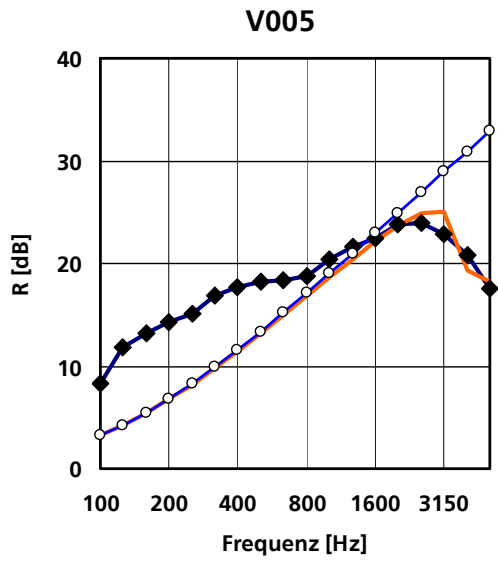
◆ V003-M      — LAYERS (V001)  
 ▲ V001-M      ○ 3.88 kg/m<sup>2</sup>



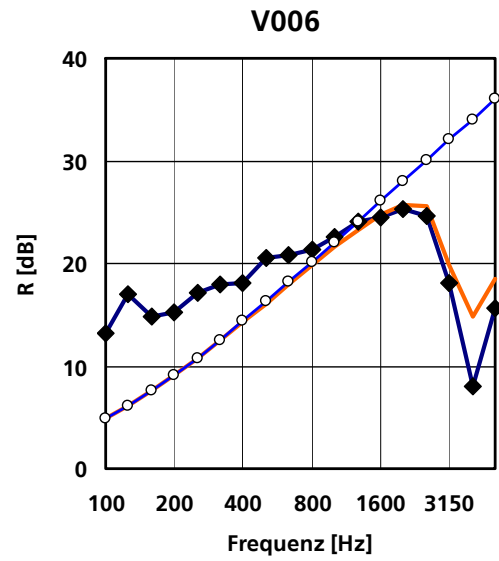
◆ V004-M      — LAYERS  
 ○ 1.46 kg/m<sup>2</sup>

Bild 37:  
 Gemessenes mittleres Schalldämm-Maß (V...-M), Berechnung mit LAYERS  
 und Massegesetz ( ... kg/m<sup>2</sup>)

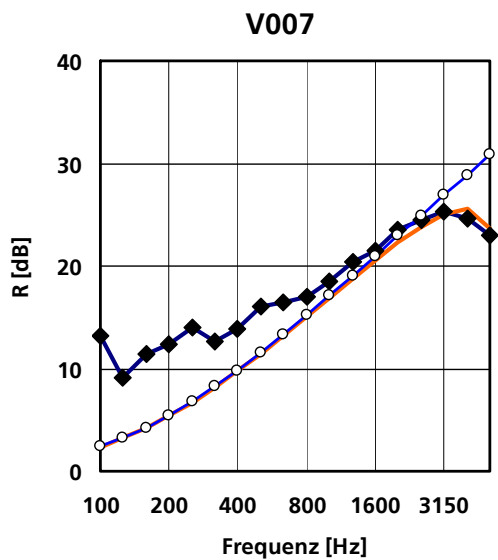




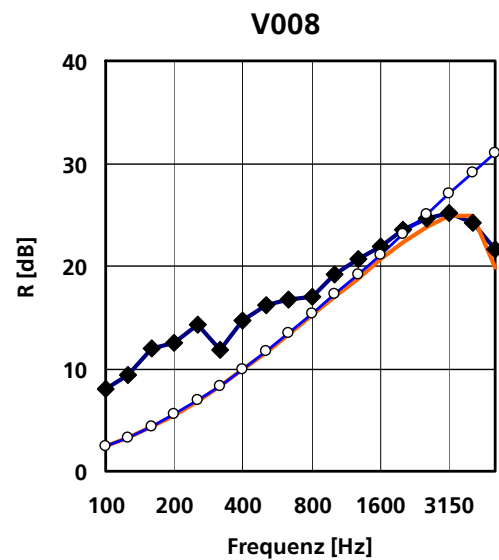
◆ V005-M      — LAYERS  
 ○ 2.11 kg/m<sup>2</sup>



◆ V006-M      — LAYERS  
 ○ 3.02 kg/m<sup>2</sup>



◆ V007-M      — LAYERS  
 ○ 1.67 kg/m<sup>2</sup>



◆ V008-M      — LAYERS  
 ○ 1.70 kg/m<sup>2</sup>

Bild 37:  
 (Fortsetzung)

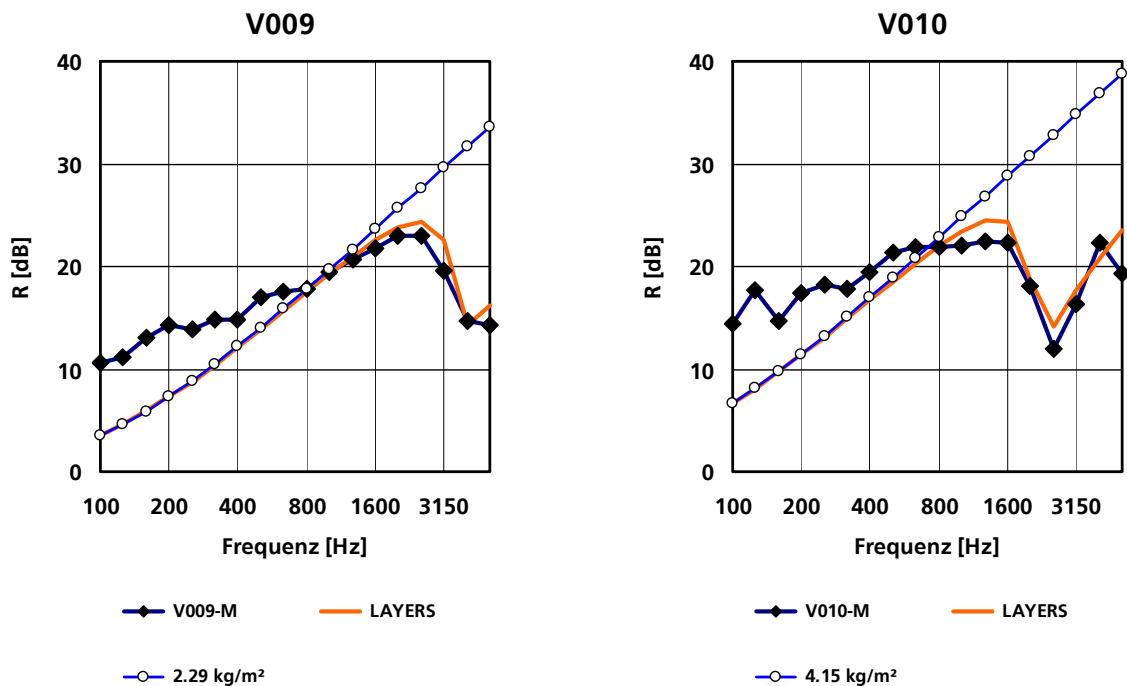


Bild 37:  
(Schluss)

Als Maß für die Qualität einer rechnerischen Nachbildung wird der Betrag der maximalen Abweichung zwischen (gemittelter) Messung und Rechnung im Frequenzbereich 800 Hz bis 5 kHz betrachtet. Folgende Beobachtungen seien erwähnt und kommentiert:

- Bei den Varianten V004, V007 und V008, bei denen das Koinzidenzminimum deutlich oberhalb von 5 kHz liegt, beträgt diese Abweichung nur 2 dB. Die Nachbildung ist hier leichter, weil lediglich das "Abbiegen" vom Massegesetzverlauf und das Maximum getroffen werden muss. (Wie zu erwarten fallen die LAYERS-Ergebnisse für tiefere Frequenzen auf das Massegesetz.)
- Bei V005 ist die maximale Abweichung ebenfalls nur 2 dB (bei 3.15 kHz). Dieser Fall zeichnet sich jedoch dadurch aus, dass die erste Dickenresonanz  $f_D$  unterhalb der Koinzidenzgrenzfrequenz  $f_c$  liegt (siehe Tabelle 10). Dies ergibt sich wenigstens rechnerisch aus den Eingabedaten. (Bei allen anderen VIP liegt  $f_D$  weit oberhalb von  $f_c$ .) Eine genauere Modellierung müsste vermutlich unterschiedliche E-Moduln für Biegung und Dickenschwingung berücksichtigen (elastische Anisotropie).
- Das zweite Minimum, das sich bei V001, V003 und V010 mit dem 5-kHz-Wert andeutet, wird durch die Rechnung nicht wiedergegeben. Ebenso biegt die berechnete Kurve bei V002 und V009 mit dem 5-kHz-Wert zu früh nach oben ab. Eine plausible Erklärung dafür gibt es noch nicht.
- Die Koinzidenzminima bei 2.5 kHz (V001, V003, V010) und 4 kHz (V006) werden in ihrer Tiefe von der Rechnung nicht erreicht. Bei V006 tritt hier mit

fast 7 dB die größte maximale Abweichung aller rechnerischen Nachbildungen auf. Eine Verringerung des Verlustfaktors führt zu keiner nennenswerten Verbesserung. Aus diesem Grunde wurde er – außer bei V005 - bei allen VIP bei 0.5% belassen.

Je nach Qualität der rechnerischen Nachbildung sind die angepassten E-Moduln und Verlustfaktoren als mehr oder weniger genau anzusehen. Insbesondere beim Verlustfaktor kann man kaum von Anpassung reden. Vielmehr handelt es sich um Angaben zur Größenordnung.

