

Entwurf von Schallabsorbern für Produktionshallen (Holzverarbeitung)

Toningenieur-Projekt

durchgeführt von

Florian Mitsch

Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation

der Technischen Universität Graz

Leiter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gernot Kubin

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Weselak

Graz, September 2013

Zusammenfassung

In einer Tischlerei wurden in zwei Produktionshallen zu hohe Lärmpegel gemessen, die nach dem Arbeiterschutzgesetz raumakustische Maßnahmen fordern. In dieser Arbeit wird festgestellt, ob das stationäre Schallfeld des Nachhalls oder der Direktschall der Maschinen das Problem verursachen. Um den Nachhall zu verringern wurden verschiedene Absorbertypen entwickelt, die in dieser Tischlerei produziert werden können. Um einen möglichst breiten Frequenzbereich zu absorbieren, wurde eine Kombination aus porösem Absorbermaterial mit einem Helmholtz-Resonator in Form einer Lochwand gewählt. Dabei war das Hauptaugenmerk auf die Produktionskosten gerichtet, da in den Hallen große Flächen benötigt werden um merkliche Unterschiede in der Raumakustik zu bewirken. Bei einer Messung im Hallraum konnte sich eine Konstruktion mit Röhrenspanplatten, die an der Wand befestigt wird, als gute Lösung durchsetzen.

Abstract

In two production halls of a cabinetmaker's workshop were too loud sound pressure levels measured, and because of the employment protection the room acoustics must be improved. This research diagnosed the stationary sound pressure of the reverberation and the direct sound of the machines and looks which has the higher part of the noise at the workplace. For improvement of the reverberation different types of absorber were developed, which were producible in this workshop. For a good absorption in a wide frequency range the elements were combinations of porose material with a Helmholtz resonator in form of peg boards. The main focus was on the production costs, because the halls are quite big, so there were many absorber elements needed for an appreciable effect. A measurement in a reverberation room showed that the construction with tubular boards which was mounted on a wall was a good one.

Inhaltsverzeichnis

1	Aufgabenstellung	1
2	Akustische Grundlagen.....	1
2.1	Lärmzonen.....	1
2.1.1	<i>Kennwerte.....</i>	<i>1</i>
2.1.2	<i>Grenzwerte.....</i>	<i>2</i>
2.1.3	<i>Raumakustische Maßnahmen nach §10 (2), [1].....</i>	<i>2</i>
2.2	Nachhall.....	3
2.3	Hallradius.....	4
2.4	Poröse Absorber.....	5
2.5	Lochabsorber.....	5
3	Beschreibung der Produktionshallen und akustische Grobabschätzung.....	9
3.1	Lärmmessbericht der AUVA.....	11
3.2	Messung Hallradius	12
3.2.1	<i>Hallradius Halle 1.....</i>	<i>12</i>
3.2.2	<i>Hallradius Halle 2.....</i>	<i>13</i>
3.2.3	<i>Beurteilung.....</i>	<i>14</i>
3.3	Simulation Nachhallzeit mit CATT-Acoustics.....	14
3.3.1	<i>Halle 1</i>	<i>15</i>
3.3.2	<i>Halle 2</i>	<i>17</i>
4	Entwurf der Absorberelemente	19
4.1	Simulation Absorptionsgrad mit WinFlag.....	19
4.1.1	<i>Wandabsorber mit Spanplatte.....</i>	<i>19</i>
4.1.2	<i>Wandabsorber mit Röhrenspanplatte.....</i>	<i>22</i>
4.1.3	<i>Baffel-Absorber mit Spanplatte</i>	<i>25</i>
4.1.4	<i>Baffel-Absorber mit Röhrenspanplatte</i>	<i>26</i>
4.2	Messung im Hallraum	28
4.2.1	<i>Messung nach EN ISO 354:2003.....</i>	<i>28</i>
4.2.2	<i>Allgemeine Angaben zur Messung.....</i>	<i>29</i>
4.2.3	<i>Wandabsorber</i>	<i>32</i>
4.2.4	<i>Baffel-Absorber.....</i>	<i>43</i>
5	Zusammenfassung	47
6	Literaturverzeichnis.....	48

1 Aufgabenstellung

Die Firma Mitsch GmbH ist ein Tischlereibetrieb im Bezirk Gänserndorf, der sich auf die Produktion von Türen spezialisiert hat. In der Produktion werden sehr viele Arbeitsschritte voll- bzw. teilautomatisiert durchgeführt. Dies geschieht meist mit großen, lauten Maschinen, die sich größtenteils in zwei miteinander verbundenen Fertigungshallen befinden. Aus diesem Grund ist der Lärmpegel in diesen beiden Hallen generell sehr hoch, in den anderen Fertigungsbereichen gibt es hingegen kein Problem bezüglich des Lärms. Die Allgemeine Unfallversicherungsanstalt (AUVA) hat die Arbeitsplätze in diesen Hallen untersucht und dabei festgestellt, dass der Expositionsgrenzwert überschritten wird und deswegen akustische Maßnahmen getroffen werden müssen. Aus diesem Grund sollen Verbesserungen gefunden werden, um das Lärmproblem zu lösen. Wenn möglich, soll die Konstruktion für die Optimierung in der selbigen Tischlerei produziert werden können um Kosten zu sparen.

Ein weiterer Wunsch des Betriebsleiters ist, den generellen Hallenpegel, das heißt den Schalldruck außerhalb der näheren Umgebung der Maschinen, zu senken, um Gespräche in der Halle einfacher zu gestalten.

2 Akustische Grundlagen

2.1 Lärmzonen

In Arbeitsstätten, in denen eine Gefahr durch Lärm oder Vibrationen auf Personen vorherrschen kann, gelten besondere Vorschriften, die der Arbeitgeber einhalten muss. Diese Vorschriften wurden in [1] festgelegt, wobei in dieser Arbeit nur auf die Verordnungen von Lärm Bezug genommen wird.

2.1.1 Kennwerte

Um die Gefahr von Lärm für den Menschen klassifizieren zu können werden zwei verschiedene Werte gemessen.

Spitzenpegel $L_{C,peak}$

Der maximal auftretende Schallpegel, der mit einer C-Kurve [5] bewertet wird.

Energieäquivalenter Dauerschallpegel $L_{A,EX,8h}$

Der Schalldruckpegel, der über acht Stunden die gleiche Gefahr für das menschliche Ohr aufweist, wie der gemessene und A-bewertete [5] Schalldruckpegel über den angegebenen Zeitraum. Berechnet wird er durch die mit den Expositionsdauern gewichtete Summe der Schalldrücke der Lärmquellen.

$$L_{A,EX,T_e} = 10 * \log \left[\left(\frac{1}{T_e} \right) * \sum_{i=1}^n 10^{0,1 * L_{A,EX,T_e,i}} * T_{e,i} \right]$$

$$T_e = \sum_{i=1}^n T_{e,i}$$

L_{A,EX,T_e} Energieäquivalenter Dauerschallpegel
 T_e gesamte Expositionsdauer [h], in der Regel 8h
 $T_{e,i}$ i-te Teilexpositionsdauer
 $L_{A,EX,T_e,i}$ i-ter Teildauerschallpegel
 n Anzahl von Teildauern

2.1.2 Grenzwerte

Um den Arbeitnehmer zu schützen, müssen bei Überschreiten gewisser Grenzwerte Maßnahmen eingehalten werden. Dabei gibt es zwei vorgeschriebene Grenzwerte:

Auslösewert

Ist erreicht, wenn einer der folgenden Werte überschritten wird:

$L_{C,peak}$: 135 dB

$L_{A,EX,8h}$: 80 dB

Bei Erreichen eines der beiden Werte muss unter anderem Folgendes eingehalten werden:

- Information und Unterweisung der Arbeitnehmer
- Durchführung eines Maßnahmenprogramms
- Durchführung von Raumakustischen Maßnahmen laut [1], §10 (2)
- Zurverfügungstellung von Gehörschutz

Expositionsgrenzwert

Ist erreicht, wenn einer der folgenden Werte überschritten wird:

$L_{C,peak}$: 137 dB

$L_{A,EX,8h}$: 85 dB

Bei Erreichen eines der beiden Werte muss unter anderem Folgendes zusätzlich zu den Bestimmungen für die Auslösewerte eingehalten werden:

- Tragen eines Gehörschutzes
- Kennzeichnung der Bereiche
- Anführung der Arbeitnehmer in einem Verzeichnis

Für Jugendliche gelten die Auslösewerte als Expositionsgrenzwerte.