Die rechnerische Nachbildung der Messwerte könnte durch eine automatisierte Anpassung der Eingabeparameter sicherlich noch etwas verbessert werden. Dieser Aufwand scheint jedoch derzeit nicht notwendig, zumal die Qualität der vorhandenen Nachbildungen für überschlägige Berechnungen der Schalldämmung von Kombinationen von VIP mit zusätzlichen Schichten als ausreichend eingeschätzt wird. Außerdem erscheint es sinnvoller, vor einer Verbesserung der rechnerischen Nachbildung weitere Informationen über die Materialeigenschaften der VIP-Bestandteile einzuholen. Die Modalanalysen in Ziffer 4 deuten darauf hin, dass das bisher in LAYERS benutzte VIP-Modell für höhere Genauigkeitsansprüche nicht gut genug ist und dass möglicherweise mehrschichtig und mit anisotropen oder frequenzabhängigen Materialeigenschaften gerechnet werden muss. Dies ist mit LAYERS ohne weiteres machbar; das Problem besteht darin, gute Werte für die zahlreicher gewordenen Eingabeparameter zu bekommen.

Die rechnerische Analyse der Messungen ergab, dass die Schalldämmung der VIP im Wesentlichen durch Massegesetz und Koinzidenzeinbruch, also durch Massendichte und Biegesteife bestimmt ist. Lediglich bei der mit 3 cm dicksten Variante V005 spielt auch noch die Dickenresonanz mit. Dieser Fall wäre bei einer Optimierung gesondert zu betrachten. Wenn wie hier Biegewellenkoinzidenz und Dickenresonanz nahe beieinander liegen, führt das nicht – wie man vermuten könnte – zwangsläufig zu einem kombinierten, besonders starken Einbruch. Dies wurde von Kropp und Rebillard [Kro99] am Beispiel von Doppelwänden gezeigt. Biegewellen und "Dickenwellen" können konstruktiv oder destruktiv interferieren. Allerdings besitzt eine doppelschalige Wand deutlich mehr Freiheitsgrade zur Optimierung als eine "dicke" homogene Platte. Die erwähnten Interferenzen können jedoch auch bei der homogenen Platte auftreten (siehe z. B. [May07b]).

Berechnet man die Biegewellenkoinzidenzgrenzfrequenz  $f_c$  nach der üblichen Biegewellentheorie, ist ihr Verhältnis zur ersten Dickenresonanzfrequenz  $f_{D1}$  bei senkrechtem Schalleinfall von der Plattendicke unabhängig [May07a]:

$$\frac{f_{D1}}{f_c} = \frac{\pi}{2(1 + \nu)\sqrt{3(1 - 2\nu)}} \frac{\left(\frac{E}{\rho}\right)_{\text{plate}}}{c_{\text{air}}^2} = \frac{\pi}{\sqrt{3(1 - 2\nu)}} \frac{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)_{\text{plate}}}{c_{\text{air}}^2} \quad (\text{F2})$$

Für V005 ergibt sich aus dieser Formel mit den Werten in Tabelle 10 das Verhältnis 0.62 in Übereinstimmung mit der letzten Spalte in Tabelle 10. Um die Optimierungsmöglichkeiten zu erkunden, bietet sich an, bei fixierten Werten

für Dichte, Dicke, Poisson-Zahl und Verlustfaktor den E-Modul in kleinen Schritten zu erhöhen, bis zu einem Frequenzverhältnis von  $f_{D1} / f_c \approx 2$ .

Bei den anderen VIP, die verbessert werden sollen, kommt es darauf an, den Koinzidenzeinbruch durch Erhöhung des Verlustfaktors zu reduzieren oder – besser – zu höheren Frequenzen zu verschieben, d. h.  $f_c$  zu erhöhen. Dies kann durch Erhöhung der Massendichte oder durch Erniedrigung der Biegesteife geschehen. Ohne Veränderung des Materials ist  $f_c$  (wie  $f_{D1}$ ) umgekehrt proportional zur Dicke. Will man die elastischen Materialeigenschaften optimieren, liegt eine Reduktion des E-Moduls nahe. Dies ist "isotrop gedacht". Lässt man anisotrope Elastizität zu, muss lediglich der E-Modul in der Plattenebene verringert werden, während der E-Modul in Dickenrichtung beliebig steif sein darf. Man erhält dadurch Massegesetzverhalten über einen weiten Frequenzbereich (vgl. Abbildung 2 in [May07a]).

Die Schalldämmung eines "nackten" VIP zu optimieren ist eigentlich wenig sinnvoll, da das VIP in der praktischen Anwendung durch zusätzliche Schichten vor Beschädigung geschützt werden muss. Mehrschichtige Aufbauten können sich aber akustisch völlig anders verhalten als eine einschichtige Platte. Zunächst wird man die VIP-Eigenschaften als gegeben hinnehmen und die Anzahl, Art und Dicke der zusätzlichen Schichten optimieren. In einem zweiten Schritt kann dann untersucht werden, wie die VIP-Eigenschaften zugunsten der Schalldämmung verändert werden müssten und ob dies – ohne nennenswerte andere Nachteile – realisierbar ist.

## 5.2 Studien für Fassadenpaneele

Im Vorfeld der Herstellung der mehrschichtigen Paneele mit außenseitigen Aluminiumplatten und einem VIP-Kern wurden einige LAYERS-Berechnungen durchgeführt, um mögliche akustische Schwachstellen frühzeitig zu erkennen und eventuell zu beheben. Dabei wurde für die Al-Platten eine Dicke von 2 mm angenommen, für das VIP die beiden Dicken 15 mm und 30 mm. Die Eingabedaten dieser und einiger weiterer Materialien sind in **Tabelle 11** zusammengestellt.

Tabelle 11:  
LAYERS-Eingabedaten und weitere, daraus berechnete Größen  
( $f_c$ : Koinzidenzgrenzfrequenz).

Material	Dicke [mm]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	E-Modul [GPa]	Verlustfaktor $\eta$	Poisson-Zahl	$f_c$ [kHz]
Aluminium	2	2700	72	0.005	0.34	6.0
VIP	15 30	200	0.600	0.005	0.25	2.4 1.2
Gummi	1	1400	0.003	0.100	0.40	1299
Gummi49	1	1400	0.003	0.100	0.49	1236
Gummi25	1	1400	0.003	0.100	0.25	1373
Gummi-99	1	1400	0.003	0.100	- 0.99	200

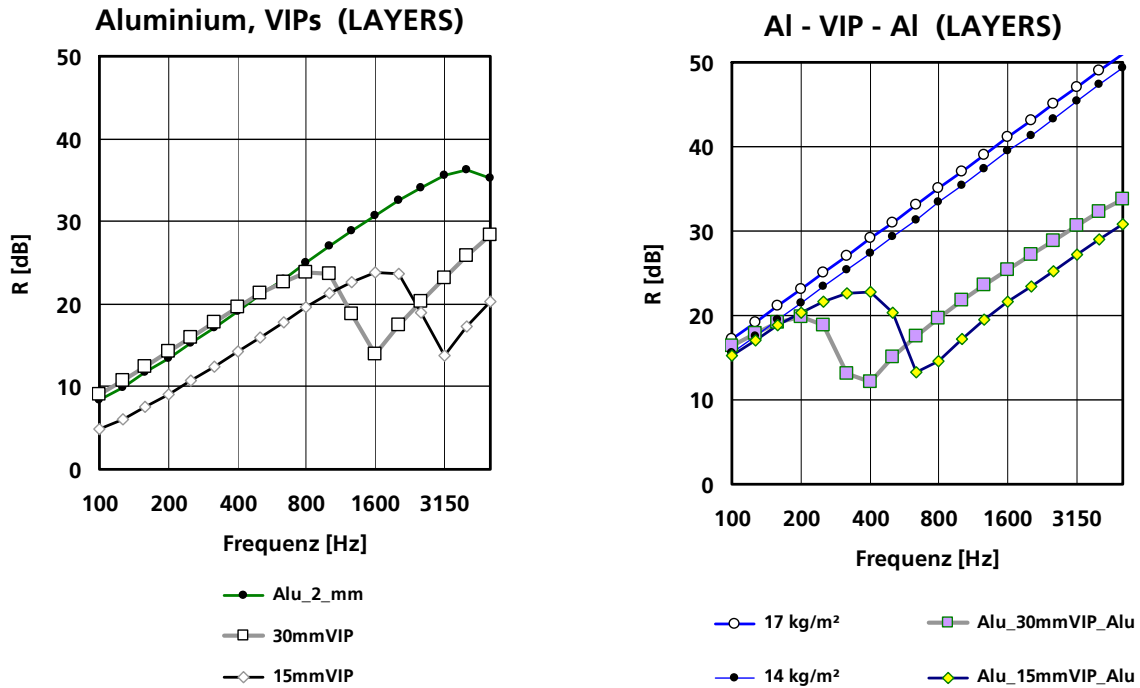


Bild 38:  
Schalldämm-Maß von ein- und dreischichtigen Platten (berechnet mit LAYERS)  
und Massegesetz ( $\dots$  kg/m<sup>2</sup>)

Bei der Berechnung der dreischichtigen Anordnungen rechnet LAYERS mit kraftschlüssigen Verbindungen zwischen den Schichten. Dies führt offenbar zu einer hohen Gesamtsteife mit Koinzidenzminima bei 630 Hz und 400 Hz, die um ca. zwei Oktaven tiefer liegen als diejenigen der VIP alleine (**Bild 38**). Die bewerteten Schalldämm-Maße sind mit 20 dB (bei 15 mm VIP) bzw. mit 21 dB (bei 30 mm VIP) klein. Nach dem Massegesetz lägen diese Werte bei 34 dB bzw. 35 dB.

Dass es sich bei den Minima im rechten Diagramm von **Bild 38** nicht um Dickenresonanzen (Masse-Feder-Masse-Resonanzen) handeln kann, zeigt schnell eine Abschätzung der Resonanzfrequenzen (Formeln siehe unten) bei senkrechtem Schalleinfall. (Das VIP ist ungefähr hundertmal weicher als das Aluminium und kann bei dieser Resonanz als Feder betrachtet werden.) Die Dickenresonanzen liegen bei 14 kHz für 30 mm VIP und bei 20 kHz für 15 mm VIP.

Mit eingeschobenen Luftschichten lässt sich diese Gesamtsteife verringern. Das Minimum verschiebt sich zu höheren Frequenzen, besitzt jedoch keinen Biege-Wellenkoinzidenzcharakter mehr, sondern eher "Dickenresonanzcharakter" (**Bild 39 links**). Daher führt die dünnere Luftschicht zu höherer Resonanzfrequenz. Mit zwei 0.1 mm dünnen Luftschichten lässt sich das bewertete Schalldämm-Maß auf 32 dB steigern.

Da sich so dünne Luftschichten nicht leicht realisieren lassen, sind Alternativen erwünscht. Im **Bild 39 rechts** sieht man, wie sich 1 mm dicke (teilweise fiktive) Gumschichten anstelle der Luftschichten auswirken. Je höher die Poisson-Zahl des Gummis (siehe Tabelle 11), desto besser. Das bewertete Schalldämm-Maß beträgt für die beiden besten Gummi-Varianten 34 dB.

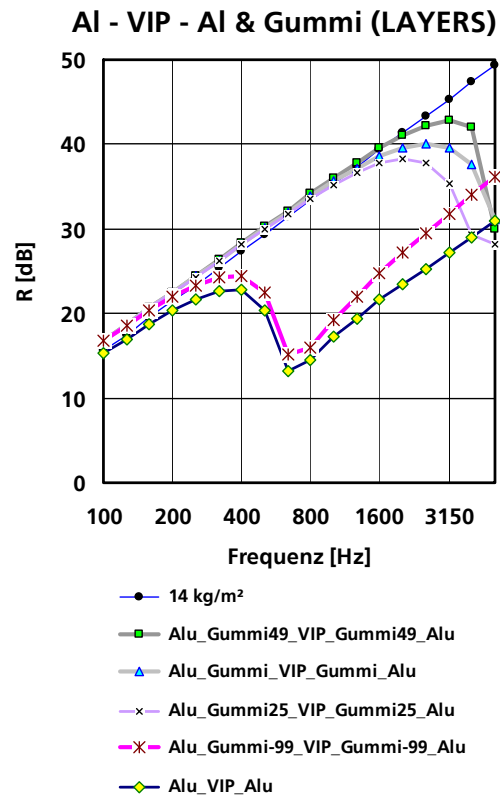
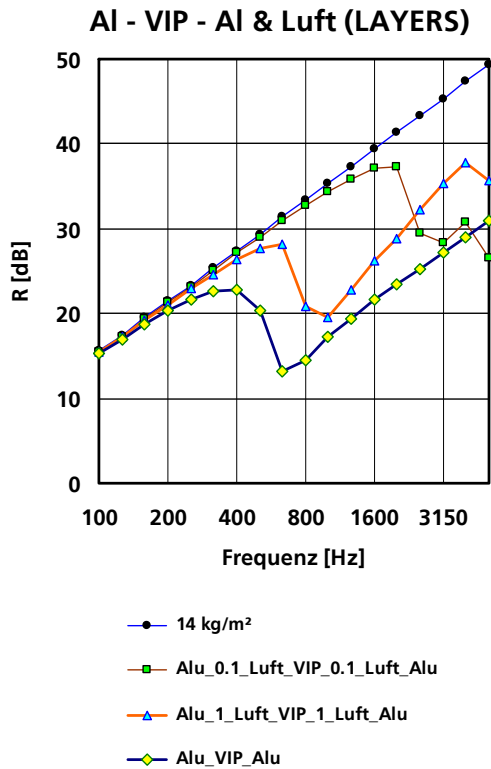


Bild 39:  
 Schalldämm-Maß von drei- und fünfschichtigen Platten mit 15 mm dickem VIP (berechnet mit LAYERS) und Massegesetz (14 kg/m<sup>2</sup>).  
 Luftschichten: 0.1 mm und 1 mm dick; Gummischichten: 1 mm dick

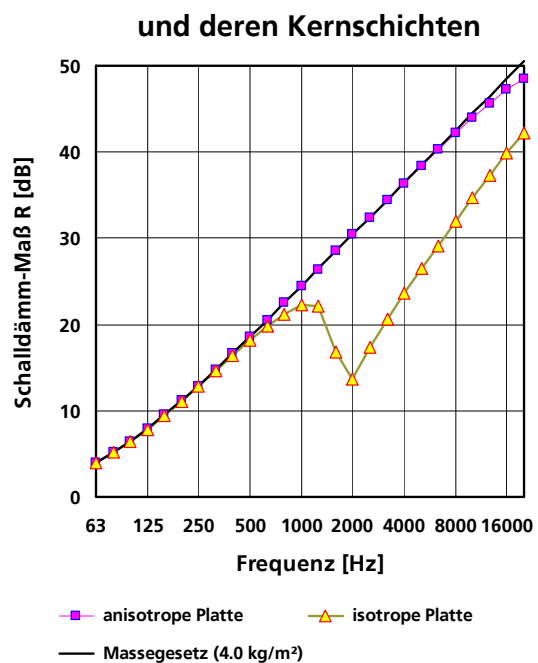
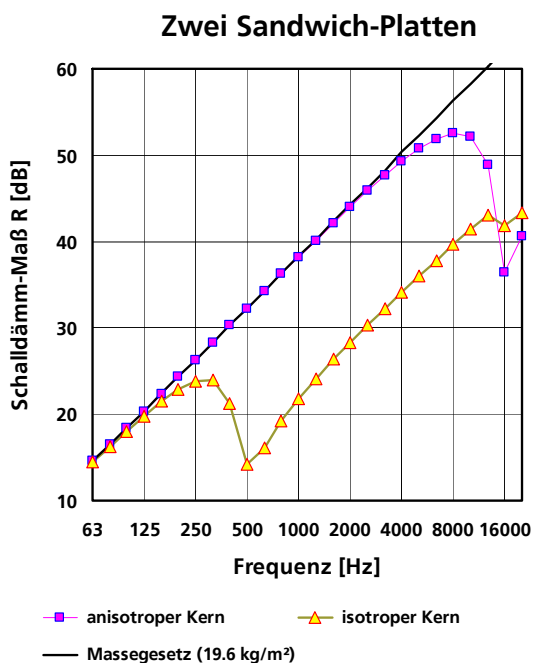


Bild 40:  
 Schalldämm-Maß zweier Sandwich-Platten (links: Abb. 2 in [May07a]) und deren Kernschichten (rechts) berechnet mit LAYERS und Massegesetz (.. kg/m<sup>2</sup>)

Die Kurven in Bild 39 rechts ähneln denen in **Bild 40 links**, die [May07a] entnommen sind. In beiden Fällen – einmal mit Gummilagen, einmal mit anisotroper Kernschicht – gelingt es, den Gültigkeitsbereich des Massegesetzes um drei oder mehr Oktaven nach oben auszudehnen. **Bild 40 rechts** zeigt, dass der Effekt im Wesentlichen auch ohne die Sandwich-Deckschichten, also bei den homogenen Kernschichten alleine auftritt. Die Anisotropie lässt eine biegeweiße Platte (hohe Koinzidenzgrenzfrequenz) mit gleichzeitig hoher Steife in Dickenrichtung (hohe Dickenresonanzfrequenz) zu. Beide Kernschichten besitzen gleiche Steife in Dickenrichtung (also gleiche Voigt-Konstante  $c_{33}$ ) und gleiche erste Dickenresonanzfrequenz (im Sandwich bei ca. 17 kHz).

Bei den Fassadenpaneelen mit einem näherungsweise elastisch isotropen VIP-Kern und vorgegebenen Deckschichten (Aluminium, Glas) lässt sich der gewünschte Effekt mit zusätzlichen geeigneten Zwischenschichten erreichen. Bei nicht zu hohen Frequenzen verhält sich auch das fünfschichtige Paneel ähnlich wie eine homogene, aber anisotrope Platte. Die "effektive Anisotropie" des Paneels lässt sich berechnen. Das Homogenisierungsprogramm nach [Hab03] liefert hier die gleichen Realteile der elastischen Konstanten wie die analytische Methode von Pagano [Pag94], zusätzlich aber auch noch Verlustfaktoren für die einzelnen Moduln (siehe **Tabelle 12**).