2.1.3 Raumakustische Maßnahmen nach §10 (2), [1]

Nach Möglichkeit soll ein mittlerer Schallabsorptionsgrad von mindestens $\alpha_m=0,25$ im leeren Raum oder $\alpha_m=0,30$ im eingerichteten Raum für die Oktavbandmittenfrequenzen 500, 1000 und 2000Hz herrschen. α_m ist dabei der gemittelte Schallabsorptionsgrad über alle Flächen.

2.2 Nachhall

Ein wichtiges Kriterium für die akustischen Eigenschaften eines Raumes ist der Nachhall. Charakterisiert wird dieser durch die Nachhallzeit, welche jene Zeit angibt, in der der Schallpegel nach Abschalten der Quelle um 60dB abfällt. Diese Pegeldifferenz entspricht dem subjektiven Empfinden des Menschen von der ausgehenden Lautstärke zur Stille.

Um den Nachhall zu bestimmen, gibt es zwei verschiedene Ansätze. Sabine betrachtet Energieniveaus in einem Raum, die Methode nach Eyring berechnet die mittlere Länge der Schallstrahlen bis zur Reflexion und Absorption an einer Wand.

Bei Sabine wird die gespeicherte Energie im Raum aus der Differenz der Energiequelle und dem Energieverbrauch, also der Absorption an den Wänden, beschrieben [2]. Daraus lässt sich die Nachhallzeitformel nach Sabine herleiten.

$$T = 55,3 * \frac{V}{c * A_{Ges}}$$

T..... Nachhallzeit [s]
 V..... Volumen [m³]
 A_{Ges}..... Äquivalente Absorptionsfläche [m²]
 c..... Schallgeschwindigkeit [m/s]

Diese Gleichung umgeformt bringt das Ergebnis, wie es später bei der Messung des Absorptionsgrades verwendet wird.

$$A_{Ges} = 55,3 * \frac{V}{c * T}$$

Bei Eyring wird die Abklingkurve des Nachhalls mit der mittleren Strahlenlänge bis zur nächsten Reflexion beschrieben [2]. Mit diesem Ansatz kann man die Nachhallzeit folgendermaßen berechnen.

$$T = -55,3 * \frac{V}{A_{Ges} * c * \ln(1 - \overline{\alpha}_m)}$$

$\overline{\alpha}_m$ mittlerer Absorptionsgrad

Daraus lässt sich wieder das Ergebnis für die äquivalente Absorptionsfläche ausdrücken.

$$A_{Ges} = -55,3 * \frac{V}{T * c * \ln(1 - \overline{\alpha}_m)}$$

2.3 Hallradius

Mit einer konstanten Schallquelle in einem Raum stellt sich nach einer gewissen Zeit ein stationäres Schallfeld ein. Dabei nimmt in der Nähe der Schallquelle der Schalldruck mit der Entfernung ab. Ab einem gewissen Abstand verändert sich der Schallpegel nicht mehr. Diesen Abstand nennt man Hallradius. Er ist genau der Abstand, bei dem die Direktschallenergiegedichte gleich der stationären Energieschalldichte in einem Raum ist [2].

$$r_H = 0,057 * \sqrt{\frac{V}{T}}$$

r_H Hallradius [m]

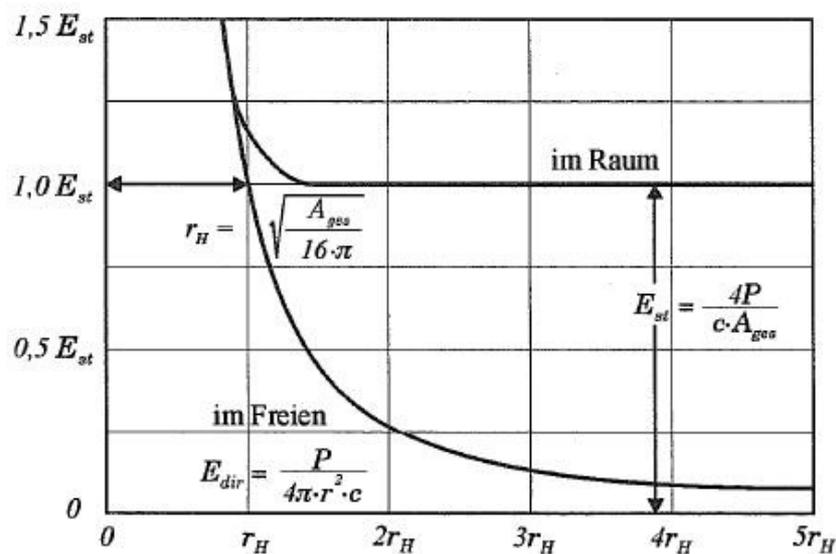


Abbildung 1: Energieverteilung des Schallfeldes im Freien bzw. im Raum

Bis jetzt wurde von Kugelstrahlern ausgegangen, d.h. die Schallquelle hat in alle Richtungen die gleiche Energie abgestrahlt. Falls dies nicht der Fall ist, muss man den Bündelungsgrad in den Hallradius mit einbeziehen [2].

$$r_{H\gamma} = \sqrt{\gamma} * r_H = 0,057 * \sqrt{\gamma * \frac{V}{T}}$$

$$\gamma = \frac{I_{\text{Hauptachse}}}{I_{\text{Mittel}}}$$

γ Bündelungsgrad

2.4 Poröse Absorber

In dieser Arbeit wurden poröse Absorber verwendet. Dabei wurde auf das einfache Modell nach Delany/Bazely und auf das 2-Parametermodell nach Rayleigh zurückgegriffen. Diese stellen eine mathematisch einfache Beschreibung des offenporigen Schallabsorbers dar [3]. Die Modelle wirken als lokaler Absorber, da die Schallausbreitung nur senkrecht zur Oberfläche stattfinden kann, wodurch die Wandimpedanz vom Einfallswinkel unabhängig ist.

Für die Ermittlung des Absorptionsgrades eines porösen Absorbers wurde eine Simulationssoftware verwendet, die aus der Strömungsresistenz den Absorptionsgrad bestimmt.

$$\Xi = -\frac{1}{d} * \frac{\Delta p}{v_a}$$

Ξ Strömungsresistenz [Pa*s/m²]

d Länge der Probe [m]

Δp Druckdifferenz vor/nach der Probe [Pa]

v_a mittlere Strömungsgeschwindigkeit vor der Probe [m/s]

2.5 Lochabsorber

Ein Lochabsorber funktioniert als Helmholtz-Resonator und kann daher mit relativ geringen Abmessungen tiefe Frequenzen absorbieren. Ein in einer Kammer befindliches Luftvolumen wirkt mit einem Halsloch als akustisches Feder-Masse-System und kann so bei der Resonanzfrequenz dem Schallfeld viel Energie entziehen.

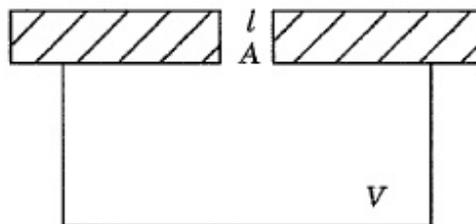


Abbildung 2: Helmholtz-Resonator

$$f_{Res} = \frac{c}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{A}{V * (l + 2 * \Delta l)}}$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$\Delta l = 0,85 * r$$

Δl entspricht der Mündungskorrektur, die aufgrund der Randeffekte am Anfang und Ende des Tunnels zu berücksichtigen ist. Diese Randeffekte bewirken eine „Verlängerung“ des Tunnels. Dafür gibt es nähere Untersuchungen über verschiedene Abschätzungen dieser Länge, hier sei jedoch auf weitere Literatur verwiesen [3].