Tabelle 12:  
 Effektive Größen: Homogenisierung nach Pagano [Pag94] bzw. Haberkern [Hab03] (Moduln in GPa,  $f_D$ : erste Dickenresonanzfrequenz bei senkrechtem Einfall;  $f_c$ : Koinzidenzgrenzfrequenz)

Eigenschaft / Aufbau	2 mm Al 15 mm VIP 2 mm Al	2 mm Al 1 mm Gummi 15 mm VIP 1 mm Gummi 2 mm Al	Verlustfaktor nach [Hab03] für vorige Spalte
Dicke [m]	0.019	0.021	
Masse pro Fläche [kg/m <sup>2</sup> ]	13.8	16.6	
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	726.3	790.5	
einheitlicher Verlustfaktor	0.005	0.02 (angenommen)	
$E_1$	15.6356	14.1467	0.0050
$E_3$	0.9008	0.0632	0.0939
$\nu_{21}$	0.3374	0.3374	0.0000
$\nu_{31}$	0.0142	0.0012	0.0888
$G_{23}$	0.3033	0.0109	0.0969
$C_{11}$	17.7702	15.9745	0.0051
$C_{12}$	6.0794	5.3969	0.0052
$C_{13}$	0.3383	0.0253	0.0940
$C_{33}$	0.9104	0.0633	0.0940
$C_{44} = G_{23}$	0.3033	0.0109	0.0969
$C_{66} = G_{12}$	5.8454	5.2888	0.0050
$f_D$	29.5 kHz	6.7 kHz	
Biegesteife (nach Pagano) daraus $f_c$	23 816 Nm 456 Hz	29 678 Nm 448 Hz	
Biegesteife (aus $E_1$ und $\nu_{21}$ ) daraus $f_c$	10 085 Nm 701 Hz	12 320 Nm 695 Hz	



Während jedoch bei der anisotropen Schicht aus [May07a] die Steifen in der Plattenebene sehr viel geringer sind als die Steife in Dickenrichtung, ist es bei den VIP-Aufbauten umgekehrt, wenn auch nicht so extrem (Faktor 17 ohne Gummi, Faktor 224 mit Gummi).

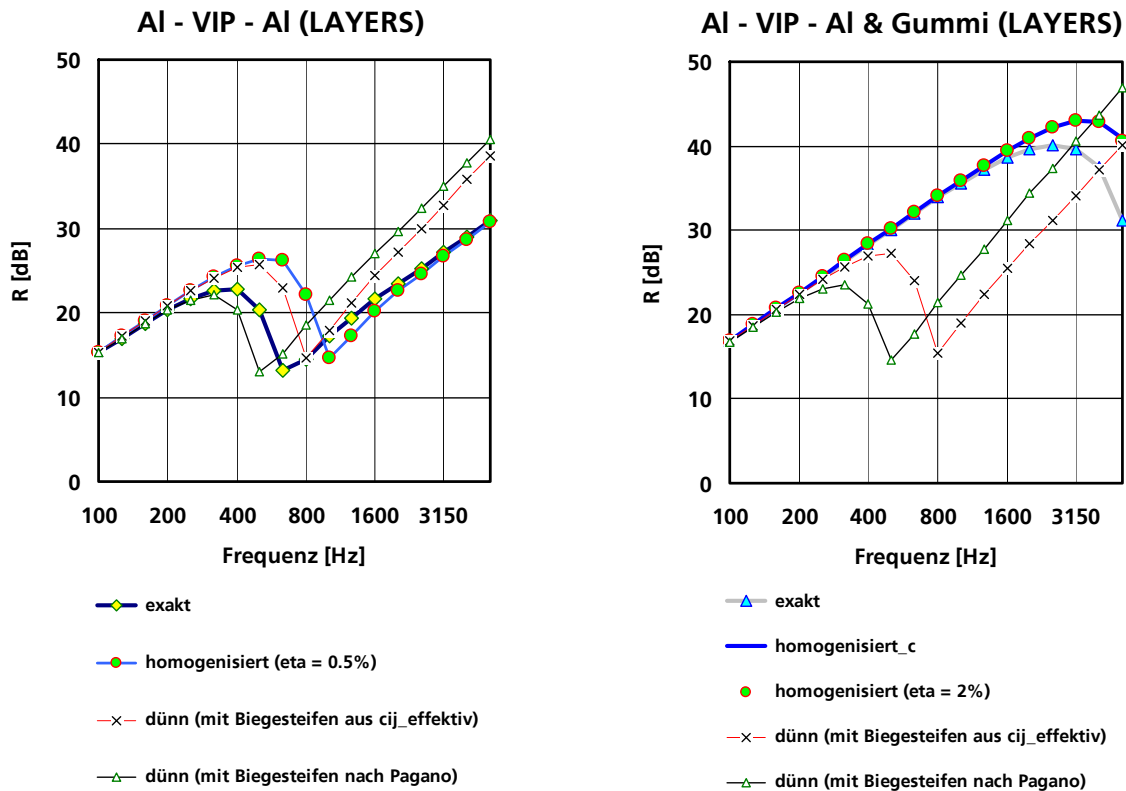


Bild 41:  
 Mit LAYERS berechnete Schalldämm-Maße der beiden Aufbauten von Tabelle 12  
 "exakt": als mehrschichtige Platte wie in Bild 39  
 "homogenisiert (eta = ...%)": als homogene anisotrope dicke Platte mit einheitlichem Verlustfaktor für alle elastischen Moduln  
 "homogenisiert\_c": als homogene anisotrope dicke Platte mit individuellen Verlustfaktoren nach Tabelle 12  
 "dünn (...)": als dünne Platte

Mit **Bild 41** wird deutlich, dass die Annahme einer einschichtigen homogenen Platte bei der Berechnung der Schalldämmung nur eingeschränkt gerechtfertigt ist. Solange die Kurve nach dem Massegesetz verläuft, gibt es natürlich keine Probleme. Aber das Koinzidenzminimum im linken Diagramm liegt bei der Homogenisierungsnäherung zwei Terzen zu hoch. Ähnliches gilt für das Abbiegen zur Dickenresonanz (rechtes Diagramm). Betrachtet man die homogenisierte Platte außerdem noch als dünn (also zu keiner Dickenresonanz fähig), hat man die Wahl zwischen zwei verschiedenen Biegesteifen: die einen aus den homogenisierten elastischen Moduln berechnet, die anderen unabhängig davon nach der Methode von Pagano. Nach Tabelle 12 (und unter der wahrscheinlichen Annahme, dass sie richtig berechnet sind) sind die "Pagano-Biegesteifen" mehr

als doppelt so hoch, was sich in einer um den Faktor 1.5 tieferen Koinzidenzfrequenz niederschlägt. Bezüglich des Koinzidenzminimums sind die "dünne-Platte-Näherungen" im linken Diagramm etwas besser als die "dicke-Platte-Näherung". Bei höheren Frequenzen jedoch passt die bei dünnen Platten sich zwangsläufig ergebende Steigung von 9 dB pro Oktave schlecht zum flacheren Verlauf der exakten Rechnung, der dagegen von der "dicke-Platte-Näherung" oberhalb 800 Hz zunehmend besser wiedergegeben wird.

Im rechten Diagramm ist offensichtlich, dass der fünfschichtige Aufbau oberhalb des Massegesetzanstiegs nicht mehr als dünne Platte betrachtet werden darf: Es findet keine Biegewellenkoinzidenz statt. Die aus der Homogenisierung abgeleiteten Biegesteifen besitzen lediglich quasistatische Relevanz, keine akustische. Oberhalb von 200 Hz gibt es keine Biegewellen im eigentlichen Sinne mehr; die Auslenkung senkrecht zur Plattenebene ist von der Koordinate in Dickenrichtung abhängig. Wie die Wellenbewegung bei verschiedenen Frequenzen und Einfallswinkeln im Einzelnen aussieht, könnte mithilfe einer Visualisierung genauer studiert werden.

Die aus Dicke, Dichte und der effektiven elastischen Konstante  $c_{33}$  berechnete erste Dickenresonanz

$$f_D = \frac{1}{2h} \sqrt{\frac{c_{33}}{\rho}} \quad (\text{F3})$$

liegt im dreischichtigen Fall Al-VIP-Al bei 30 kHz (siehe Tabelle 12). Benutzt man – ohne zu homogenisieren – die Formel

$$f_{\text{res1}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2c_{33\text{VIP}}}{mh}} \sqrt{1 - \frac{1}{6}\gamma + \frac{1}{45}\gamma^2} \quad (\text{F4})$$

aus [May07a] (siehe Anhang B) mit der VIP-Schicht als massebehafteter Feder und den Al-Schichten als starre Massen mit den flächenbezogenen Massen  $\rho h = 3 \text{ kg/m}^2$  (Feder) und  $m = 5.4 \text{ kg/m}^2$  (eine Al-Schicht) sowie mit  $\gamma = \rho h/m \approx 0.56$ , ergibt sich ein deutlich geringerer Wert: 20.3 kHz. (Der zweite Wurzelfaktor, der die Masse der Feder berücksichtigt, beträgt ungefähr 0.956.) In der Tat besitzt die dreischichtig berechnete Kurve bei 20 kHz einen Einbruch, während die Schalldämmung der entsprechenden homogenisierten dicken Platte bei dieser Frequenz weiter ansteigt (ohne Bild). Die im statischen Fall für die effektive Steife unerhebliche inhomogene Massenverteilung des dreischichtigen Aufbaus wirkt sich im dynamischen Resonanzfall offenbar stark aus und führt im Vergleich zur homogenisierten Platte zu einer drastischen Reduktion der Resonanzfrequenz.

Formel (F4) ist auf den fünfschichtigen Fall Al-Gummi-VIP-Gummi-Al nicht unmittelbar anwendbar. Zuvor muss die dreischichtige "Feder" Gummi-VIP-Gummi zu einer einschichtigen homogenisiert werden. Aus den effektiven Größen  $c_{33} \approx 0.05 \text{ GPa}$  und  $\rho \approx 341 \text{ kg/m}^3$  sowie mit  $h = 17 \text{ mm}$  erhält man 4.9 kHz, eine Terz tiefer als der tatsächliche Wert. Formel (F3) ergibt 6.7 kHz, was gut zu den Dämmungsminima sowohl der fünfschichtigen als auch der

einschichtigen Rechnung passt. Nach den Erfahrungen beim dreischichtigen Fall Al-VIP-Al muss diese Übereinstimmung jedoch als eher zufällig angesehen werden.

Mehrschichtige Platten in der Rechnung als einschichtige zu betrachten, soll beim qualitativen Verständnis des Dämmungsverhaltens helfen. Wie die Beispiele zeigen, kann diese Betrachtungsweise in die Irre führen, insbesondere wenn die einschichtige Platte zusätzlich als dünn angenommen wird. Eine Verbesserung der einschichtigen Nachbildung mehrschichtiger Aufbauten lässt sich mit frequenzabhängigen effektiven Größen erzielen, was aber hier nicht weiter verfolgt wurde.

Um Dämmungseinbrüche zu vermeiden, ist eine möglichst geringe Gesamtbiegesteife ("effektive Biegesteife") anzustreben oder durch "Entkopplung" der Deckschichten die Ausbildung von Biegewellen des gesamten Aufbaus überhaupt zu verhindern. Außerdem ist eine genügend hohe Steife in Dickenrichtung erforderlich, die beispielsweise bei den 1 mm dicken Luftschichten schon nicht mehr erreicht wird. Dagegen dürfen die Gummischichten durchaus 1 mm dick sein. Das fiktive "(Anti-)Gummi"-Material mit negativer Poisson-Zahl  $-0.99$ , d. h. mit vergleichsweise hohem Schermodul, würde die Biegesteife des dreischichtigen Panels kaum verändern. Bei diesen festen, isotropen Zwischenschichten sind demnach hohe (positive) Poisson-Zahlen angesagt (siehe Bild 39).

Im Bauwesen sind symmetrische Aufbauten von Vorteil, weil dann ein Fassadenpaneel nicht "falsch herum" eingebaut werden kann. Akustisch gesehen sind asymmetrische Aufbauten häufig günstiger – wenigstens in einem gewissen Frequenzbereich. **Bild 42** zeigt daher drei Fälle mit nur einer Gummischicht (Dicken: 1 mm, 2 mm und 4 mm) im Vergleich zu den Ergebnissen der symmetrischen Aufbauten mit und ohne Gummischichten in Bild 39. Das Weglassen einer Gummischicht verschlechtert die Dämmung oberhalb 2 kHz erheblich. Es ist aber erstaunlich, dass der Dämmungseinbruch nicht schon bei tieferen Frequenzen auftritt. Verdoppelt man die Dicke der verbliebenen Gummischicht, ergibt sich ab 1.6 kHz ein fast horizontaler Verlauf, der das Absinken bei 5 kHz vermeidet. Eine weitere Verdoppelung auf 4 mm bewirkt demgegenüber nur noch eine geringe Verbesserung. Fazit: Die unsymmetrische Variante ist akustisch von Vorteil, wenn die Dicke der Gummischicht richtig gewählt wird.

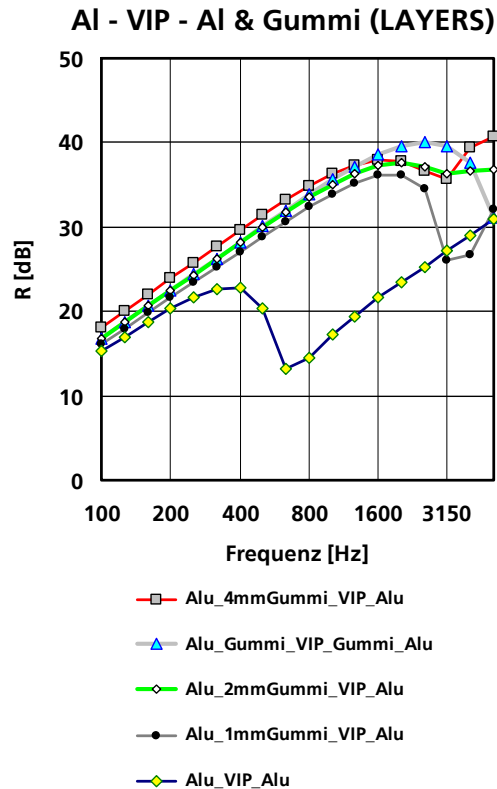
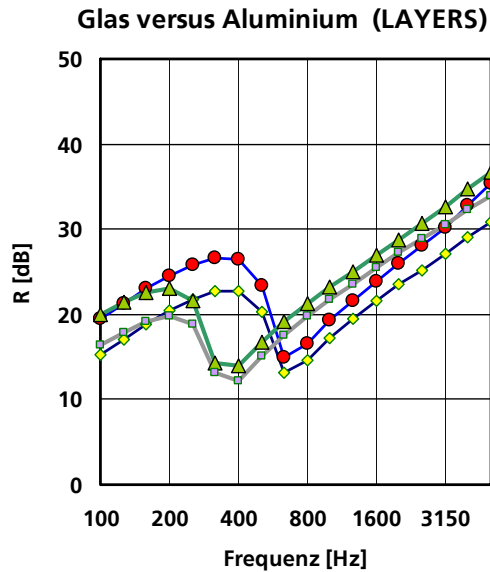
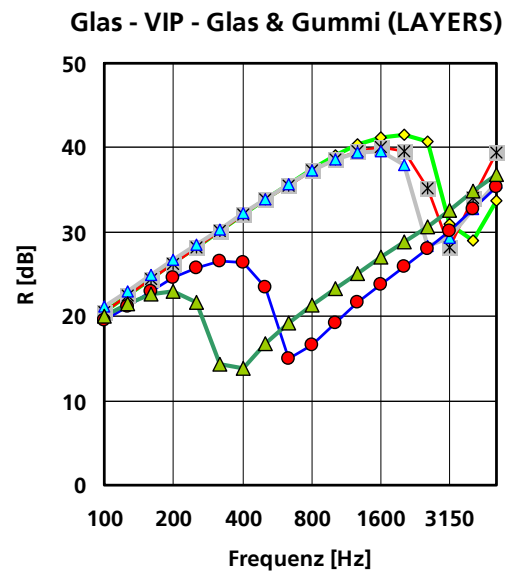


Bild 42:  
Schalldämm-Maß von drei- bis fünfschichtigen Platten mit 15 mm dickem VIP und verschieden dicken Gummischichten (berechnet mit LAYERS)

Als Außenhaut einer Fassade ist neben Aluminium auch Glas denkbar. Daher sollte rechnerisch untersucht werden, welche Schalldämmung sich ergibt, wenn die Aluminiumdeckschichten durch Glas ersetzt werden. Glas besitzt aus akustischer Sicht ähnliche Eigenschaften wie Aluminium. Bei den LAYERS-Rechnungen wurden folgende Werte benutzt: Dichte 2500 kg/m<sup>3</sup>, E-Modul 60 GPa, Poisson-Zahl 0.3, Verlustfaktor 0.5% (ad hoc wie bei Aluminium und VIP in Tabelle 11). Bei gleicher Dicke sind demnach auch ähnliche Ergebnisse für die Schalldämmung zu erwarten. Weil man in der Praxis aber eher mit 4 mm dicken Glasscheiben arbeiten wird, sind in Bild 43 die Ergebnisse einiger "Glas-Varianten" mit Dicken zwischen 23 und 40 mm und flächenbezogenen Massen von 23.0 bis 28.8 kg/m<sup>2</sup> dargestellt. Die Koinzidenzminima der dreischichtigen Glas-Varianten haben sich relativ zu den Aluminium-Varianten praktisch nicht geändert; die Zunahme der effektiven Biegesteife und die Zunahme an Masse kompensieren sich offenbar weitgehend. Die Biegewellenkoinzidenzen können auch bei den Glas-Varianten mit Hilfe von Gummilagen (1 mm dick beim symmetrischen Aufbauten) beseitigt werden. Das Massegesetz gilt dann ungefähr zusätzliche drei Oktaven, bis zum Einsatz der "Dickenresonanzen".



● Glas\_15mmVIP\_Glas    ◆ Alu\_15mmVIP\_Al  
▲ Glas\_30mmVIP\_Glas    ◻ Alu\_30mmVIP\_Al



◆ Glas\_Gummi\_15mmVIP\_Gummi\_Glas  
✕ Glas\_2mmGummi\_15mmVIP\_Glas  
▲ Glas\_Gummi\_30mmVIP\_Gummi\_Glas  
● Glas\_15mmVIP\_Glas  
▲ Glas\_30mmVIP\_Glas

Bild 43:  
Schalldämm-Maß von drei- bis fünfschichtigen Platten mit 2 mm dickem Aluminium-Deckschichten (wie in Bild 38) sowie mit 4 mm dicken Glasscheiben (berechnet mit LAYERS)

Aus den hier beschriebenen rechnerischen Studien zur Schalldämmung von Fassadenpaneelen lassen sich einige Richtlinien ableiten. Ziel ist die Vermeidung von Dämmungseinbrüchen. Man versucht, die Gültigkeit des Massegesetzes möglichst weit zu hohen Frequenzen hin auszudehnen. (Der Bereich tiefer Frequenzen, in dem Eigenschwingungen der Paneele eine maßgebliche Rolle spielen, konnte nicht untersucht werden.) Dämmungseinbrüche können sowohl durch Biegewellenkoinzidenz als auch durch Dickenresonanzen verursacht werden. Der Biegewellenkoinzidenz "entkommt" man auf zweierlei Weise: Entweder wird sie aus dem kritischen Frequenzbereich hinausgeschoben, beispielsweise jenseits von 5 kHz. Dazu muss die Gesamtbiegesteife des Paneels (die effektive Biegesteife) genügend klein gemacht werden. Oder man entkoppelt die Schichten des Paneels voneinander dergestalt, dass oberhalb der Gültigkeit des Massegesetzes keine Biegewellen mehr möglich sind, weil die einzelnen Schichten "unabhängiger" geworden sind und mit unterschiedlichen Amplituden und Phasen schwingen. Die Entkopplung birgt jedoch die Gefahr, dass das Paneel in Dickenrichtung zu weich wird und eine Dickenresonanz die Schalldämmung verschlechtert. Im Beispiel trat dieser Effekt bereits bei nur 1 mm dicken Luftschichten auf. Günstig sind Entkopplungsschichten mit hoher Poisson-Zahl (z. B. Gummi), also mit hohem Kompressionsmodul und niedrigem Schermodul, weil sie gleichzeitig zu geringer Gesamtbiegesteife und hoher Steife in Dicken-

richtung führen. Ein unsymmetrischer Aufbau (nur eine Gummischicht) ist akustisch von Vorteil, wenn die Dicke der Gummischicht richtig gewählt wird.