Bei Lochabsorbern liegen viele solcher Resonatoren nebeneinander, deswegen führt man einen zusätzlichen Parameter, den Massenbelag, ein [3].

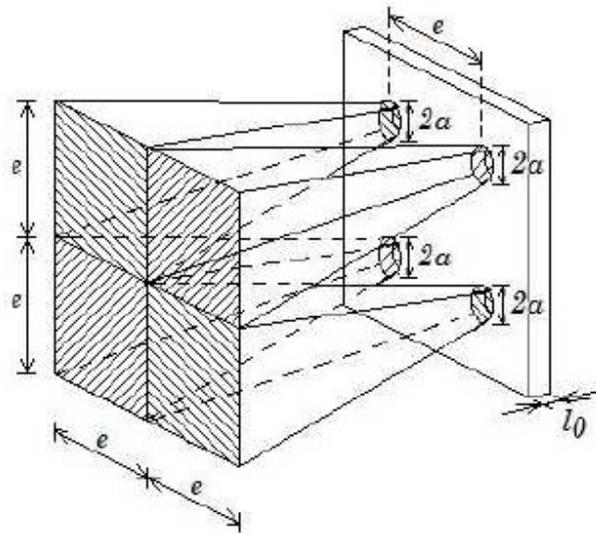


Abbildung 3: Perforationsverhältnis bei Lochplatten

$$\sigma = \frac{\pi \cdot a^2}{e^2}$$

- σ Perforationsverhältnis
 a Radius der Löcher [m]
 e Abstand zwischen den Löchern [m]

Der wirksame Massenbelag berücksichtigt auch die durch die Verengung beschleunigte Masse.

$$m_0 = \frac{\rho \cdot l_0}{\sigma}$$

- m_0 wirksamer Massenbelag [kg/m²]
 ρ Dichte der Luft [kg/m³]
 l_0 Plattenstärke [m]

Zur Plattenstärke kommt jetzt noch die Mündungskorrektur auf beiden Seiten hinzu und man erhält den gesamten wirksamen Massenbelag.

$$m = m_0 + 2 \cdot \Delta m = \frac{\rho}{\sigma} \cdot (l_0 + 2 \cdot \Delta l)$$

Mit der Federsteife des Luftvolumens kommt man somit auf die Resonanzfrequenz des Lochabsorbers.

$$s = \frac{K}{d * \sigma'}$$

$$f_0 = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{K}{m * d * \sigma'}}$$

s Federsteifigkeitsbelag des Luftvolumens [N/m³]

K..... Kompressionsmodul [N/m²], für Luft gilt der adiabatische Kompressionsmodul mit Kad= ρ*c² ~ 140000N/m²

d Dicke des Luftvolumens [m]

σ' Porosität des Absorbermaterials im Luftvolumen

f₀..... Resonanzfrequenz des Lochabsorbers [Hz]

Für die genaue Herleitung und weitere Betrachtung siehe [2] und [3].

3 Beschreibung der Produktionshallen und akustische Grobabschätzung

Bei den Hallen, in denen das Lärmproblem besteht, handelt es sich um typische Bauweisen für Tischlereien mittlerer Größe, wobei man das stetige Wachstum des Betriebes an den zahlreichen Zubauten sieht.

Halle 1:



Abbildung 4: Halle 1 Nord-Ost Ansicht



Abbildung 5: Halle 1 Süd-West Ansicht

Die Halle 1 ist im Grunde eine quaderförmige Halle mit einem niedrigen Giebeldach, wobei an der Nord-Seite einige Ausbuchtungen in den Raum ragen. Für einen genauen Plan siehe Kap. 3.3.1.1.

Halle 2:

Abbildung 6: Halle 2 Nord Ansicht



Abbildung 7: Halle 2 mit zusätzlichem Plattenlager (Südseite)

Die Halle 2 hat einen rechteckigen Grundriss und ein Giebeldach. Im Laufe der Zeit wurde an der Süd-Seite ein zusätzliches Plattenlager angebaut, das nur durch eine kleine Öffnung, an der eine Plattensäge steht, verbunden ist. Der genaue Plan für die Halle 2 ist in Kap. 3.3.2.1 zu sehen.

Durch einen Gang ist die Halle 1 an der Ostseite mit der Halle 2 an der Westseite verbunden. In den folgenden Plänen ist dieser Gang nur mit jeweils einem Tor modelliert worden.

3.1 Lärmessbericht der AUVA

Bei einer Messung der AUVA wurden die Schallpegel an den unterschiedlichen Arbeitsplätzen in diesen beiden Hallen vermessen und daraus der Energieäquivalente Dauerschallpegel für die einzelnen Mitarbeiter ermittelt.

Auftragsnummer	117444
AS-Nr	1569750
Firmenname	Böhm – Mitsch GmbH (Anmerkung: Firmenname hat sich seitdem geändert)
Anschrift	Hauptstraße 84 2244 Spannberg
Ansprechpartner	Helmut Mitsch
Messtechniker	Peter Soos (AUVA)
Datum	24.10.2011
Messgerät	Brüel & Kjaer Typ 2240-A

Für die Beurteilung des Energieäquivalenten Dauerschallpegels eines Mitarbeiters müssen die Teildauerschallpegel eines ganzen Tages eines Mitarbeiters aufsummiert werden. Dabei gibt es Mitarbeiter, die hauptsächlich in Halle 1 und Mitarbeiter, die hauptsächlich in Halle 2 arbeiten. In den folgenden Tabellen werden nur jene Arbeiten in Halle 1 bzw. Halle 2 aufgelistet, weshalb nicht ein voller Arbeitstag für den Energieäquivalenten Dauerschallpegel betrachtet wird.

Halle 1 Arbeiter:

Arbeitsplatz	Dauer [Min/Tag]	$L_{A,eq}$ [dB(A)]
CNC Bearbeitungszentrum Hüllhorst	60	83,7
Furnierstanze Monguzzi	5	82,8
Kantenschleifmaschine LZ	5	84,5
Bandsäge Bäuerle	2	87,3
Formatkreissäge Martin	5	85,7
Kantenanleimmaschine IMA (höchste Schalleistung)	90	88,3
Tischfräse Schelling	90	87,4
Hobelmaschine komb. L'artigiana	5	95,1
Hallenpegel (Kantenanleimmaschine ein)	90	84,0
Hallenpegel (Kantenanleimmaschine aus)	68	76,0
Energieäquivalenter Dauerschallpegel	420	86,1

Für einen Arbeiter in der Halle 1 kommt somit ein Energieäquivalenter Dauerschallpegel von 86,1dB(A) zustande. Dieser Wert liegt über dem Expositionsgrenzwert, was zu raumakustischen Maßnahmen verpflichtet.

Halle 2 Arbeiter:

Arbeitsplatz	Dauer [Min/Tag]	$L_{A,eq}$ [dB(A)]
Plattensäge HolzHer	120	81,0
Umleimermaschine IMA	30	79,0
Umleimermaschine IMA - Fräsen	30	82,0
CNC Bearbeitungszentrum IMA zznIB	60	83,0
Breitbandschleifmaschine Ernst	45	80,0
Hallenpegel	30	78,0
Energieäquivalenter Dauerschallpegel	315	81,1

Arbeiter der Halle 2 werden somit mit einem Energieäquivalenten Dauerschallpegel von 81,1dB(A) belastet. Hier ist der Auslösewert überschritten.

Aus diesem Bericht geht u. a. hervor, dass Mitarbeitern der Halle 2 Gehörschutz zur Verfügung gestellt werden muss und Mitarbeiter der Halle 1 den Gehörschutz tragen müssen.

3.2 Messung Hallradius

Um den Energieäquivalenten Dauerschallpegel der Mitarbeiter zu senken, muss nun eruiert werden, ob der Direktschall der Maschinen oder der stationäre Lärmpegel in der Halle das Problem ist bzw. muss dabei auch untersucht werden welche dieser Ursachen leichter zu verringern ist. Aufschluss darüber kann eine Messung des Hallradius geben. Um den Hallradius zu messen, benötigt man eine Schallquelle, die möglichst kugelförmig abstrahlt und ein handelsübliches Schallpegelmessgerät. In dem zu messenden Raum darf nur die eine Schallquelle aktiv sein.