### 5.3 Prognosen für Massivwände mit vorgesetzten VIP

Mit LAYERS wurde die Schalldämmung von Aufbauten berechnet, die eine Massivwand mit VIP kombinieren. Als Massivwand wurde eine verputzte 25 cm dicke Porenbetonwand ausgewählt, deren Schalldämmung oberhalb von 200 Hz mit LAYERS ziemlich gut modelliert werden konnte [May99]. Die Putzschichten bestanden aus 5 mm Glättputz (innen) und 10 mm Außenputz. Die gesamte Masse pro Fläche betrug 177 kg/m<sup>2</sup>, das bewertete Schalldämm-Maß der auf konstanten Verlustfaktor normierten Messung  $R_w = 48$  dB (siehe **Bild 44**). (Wegen der Abweichungen im tieffrequenten Bereich lieferte die Rechnung lediglich  $R_w = 45$  dB.)

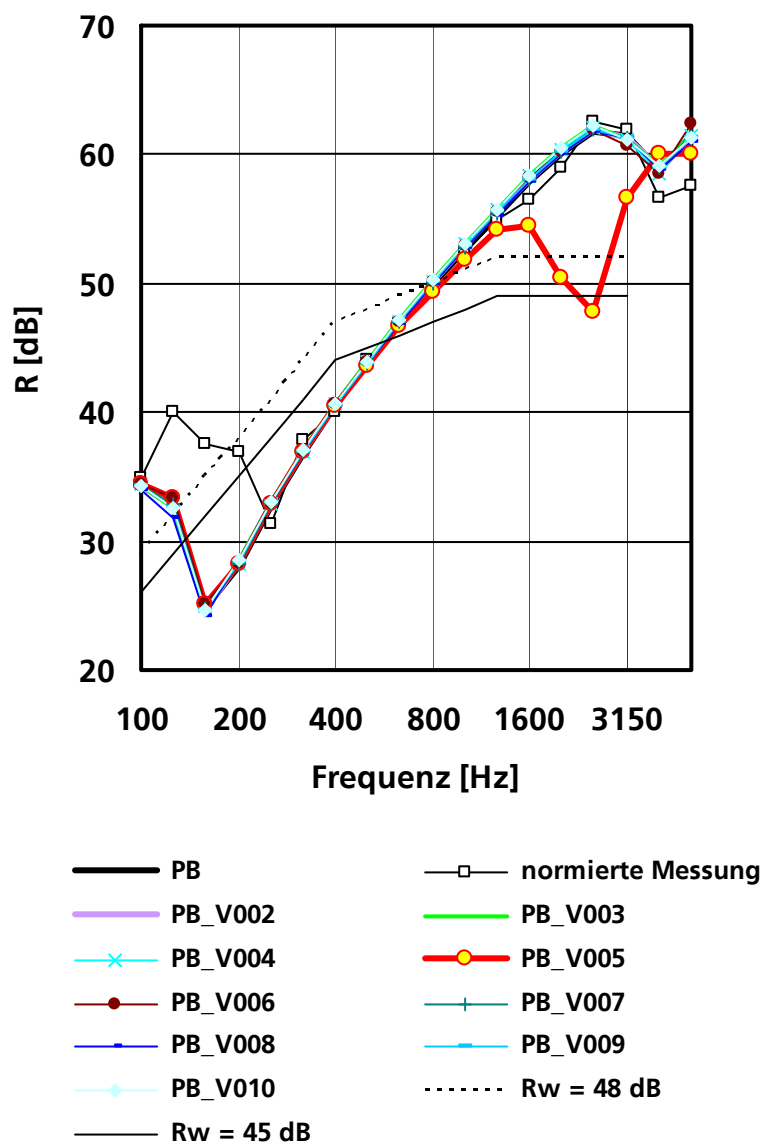


Bild 44: Schalldämm-Maße einer Porenbetonwand mit aufgeklebten VIP V002 bis V010

"Klebt" man rechnerisch auf den Außenputz eines der VIP mit den Eigenschaften in Tabelle 10, verändert sich die Schalldämmung außer bei V005 praktisch nicht. Die dicke und weiche V005-Platte verursacht jedoch einen starken Resonanzeinbruch bei 2.5 kHz.

Um ein "nacktes" VIP auf der Außenseite zu vermeiden, wurde auch das VIP mit 10 mm Außenputz versehen (**Bild 45**). Nun zeigt sich bei V005 und auch bei V004 – den VIP mit den niedrigsten E-Moduln – ein ausgeprägtes doppel-schaliges Verhalten. In den anderen Fällen, außer bei V006 (mit drittkleinstem E-Modul), findet man im Wesentlichen den Verlauf der unverkleideten Wand.

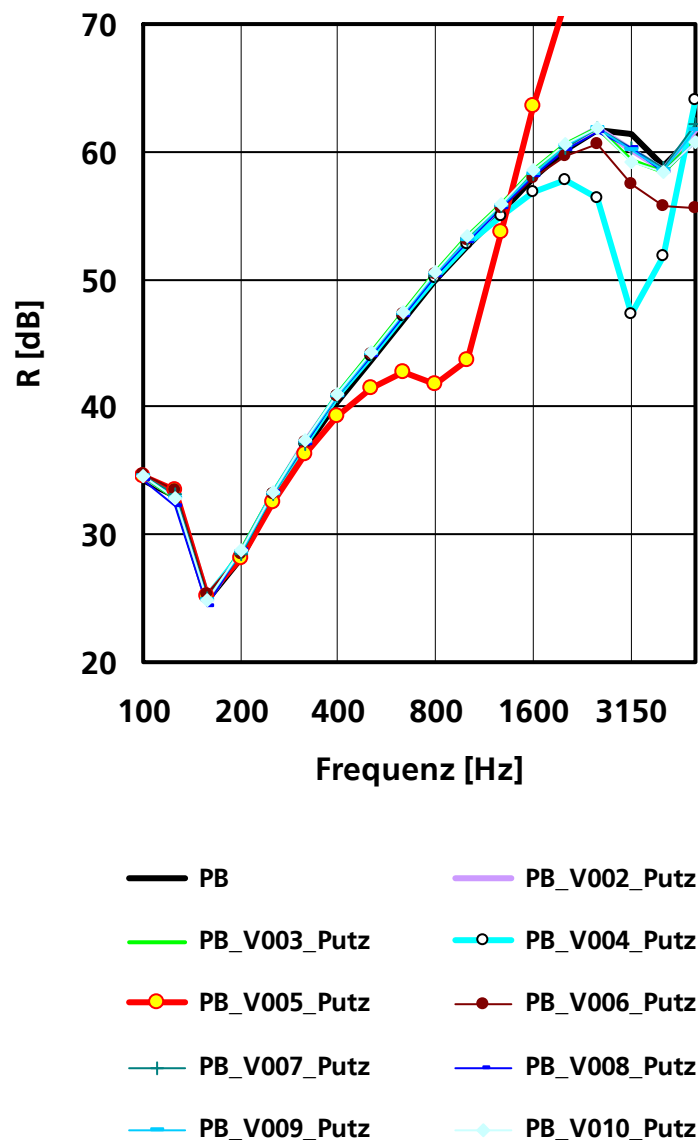


Bild 45: Schalldämm-Maße einer Porenbetonwand mit verputzten VIP V002 bis V010





Um im Fall V004 das Minimum bei 3.15 kHz (47 dB) auf den Wert der unverkleideten Massivwand (61 dB) zu steigern, müsste der Verlustfaktor von V004 (ursprünglich 0.5%) auf 100% erhöht werden (Kurve PB\_V004\_100%\_Putz). Die Kurvenfolge mit den Zwischenwerten 10% und 30% zeigt, dass der Resonanzeinbruch nur durch kräftige Dämpfungserhöhung merklich gemildert werden kann (Bild 46).