Zuerst wird der Schallpegel gemessen, der in weiter Entfernung zur Schallquelle herrscht (das heißt mit Sicherheit außerhalb des Hallradius). Dieser sollte dann auch im gesamten Raum, außer in der Nähe der Schallquelle, der gleiche sein. Wenn der Direktschall der Quelle genau den gleichen Pegel hat wie das stationäre Schallfeld des Nachhalls, dann ist aufgrund der Inkohärenz der beiden Signale der Gesamtpegel um 3dB höher. Deswegen wird in der Nähe der Schallquelle jener Abstand gesucht, bei dem der Schallpegel um 3 dB höher ist. Bei einer kugelförmigen Abstrahlcharakteristik der Quelle und hinreichend großen Abstand zu den Begrenzungsflächen sollte dieser Abstand in alle Richtungen gleich groß sein und somit eine Kugel um die Quelle aufspannen. Diese Messung wurde in beiden Hallen durchgeführt.

3.2.1 Hallradius Halle 1

Die Messung wurde nach Betriebsschluss durchgeführt, somit war außer dem Prüfbjekt keine Maschine in Betrieb. Die Schallquelle war eine Handoberfräse, die ziemlich mittig im Raum stand und durch die kleinen Abmessungen eine näherungsweise kugelförmige Abstrahlcharakteristik hatte. Um die Abweichungen in der Abstrahlcharakteristik zu minimieren, wurden Messungen in vier Himmelsrichtungen durchgeführt und gemittelt.

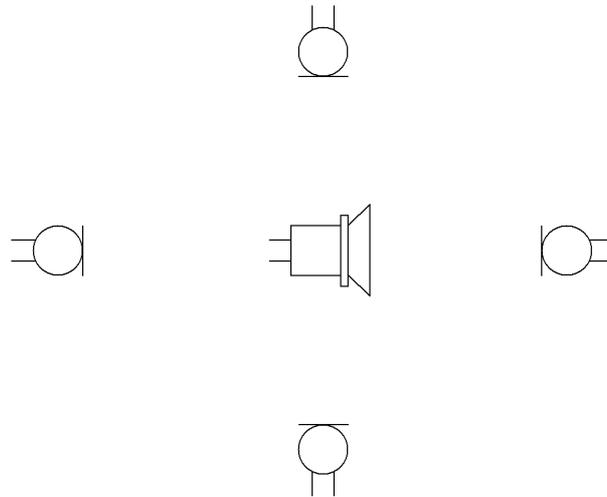


Abbildung 8: Messung des Hallradius' (Grundriss)

Hallenpegel: 78dB

Abstand von der Quelle bis zum 3dB-Anstieg (81dB):

Messung 1: 3,2m

Messung 2: 3,0m

Messung 3: 2,8m

Messung 4: 2,7m

Gemittelter Hallradius: 2,9m

Durch die vielen Maschinen, die in der Halle stehen, gibt es viele Reflexionen, welche das Ergebnis verfälschen. Für die grobe Betrachtung reichen diese Ergebnisse jedoch aus.

3.2.2 Hallradius Halle 2

Die Messanordnung war ähnlich wie in Halle 1. Hier war jedoch eine freie Fläche ohne reflektierende Objekte für die Messung vorhanden.

Hallenpegel: 77dB

Abstand von der Quelle bis zum 3dB-Anstieg (80dB):

Messung 1: 2,0m

Messung 2: 2,0m

Messung 3: 1,9m

Messung 4: 2,1m

Gemittelter Hallradius: 2,0m

3.2.3 Beurteilung

Durch die geringen Werte für den Hallradius, sowohl in Halle 1 als auch in Halle 2, sieht man, dass nicht nur der Direktschall der Maschinen das Problem darstellt, sondern dass auch das stationäre Schallfeld durch den Nachhall einen großen Teil zur Lärmbelastung beiträgt. Bei der Betrachtung der Arbeitsplätze kann nämlich beobachtet werden, dass viele der Positionen der Arbeiter außerhalb der Hallradien der Maschinen liegen. Daraus kann geschlossen werden, dass eine Verringerung der Nachhallzeit eine deutliche Verbesserung der Lärmsituation bringen würde. Außerdem wird dadurch dem Zusatzwunsch nach einem geringeren Hallenpegel zusätzlich Rechnung getragen.

3.3 Simulation Nachhallzeit mit CATT-Acoustics

Die Messung des Hallradius mit einem einfachen Schallpegelmessgerät gibt eine gute Grobabschätzung des akustischen Verhaltens des Raumes, jedoch kann man mit dieser Messung keine Rückschlüsse auf die Wirkung in den einzelnen Frequenzbändern machen.

Um darüber hinaus die frequenzabhängigen Werte für die Nachhallzeit zu bekommen, müsste eine relativ aufwendige Messung mit mehreren Lautsprechern und Mikrofonen durchgeführt werden. In dieser Arbeit wird daher die Nachhallzeit mit dem Programm CATT-Acoustics simuliert um eine Abschätzung des Frequenzverlaufs in 6 Oktavbändern von 125Hz bis 4000Hz zu erhalten.

Bei dieser Software wird der zu simulierende Raum möglichst detailgetreu nachgebildet, wobei großer Wert auf die akustischen Eigenschaften der Begrenzungsflächen gelegt wird. Von den unterschiedlichen Materialien der Raumbofläche werden die Absorptionsgrade benötigt, die aus Tabellen entnommen werden können. Hier ist die Schwierigkeit, die Oberflächen genau zu bestimmen und richtige Werte dafür zu finden.

Da nur Flächen mit deren Absorptionsgraden definiert werden können, müssen Gegenstände in Form von Flächen gestaltet und mit den dazugehörigen Absorptionswerten modelliert werden. Dies fällt im Normalfall sehr schwer, da von den meisten Objekten keine akustischen Parameter vorhanden sind, deswegen wurde auf diesen Schritt verzichtet und eine gewisse Ungenauigkeit in Kauf genommen.

Die Funktionsweise der Simulationssoftware beruht auf der Strahlenmethode, das heißt es werden von einer Quelle Schallstrahlen in alle Richtungen gesendet und an den Flächen reflektiert bzw. absorbiert, bis der Strahl einen vernachlässigbar kleinen Wert hat. Dadurch kann auf die Nachhallzeit und viele weitere Parameter rückgeschlossen werden.

3.3.1 Halle 1

3.3.1.1 Geometrien

Der Plan für die Hallen wurde auch gleich im Programm CATT-Acoustics erstellt, da dort die Konstruktion sowieso für die Simulation der Nachhallzeit erforderlich ist.

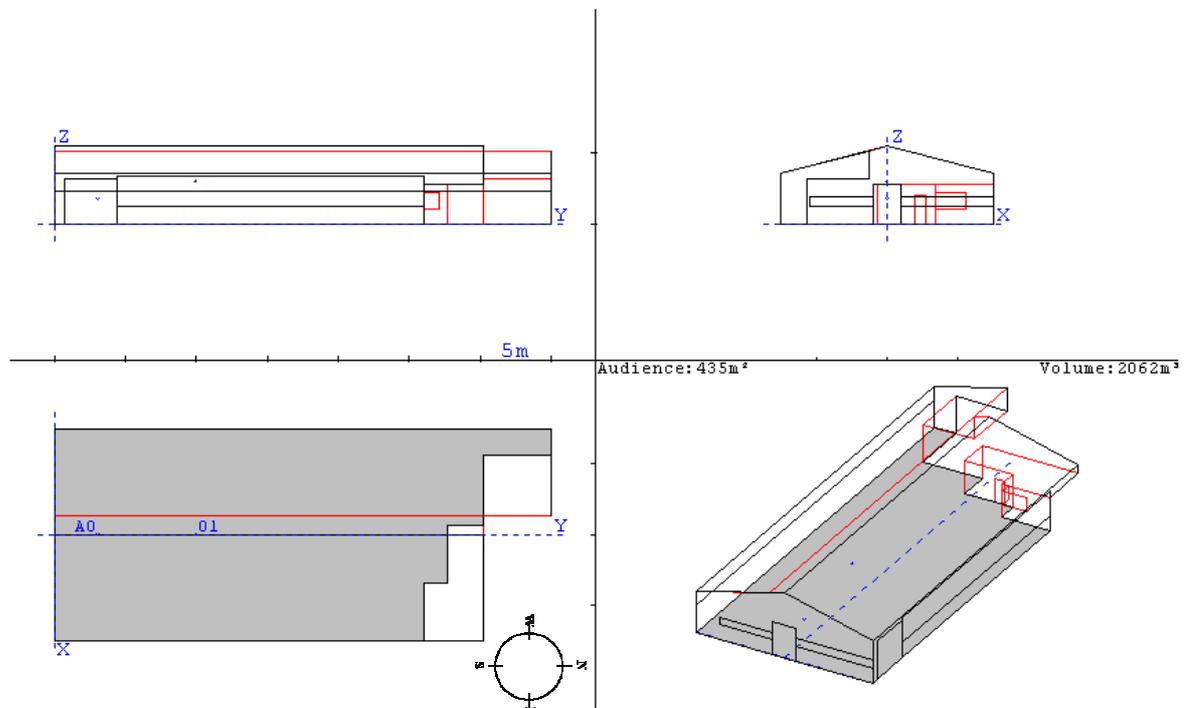


Abbildung 9: Plan Halle 1 in CATT-Acoustics

Für die Größenabschätzung seien hier ein paar wichtige Maße angegeben:

Länge:	35,0m
Breite:	14,5m
Höhe – Traufe:	3,6m
Höhe – Giebel:	4,6m

3.3.1.2 Oberflächen & Absorptionsgrade

Für die Simulation wurden folgende Oberflächen verwendet. Die dazugehörigen Werte für den Absorptionsgrad (in %) wurden aus Tabellen [8] entnommen.

Name	Anwendung	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Schwere Holzspanplatten, 22mm dick, mit 30mm Mineralwollematte hinterlegt, Abstand 50mm zur nächsten Holzspanplatte	Südwand, Räume an Nordseite	12	4	6	3	7	1
Isolierglasscheibe 4/12/4	Alle Fensterflächen	20	15	10	5	3	2
Holztüren, Sperrholz glatt, schwere Türen	1 Tür und 2 Tore	14	14	6	6	10	10
Beton	Boden	2	2	2	3	4	4
Leichte Mineralwolleplatten, 30mm dick (160kg/ m ³) unter Asbestzement-Wellplatten (7mm dick)	Decke	51	70	95	79	79	76
40mm dicker Schaumbeton	Außenmauer (Ost + West)	14	14	24	24	41	41
Rauer Putz (Kalkzementputz) auf Mauerwerk	Mauer Nordseite (Silo)	2	2	3	4	5	5

3.3.1.3 Nachhallzeiten

Die Simulationssoftware liefert unter anderem die Nachhallzeiten für die relevanten Oktavbänder. Die roten Zahlen sind T15-Werte, d.h. der Nachhall wurde aus dem ersten 15-dB-Abfall extrapoliert, die schwarzen sind T30-Werte.

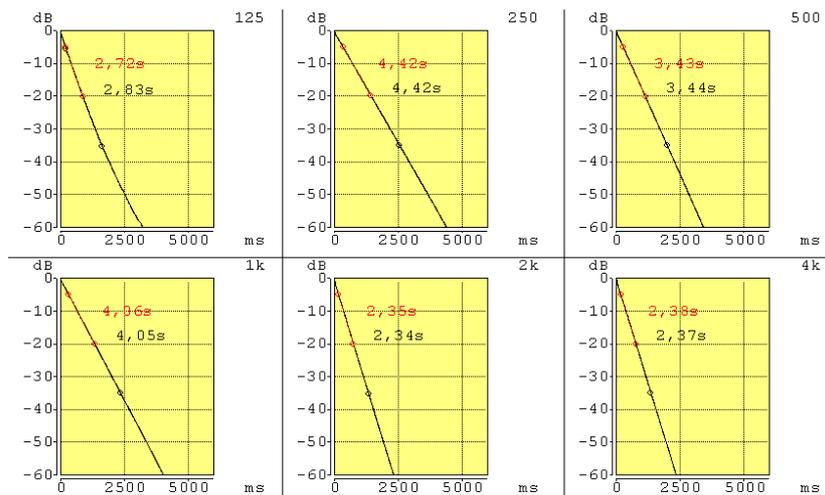


Abbildung 10: Simulierte Nachhallzeiten Halle 1

Auffällig sind die hohen Werte für die Nachhallzeiten im mittleren Frequenzbereich. In den Oktavenbändern 250Hz bis 1kHz sind die Werte am höchsten, d.h. hier würde eine zusätzliche Absorption die größte Verbesserung bewirken.

3.3.2 Halle 2

3.3.2.1 Geometrien

Ein zusätzliches Plattenlager an der Südwand von Halle 2, welches als Anbau nachträglich hinzugefügt wurde, wurde als Besonderheit dieser Halle identifiziert. Da das Verhalten dieses Zubaus auf die Akustik der Halle 2 nicht abgeschätzt werden kann, wird dieser Zubau in der Simulation ebenfalls berücksichtigt.

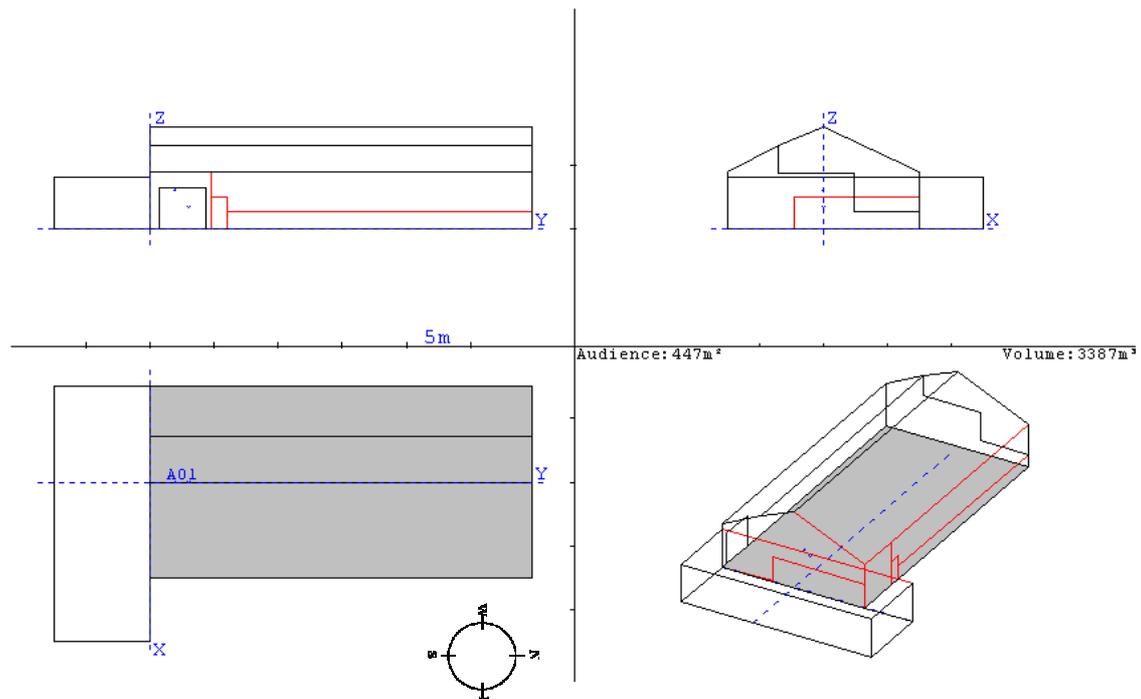


Abbildung 11: Plan Halle 2 in CATT-Acoustics

Einige Maße für die Größenabschätzung:

Länge Halle:	29,5m
Breite Halle:	15,2m
Länge Plattenlager:	7,5m
Breite Plattenlager:	20,0m
Höhe Halle Giebel:	8,0m
Höhe Halle Traufe:	4,5m
Höhe Plattenlager:	4,0m

3.3.2.2 Oberflächen & Schallabsorptionsgrade

Für die Simulation wurden folgende Oberflächen verwendet. Die dazugehörigen Werte für den Absorptionsgrad (in %) wurden aus Tabellen [8] entnommen.