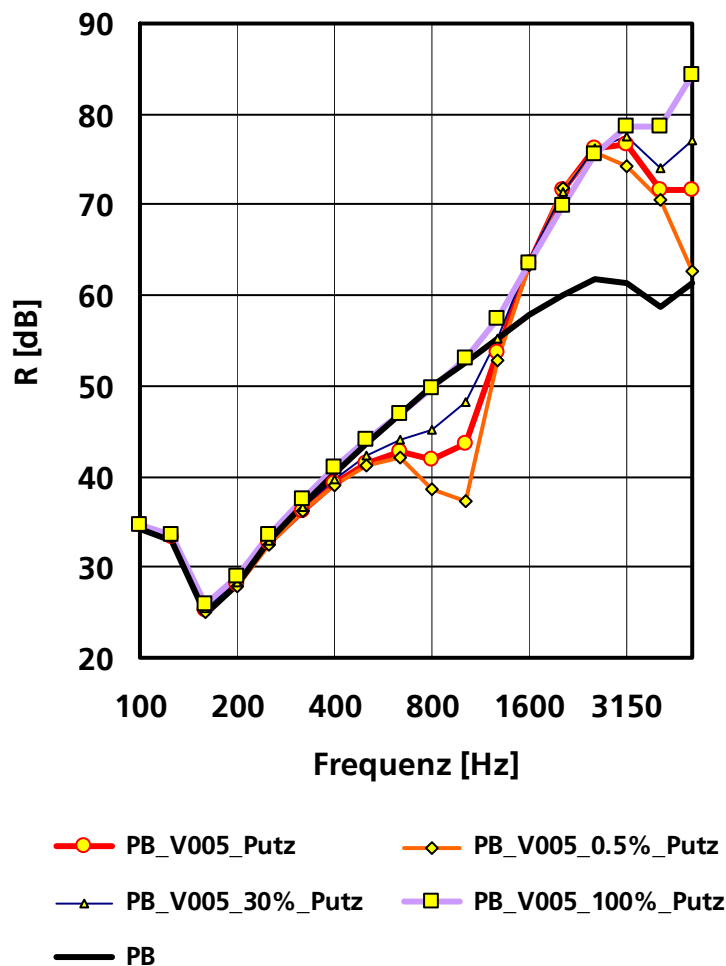


Bild 47:  
Wie Bild 45 für V005, jedoch zusätzlich mit anderen Verlustfaktoren berechnet und Ordinate bis 90 dB

Im Fall V005 (Bild 47) verhält es sich ähnlich. Hätte V005 nur einen Verlustfaktor von 0.5% (ursprünglich 10%), wäre der Resonanzeinbruch noch stärker ausgeprägt. Auch hier wäre mit einem Verlustfaktor von 100% der Einbruch vollständig "ausgebügelt". Bemerkenswert ist, dass von 1600 Hz bis 2500 Hz die Dämpfung von V005 für das Schalldämm-Maß praktisch keine Rolle spielt. Bei noch höheren Frequenzen macht sich dagegen wieder ein starker Einfluss bemerkbar.

Fazit: In den meisten Fällen verursachte die VIP-Verkleidung keine nennenswerten Änderungen gegenüber der Schalldämmung der Massivwand alleine. Weiche und dicke VIP können jedoch Verschlechterungen hervorrufen. Zum "Ausbügeln" der auftretenden Resonanzeinbrüche durch Erhöhung der VIP-Dämpfung bräuchte man sehr hohe Verlustfaktoren.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Bericht gibt umfassend Auskunft über die bislang unbekanntenen schalldämmenden Eigenschaften von Vakuumisulationspaneelen (VIP). Sie wurden sowohl messtechnisch erfasst als auch rechnerisch untersucht. Messungen der Schalldämmung von unversehrten VIP zeigen typischerweise zunächst Massegesetzverhalten und biegen dann zu einem Minimum ab. Die Minima liegen – je nach Stützmaterial und Dicke des VIP – bei 2 kHz oder höher, zum Teil oberhalb 5 kHz. Die bewerteten Schalldämm-Maße  $R_w$  liegen zwischen 18 dB und 29 dB, teilweise oberhalb (max. + 3 dB), teilweise unterhalb (max. 4 dB) der  $R_w$ -Werte für Massegesetzverhalten. Bei Beschädigung ("Belüftung") der VIP verschlechtert sich die Schalldämmung in aller Regel – zum Teil drastisch, insbesondere wenn das Stützmaterial zusammensackt und das Paneel im oberen Teil sehr dünn und leicht wird.

Es wurde versucht, die gemessenen Schalldämm-Maße zwischen 800 Hz und 5 kHz mit dem IBP-Programm LAYERS rechnerisch nachzubilden. Dabei wird ein VIP als homogene Platte mit frequenzunabhängigen isotropen Eigenschaften betrachtet. Während die Schalldämmungsmaxima recht gut wiedergegeben werden, bereiten die Minima etwas größere Schwierigkeiten. Die maximalen Abweichungen zwischen Rechnung und Messung bewegen sich zwischen 2 und 7 dB. Für eine genauere rechnerische Nachbildung müssen möglicherweise Frequenzabhängigkeit und Anisotropie berücksichtigt werden.

Mit Modalanalysen konnte bei einigen VIP eine Reihe tieffrequenter Eigenmoden identifiziert werden. Zum Teil ist es gelungen, daraus Orientierungswerte für E-Modul und Poisson-Zahl zu gewinnen. Erhebliche Abweichungen von den E-Modul-Werten, die bei der Rechnung mit LAYERS verwendet wurden, lassen darauf schließen, dass die Frequenzabhängigkeit der elastischen Moduln der VIP – und damit auch der Verlustfaktoren – im Allgemeinen nicht vernachlässigbar ist.

Da ein VIP in der Praxis durch zusätzliche Schichten vor Beschädigung geschützt werden muss, ist weniger die Schalldämmung eines nackten VIP als die eines mehrschichtigen Aufbaus mit integriertem VIP von Interesse. Als aktuelles Anwendungsbeispiel wurden Fassadenpaneele mit Aluminiumdeckschichten und VIP-Kern – teilweise mit weiteren Zwischenschichten aus Vlies oder Gummi – untersucht. Die Messungen ergaben ein charakteristisches Minimum der Schalldämmung bei 400 Hz, das zu bewerteten Schalldämm-Maßen von 30 bis 32 dB führte, die einige Dezibel schlechter sind als nach dem Massegesetz zu erwarten (33 bis 35 dB). Berechnungen mit LAYERS zufolge sollte sich – beispielsweise mit geeignet dimensionierten Gummischichten – das Massegesetz im Bereich des gemessenen Minimums "retten" lassen. Dass dies im Experiment nicht oder nur andeutungsweise beobachtet wurde, muss wohl haupt-

sächlich mangelhafter Verklebung zugeschrieben werden. Mit Hilfe von LAYERS-Berechnungen lässt sich zeigen, wie das störende Schalldämmungsminimum vermieden werden kann, nämlich durch geringe Gesamtbiegesteife bei gleichzeitig hoher Steife in Dickenrichtung, so dass sowohl Dickenresonanz als auch Koinzidenzeinbruch jenseits von 5 kHz zu liegen kommen. Ausreichende Entkopplung der Schichten voneinander führt sogar dazu, dass – oberhalb der Gültigkeit des Massegesetzes – Biegewellen des gesamten Aufbaus gar nicht mehr auftreten. Eine vereinfachte Berechnung als homogene Platte (Homogenisierung des mehrschichtigen Aufbaus) ist dann nicht mehr statthaft. Empfehlungen zur Verbesserung der Schalldämmung von VIP-Fassadenpaneelen und die Möglichkeit einer rechnerischen Prognose mit LAYERS sind vorhanden; an der technischen Umsetzung muss noch gearbeitet werden.

Wie sich eine VIP-Verkleidung einer Massivwand auf deren Schalldämmung auswirkt, wurde rein rechnerisch untersucht. Als Massivwand diente eine verputzte 25 cm dicke Porenbetonwand mit  $177 \text{ kg/m}^2$ , die mit LAYERS bereits erfolgreich modelliert werden konnte. Um das VIP auf der Außenseite zu schützen, wurde es in der Rechnung mit 10 mm Putz versehen. Auf diese Weise entsteht ein Masse-Feder-Masse-System, dessen Resonanz die Schalldämmung deutlich verschlechtern kann. In den betrachteten Fällen trat dies nur bei den Polyurethan-VIP auf. Bei den übrigen VIP-Varianten änderte sich die Schalldämmung der Massivwand durch die Verkleidung praktisch nicht. Um keine Verschlechterung zu verursachen, darf das VIP nicht zu dick und in Dickenrichtung nicht zu weich sein.

Schallschutz mit Vakuumisulationspaneelen ist nun auf solider experimenteller und theoretischer Grundlage abschätzbar und planbar. Die Erkenntnisse zur VIP-Verkleidung von Massivwänden sind unmittelbar in die Praxis übertragbar. Darüberhinaus können die angegebenen Werte für den E-Modul von VIP zur Vorhersage der Trittschalldämmung von Fußbodenaufbauten mit thermischer VIP-Dämmschicht dienen. Aus Vergleichen mit Messwerten ließen sich Informationen zur vermuteten Frequenzabhängigkeit des E-Moduls eines VIP ableiten.

Weiterer Forschungsbedarf besteht bei der Optimierung mehrschichtiger Aufbauten wie Fassadenpaneelen, wobei der Realisierung der Verbindungen zwischen den Schichten eine besondere Bedeutung zukommt. Bei dieser Optimierung könnte sich ergeben, dass genauere Kenntnisse über die elastischen Eigenschaften von VIP nützlich oder gar erforderlich wären, um das akustische Potential auch wirklich auszuschöpfen. Dafür müssten – in einem grundlagenorientierten Forschungsvorhaben – die noch offenen Fragen nach Anisotropie und Frequenzabhängigkeit der VIP-Eigenschaften behandelt werden. Wie die Dämpfung in einem nanostrukturierten Material wie pyrogener Kieselsäure zustande kommt und möglicherweise günstig beeinflusst werden kann, wäre eine zusätzliche, anspruchsvolle Fragestellung.