Name	Name	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Holzwohle-Leichtbauplatten, 35mm dick, direkt auf Wand	Feuermauer (West)	8	17	70	71	64	64
Isolierglasscheibe 4/12/4	Alle Fensterflächen	20	15	10	5	3	2
Holztüren, Sperrholz glatt, schwere Türen	1 Tür und 2 Tore	14	14	6	6	10	10
Schwerbeton, glatt, ungestrichen	Boden in Halle 2	1	1	2	2	2	5
Beton	Decke und Boden im Plattenlager	2	2	2	3	4	4
Holzfußboden auf Leisten	Wände im Plattenlager	15	11	10	7	6	6
Schwere Holzspanplatten, 22mm dick, mit 30mm Mineralwollematte hinterlegt, Abstand 50mm zur nächsten Holzspanplatte	Decke und alle Wände in der Halle 2 (außer Feuermauer)	12	4	6	3	7	1

3.3.2.3 Nachhallzeiten

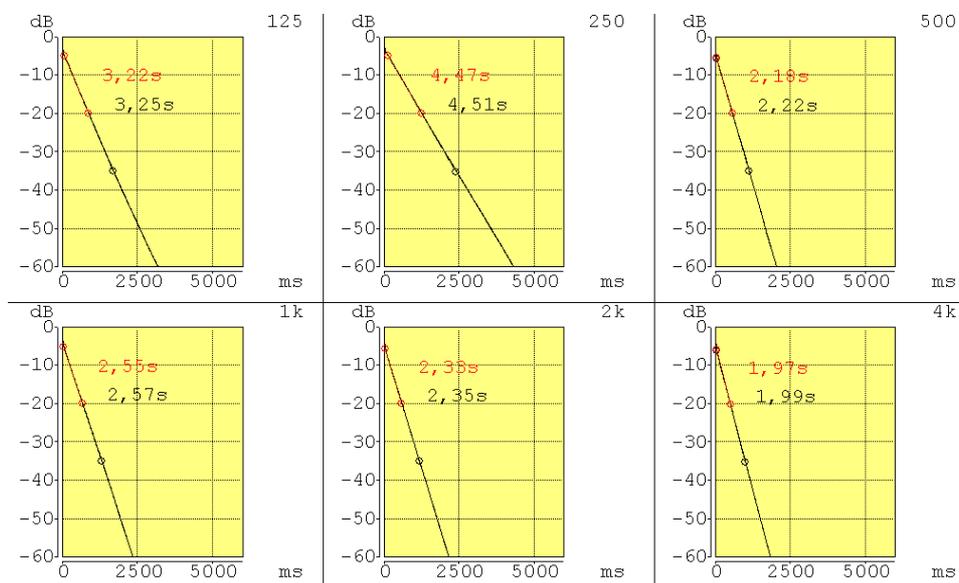


Abbildung 12: Simulierte Nachhallzeiten Halle 2

Hier sind im mittleren und oberen Frequenzbereich die Nachhallzeiten in Ordnung, die Oktavbänder 125Hz und 250Hz ergeben jedoch deutlich zu lange Werte. Hier würde eine zusätzliche Absorption sicher eine deutliche Verbesserung der Lärmsituation bewirken.

4 Entwurf der Absorberelemente

Um die Grenzwerte aus Kap. 2.1.2 einzuhalten, wird nun versucht, generell den Lärmpegel in der Halle zu senken. Zusätzlich ist es auch Wunsch des Betriebsleiters, im Gang der Halle, also außerhalb des Hallradiuses der Maschinen einen Lärmpegel zu erreichen, der eine normale Konversation zulässt. Deswegen wird versucht, mittels zusätzlicher Absorber die Nachhallzeit zu verkürzen und somit den Diffusschall zu verringern.

Um bei einer Halle dieser Größe merkliche Unterschiede zu erzielen, wird eine große Fläche an absorbierendem Material benötigt; handelsübliche Absorber sind in den hier benötigten Mengen jedoch sehr kostspielig. Daher wird nun versucht, einen Absorber zu entwerfen, der in der Tischlerei selbst produziert werden kann.

Die Betrachtung der Simulation der Raumakustik in Kap. 3.3 zeigt, dass eine gute Absorption im Frequenzbereich unter 1kHz wichtig ist, da vor allem dort die Nachhallzeiten zu groß sind. Da aber Maschinen auch sehr stark höhere Frequenzen produzieren, wäre es auch wünschenswert, gute Absorptionswerte in höheren Frequenzbereichen zu erreichen. Dies gelingt in der Regel relativ einfach mit porösen Absorbern. Um Absorption im tiefen Frequenzbereich realisieren zu können, gibt es mehrere Möglichkeiten. In dieser Arbeit wurde der Helmholtz-Resonator in Form von Lochabsorbern gewählt, da solch ein Absorber auch kostengünstig hergestellt werden kann.

Um beim Entwurf solcher Absorber die Freiheitsgrade variieren zu können, wurde die Simulationssoftware WinFlag verwendet.

4.1 Simulation Absorptionsgrad mit WinFlag

Für den Helmholtz-Resonator wurden zwei verschiedene Konstruktionen gewählt. Eine Variante wird nach der herkömmlichen Methode gefertigt, bei der in eine Spanplatte Löcher gebohrt werden. Bei der zweiten Variante wurde eine neue Konstruktion von zusammengeleimten und in Streifen geschnittenen Röhrenspanplatten verwendet (siehe Kap. 4.1.2).

Dabei gibt es generell zwei unterschiedliche Bauarten, den Wandabsorber, der an einer Wand befestigt wird und einen Baffel-Absorber, der von der Decke gehängt wird.

4.1.1 Wandabsorber mit Spanplatte

Bei der Konstruktion eines Wandabsorbers mit einer herkömmlichen Spanplatte wurde folgender Aufbau wandseitig beginnend gewählt:

- 4mm MDF-Platte
- 40mm Mineralwolle
- 100mm Luft
- 16mm Spanplatte mit Lochung: 3mm Loch mit 16mm Abstand
- 40mm Mineralwolle
- Molino-Bezug

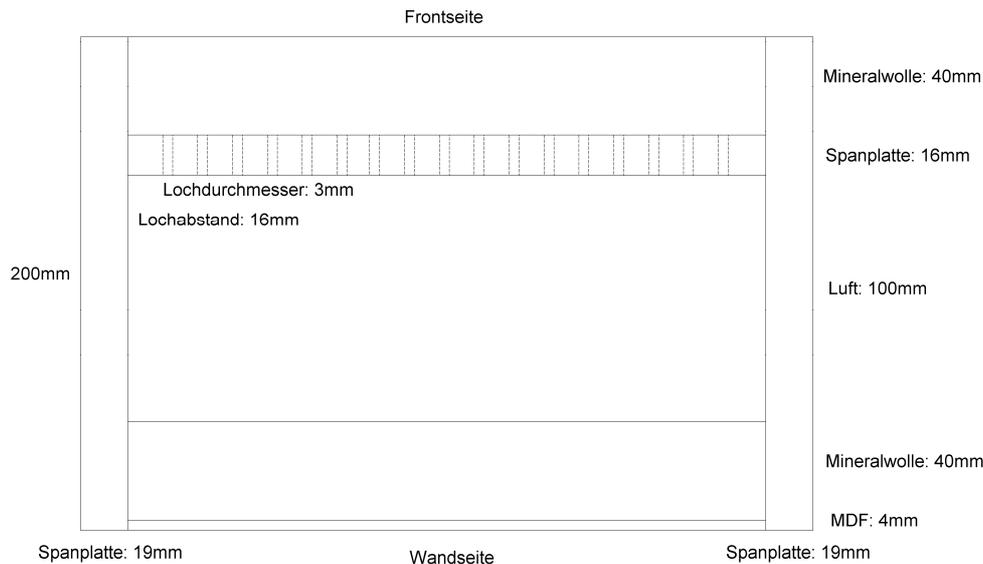


Abbildung 13: Aufbau des Wandabsorbers mit Spanplatte

Diese Schichten werden in einem Rahmen aus 19mm Spanplatten aufgebaut um die nötige Stabilität zu gewährleisten. Durch diesen Aufbau errechnet sich eine Gesamtdicke von 200mm. Die Länge und Breite wurde von den Zulieferelementen bestimmt und ist bei allen Elementen 204cm mal 127cm.

Für die Simulation wurden folgende Eingangsparameter gewählt:

- MDF: Dichte: 800 kg/m³
E-Modul: 3200 GPa
Poisson-Zahl: 0,4
- Mineralwolle: Strömungswiderstand: 6 kPa*s/m²
Porosität: 0,95 (nur für Berechnung mit Rayleigh-Modell)
- Spanplatte: Dichte: 550 kg/m³
Lochdurchmesser: 3 mm
Fläche pro Loch (e²): 256 mm²
Strömungswiderstand im Loch: 0 kPa*s/m²

Für die Mineralwolle wurde ein Modell für poröse Absorber nach Delany/Bazley verwendet. Der Strömungswiderstand bei der Lochplatte, ist der Widerstand der Lochwände. Da es aber keine Erfahrungswerte für diesen Wert gibt, wurde er mit 0 gewählt. Mit diesen Materialangaben kann nach Kap. 2.5 die Resonanzfrequenz des Helmholtz-Resonators für eine Grobabschätzung ausgerechnet werden. Dabei wurde für den porösen Absorber das Modell nach Rayleigh verwendet, wofür auch die Porosität benötigt wurde.

$$\sigma = \frac{\pi * a^2}{e^2} = \frac{\pi * \left(\frac{3}{2}\right)^2}{16^2} = 0,0276$$

$$m = \frac{\rho}{\sigma} * (l_0 + 2 * \Delta l) = \frac{1,2}{0,0276} * (0,016 + 2 * 0,85 * 0,0015) = 0,806 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Für die Berechnung der Porosität des Absorbermaterials im Luftvolumen wurde ein Mittelwert aus Luft und dem verwendeten Material berechnet:

$$\sigma' = \frac{\sigma_{\text{Mineralwolle}} * d_{\text{Mineralwolle}} + \sigma_{\text{Luft}} * d_{\text{Luft}}}{d} = \frac{0,95 * 0,04 + 1 * 0,1}{0,14} = 0,9857$$

$$f_0 = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{K}{m * d * \sigma'}} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{120000}{0,806 * 0,14 * 0,9857}} = 165 \text{ Hz}$$

Für den Kompressionsmodul wurde ein Wert von 120000 N/m² angenommen, da durch das poröse Material nicht mehr vom adiabatischen Zustand ausgegangen werden kann.

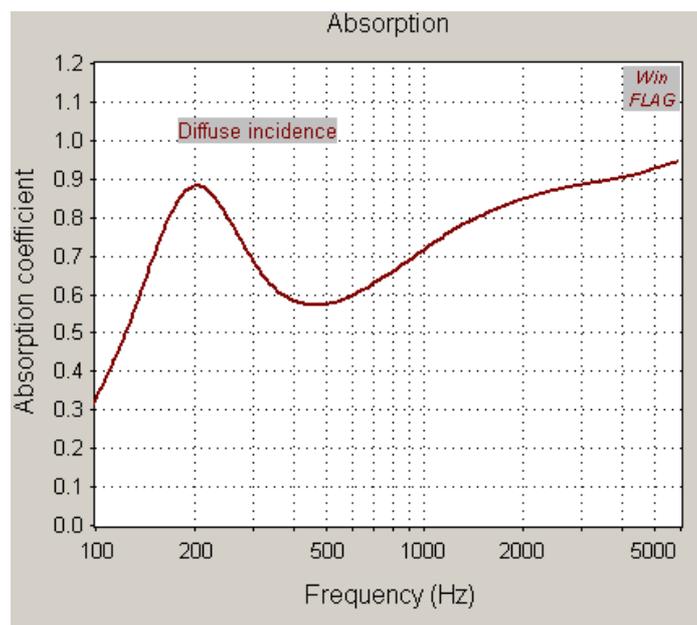


Abbildung 14: Simulierter Absorptionsgrad Wandabsorber mit Spanplatte

Die Abweichung zwischen der Resonanzfrequenz der Simulation und der Grobabschätzung kann aufgrund des Füllmaterials zustande kommen, weil in der Grobabschätzung von einem homogenen Material ausgegangen wird.

Durch die Wahl einer niedrigen Resonanzfrequenz wird auch Absorption im tiefen Frequenzbereich erreicht. Durch das Anbringen der Mineralwolle an der Front werden gute Absorptionswerte bei hohen Frequenzen ermöglicht. Bei der Helmholtzfrequenz kann dieses poröse Material als akustisch transparent angesehen werden.

4.1.2 Wandabsorber mit Röhrenspanplatte

Der Aufbau mit Röhrenspanplatte wurde ähnlich gewählt, um den Unterschied der beiden Helmholtz-Absorber-Konstruktionen besser untersuchen zu können.

- 4mm MDF-Platte
- 40mm Mineralwolle
- 100mm Luft
- 30 mm Röhrenspanplatte, Loch: 22mm, Abstand: 28mm
- 40mm Mineralwolle
- Molino-Bezug

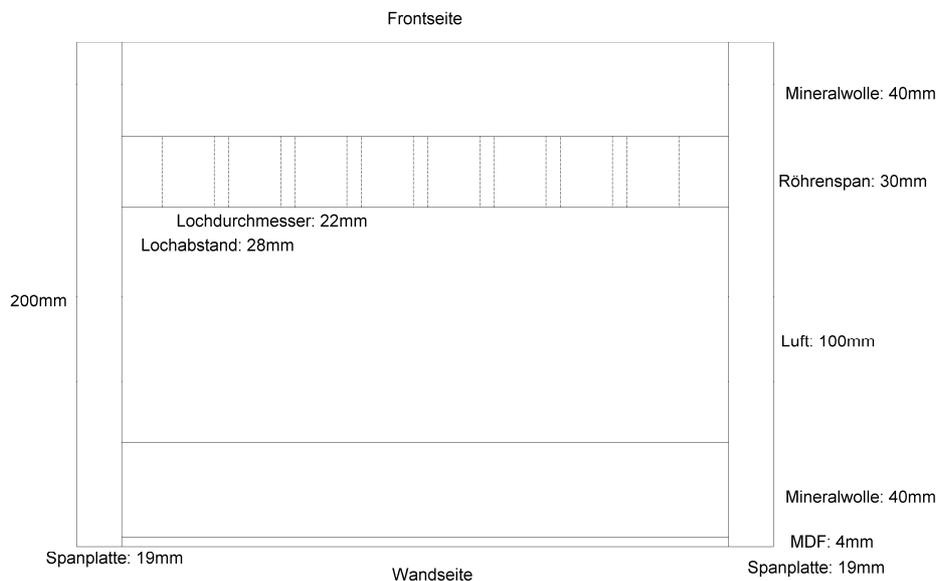


Abbildung 15: Aufbau des Wandabsorbers mit Röhrenspanplatte

Die Röhrenspanplatten sind speziell für den Türenbereich gefertigte Platten, haben die Größe einer Türe und Löcher horizontal durch die Platte um das Gewicht zu reduzieren. In dieser Anordnung haben die Löcher jedoch keine akustische Wirkung. Deshalb werden 43 Platten aufeinander geleimt und anschließend in 30mm starke Streifen geschnitten (geringste Plattenstärke, die noch ausreichend Stabilität aufweist). Dadurch entsteht eine gelochte Platte, ohne die aufwendige Bearbeitung des Bohrens.