## 7 Mitwirkung

Bei den Arbeiten, insbesondere bei der Herstellung der Proben, der Vorbereitung und Durchführung der Messungen, wirkten mit:

Firma va-Q-tec, Würzburg

- Dr. Roland Caps
- Jochen Hiemeyer

Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Abteilung Akustik, Stuttgart

- Dipl.-Ing. (FH) Rajko Berger
- Ting Zhang
- Dipl.-Ing. (FH) Dieter Brandstetter
- cand. Ing. Konrad Förster
- Norbert Rambausek
- Dipl.-Ing. Ivo Haltenorth
- Igor Duric

Der projektbegleitenden Arbeitsgruppe gehörten an:

- Dr. Roland Caps, Firma va-Q-Tec, Würzburg
- Prof. Dr. Hanno Ertel, Universität Stuttgart
- Prof. Dr. Oliver Kornadt, Bauhaus-Universität Weimar
- Dipl.-Ing. Hans-Peter Lawrenz, Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung
- Prof. Dr. Shew-Ram Mehra, Universität Stuttgart

Allen Mitwirkenden sei herzlich gedankt.

## 8 Literatur

- [Dör01] Dörig Fenster Service AG: Vakuum-Fenster: U-Wert 0,3 W/m<sup>2</sup>K. Gebäudetechnik 23 (2001) H. 2, S. 2.
- [Ebe06] H.-P. Ebert (ZAE Bayern), persönliche Mitteilung (2006).
- [Ede02] W. A. Edelstein, R. A. Hedeem, R. P. Mallozzi, S. A. El-Hamamsy, R. A. Ackermann, T. J. Havens: Making MRI quieter. Magnetic Resonance Imaging 20 (2002) 155-163.
- [Fro07] L. Frommann, N. Aisenbrey, W. Maysenhölder, I. Haltenorth: Herstellung und Eigenschaften von akustisch optimierten Sandwich-Strukturen aus naturfaserverstärktem Kunststoff. Fortschritte der Akustik - DAGA 2007, DEGA 2007 (CD-ROM).
- [Gri99] S. F. Griffin, K. K. Denoyer, A. Das: Passive vibroacoustic isolation for payload containers. Journal of Intelligent Material Systems and Structures 10 (1999) 83-87.
- [Gud07] Z. Gudelj: Schalldämmung von Vakuum-Isolier-Bauteilen. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Bauphysik, Universität Stuttgart (2007).
- [Hab03] Haberkern, R.: Total and partial homogenisation for low frequencies and small wavenumbers in elasticity. Dissertation, Universität Stuttgart, Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart 2003.
- [Hei05] U. Heinemann: Wesen, Potentiale und Besonderheiten von Vakuumisulationspaneelen. VIP-Bau 2005, Tagungsordner, S. A1-A10.
- [Kro99] W. Kropp, E. Rebillard: On the air-borne sound insulation of double wall constructions. ACUSTICA united with acta acustica 85 (1999) 707-720.
- [Len05] K. Lenz, P. Leistner, K. Sedlbauer, N. König: Vakuumisulationspaneele aus hygrothermischer und akustischer Sicht. VIP-Bau 2005, Tagungsordner, S. E1-E13.
- [May97] W. Maysenhölder, B. Horvatic: Bestimmung elastodynamischer Eigenschaften von Baustoffen. IBP-Mitteilung 24 (1997) Nr. 310.
- [May99] W. Maysenhölder: LAYERS – ein Werkzeug zur Untersuchung der Schalldämmung von Platten aus anisotropen Schichten. IBP-Mitteilung 26 (1999) Nr. 347.
- [May06] W. Maysenhölder: Zur Prognose der Schalldämmung zweischaliger Membrankonstruktionen. Bauphysik 28 (2006) H. 5, 289-296.
- [May07a] W. Maysenhölder: Berechnung der Schalldämmung von Sandwich-Bauteilen: Worauf kommt's an? Fortschritte der Akustik, DAGA 2007.
- [May07b] W. Maysenhölder: Berechnung der Schalldämmung von Bauteilen. Vorlesung an der Universität Stuttgart (2007).
- [Pag94] N. J. Pagano: Exact Moduli of Anisotropic Laminates. In: J. N. Reddy (ed.): Mechanics of Composite Materials. Kluwer Acad. Publ., Boston 1994, p. 210-231.

- [Vin06] R. Vinokur: Mechanism and calculation of the niche effect in air-borne sound transmission. J. Acoust. Soc. Am. 119 (2006) 2211-2219.
- [vip06] <http://www.vip-bau.de>, Stand 10. 08. 2006.
- [wik06] <http://de.wikipedia.org/wiki/Vakuum>, Stand 10. 08. 2006.

# Anhang

## Anhang A: Liste der VIP-Prüflinge

Lfd. Nr.	Kennung	Länge [cm]	Breite [cm]	Dicke [mm]	Masse [kg]	Bemerkung	
1	V001-1	99.5	64.5	20	2.418	mikroporöses Silica	
2	V001-2	100.5	64.5	20	2.445		
3	V002-1	100.0	59.5	10	1.260		
4	V002-2	100.0	60.0	10	1.264		
5	V003-1	99.9	59.8	20	2.327		
6	V003-2	99.8	59.6	20	2.302		
7	V004-1	98.5	59.8	20	0.858	offenporiges Polyurethan	
8	V004-2	98.8	59.9	20	0.869		
9	V005-1	98.5	60.0	30	1.238		
10	V005-2	98.5	59.9	30	1.257	Mikrofaservlies	
11	V006-1	100.0	61.0	14	1.831		
12	V006-2	99.5	60.5	14	1.828		
13	V007-1	99.8	60.8	7	1.006		
14	V007-2	100.0	61.0	7	1.030	grobe Glasfaser	
15	V008-1	99.0	61.0	4	1.039		
16	V008-2	99.5	60.8	4	1.014	mikroporöses Silica mit Brandschutzvliesabdeckung	
17	V009-1	100.0	59.8	10	1.350		
18	V009-2	100.2	59.7	10	1.392		
19	V010-1	99.8	59.7	21	2.456		
20	V010-2	99.5	59.5	21	2.468	"Pulver"	
21	V011-1	100	59	28 .. 30	3.482		
22	V011-2	100	60.5	25 .. 30	3.505		
23	V011-3	98.5	59	26 .. 33	3.173	Ersatz für belüftetes V011-1	
24	V012-1	100	60	11 .. 15	1.619	mikroporöses Silica (Variante)	
25	V012-2	100	60	11 .. 15	1.625		
26	V013-1	98	60.5	15 .. 25	2.347	"Pulver"	
27	V013-2	98.5	60	15 .. 20	2.363		
28	V014-a	100	60.5	28 .. 33	3.311	Kieselsäure- VIP	Druck ca. 8 mbar *)
29	V014-b	99.5	59	27 .. 30	3.358		Druck ca. 100 mbar *)
30	V014-c	100.5	59	28 .. 33	3.368		Druck ca. 500 mbar *)

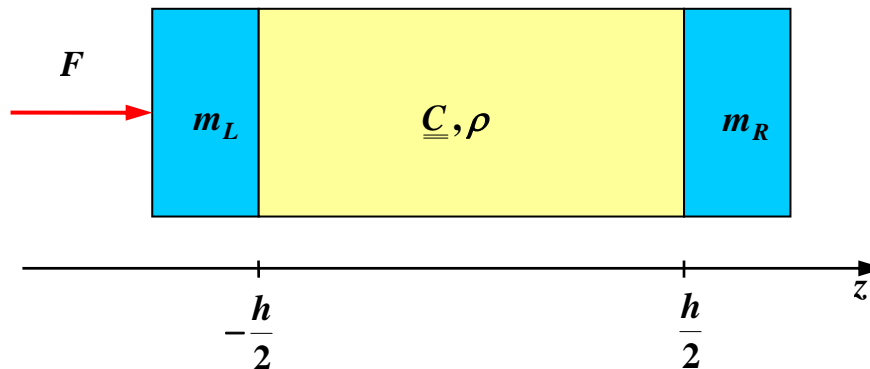
\*) Luftdruckangabe vom Hersteller



## Anhang B: Eindimensionales Rechenmodell für Resonanzfrequenzen

Modell:

starre Masse – elastischer Festkörper – starre Masse



Für eine Anregung mit der Kraft  $F$  (entsprechend senkrechtem Schalleinfall) lassen sich die Resonanzfrequenzen  $\omega_{\text{res}}/(2\pi)$  berechnen aus

$$(m_L \omega_{\text{res}} + i \rho c)(m_R \omega_{\text{res}} + i \rho c) e_-^2 - (m_L \omega_{\text{res}} - i \rho c)(m_R \omega_{\text{res}} - i \rho c) e_+^2 = 0$$

mit den starren Massen  $m_L$  und  $m_R$  und den Abkürzungen

$$e_- = \exp\left[-i \frac{kh}{2}\right] \quad \text{und} \quad e_+ = \exp\left[i \frac{kh}{2}\right].$$

$h$ ,  $\rho$  und  $c$  sind Dicke, Dichte und Schallgeschwindigkeit des elastischen Festkörpers,  $k$  die zugehörige Wellenzahl. Der Unterschied zum üblichen Masse-Feder-Masse-Modell besteht darin, dass statt der masselosen Feder ein elastischer Festkörper, der auch anisotrop sein kann, betrachtet wird.

Für den symmetrischen Fall  $m_L = m_R = m$  mit  $\gamma = \frac{\rho h}{m} \leq 2$  gilt die analytische Näherung [May07a]:

$$f_{\text{res1}} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2c_{33}}{mh}} \sqrt{1 - \frac{1}{6}\gamma + \frac{1}{45}\gamma^2}.$$