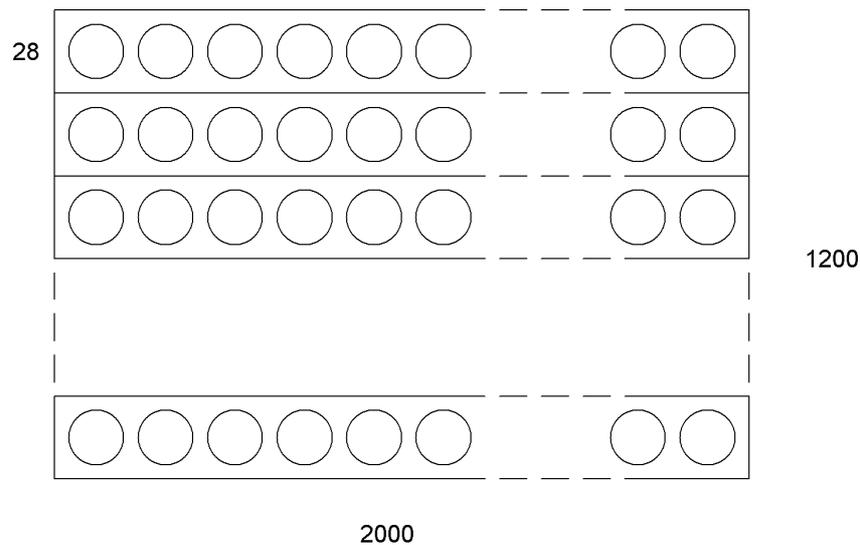


Abbildung 16: Prinzip der Verwendung von Röhrenspanplatten

Das Problem bei der Verwendung dieser Elemente ist, dass bei vorgegebener Dicke wegen der fixen Vorgabe der Lochdurchmesser und deren Abstände die Resonanzfrequenz nicht mehr frei wählbar ist. Somit ist diese leider höher als bei der herkömmlichen Lochplatte, weil das Perforationsverhältnis größer und der Massenbelag kleiner ist.

$$\sigma = \frac{\pi * a^2}{e^2} = \frac{\pi * \left(\frac{22}{2}\right)^2}{28^2} = 0,4849$$

$$m = \frac{\rho}{\sigma} * (l_0 + 2 * \Delta l) = \frac{1,2}{0,4849} * (0,03 + 2 * 0,85 * 0,011) = 0,121 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$f_0 = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{K}{m * d * \sigma'}} = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{120000}{0,121 * 0,14 * 0,9857}} = 427 \text{ Hz}$$

Für die Simulation wurden dieselben Eingangsparameter wie beim Modell mit der Spanplatte verwendet, außer für die Lochplatte.

- Röhrenspanplatte: Dichte: 550 kg/m³
Lochdurchmesser: 22 mm
Fläche pro Loch (e²): 784 mm²
Strömungswiderstand: 0 kPa*s/m²

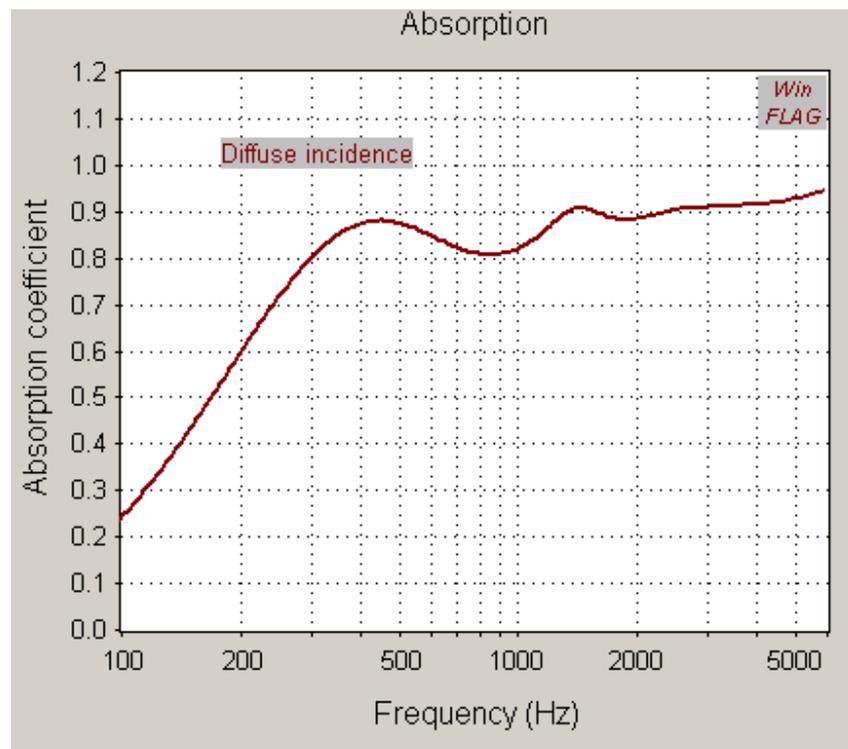


Abbildung 17: Simulierter Absorptionsgrad Wandabsorber mit Röhrenspanplatte

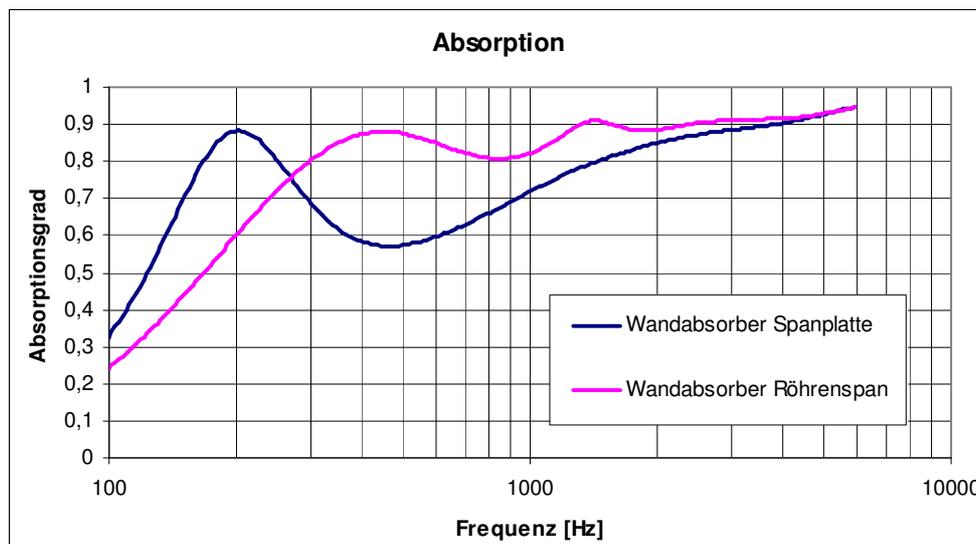


Abbildung 18: Simulierter Absorptionsgrad beider Wandabsorber

Beim Vergleich der beiden Konstruktionen kann man sehen, dass, wie vorher besprochen, die Variante mit der Spanplatte eine tiefere Resonanzfrequenz hat und somit im tieffrequenten Bereich besser absorbiert. Der Absorber mit der Röhrenspanplatte hat eine geringere Güte, wodurch die Resonanz nicht so stark ausgeprägt ist. Deswegen kann im mittleren Frequenzbereich durchwegs gut absorbiert werden.

4.1.3 Baffel-Absorber mit Spanplatte

Um bei den Baffel-Absorbern den Produktionsprozess möglichst gleich zu den Wandabsorbern zu halten, werden symmetrisch zur Rückwand zwei Wandabsorber aufgebaut. Dadurch wird gewährleistet, dass es bei der Fertigung keine gravierenden Unterschiede zwischen den Produkten gibt.

Der Baffel-Absorber mit Spanplatte ist somit eine Konstruktion, die aus zwei Wandabsorber-Elementen besteht. Dabei zeigen beide Fronten nach außen und die Rückwände werden in der Mitte nur einfach ausgeführt.

Der Aufbau ist folgender:

- Molino-Bezug
- 40mm Mineralwolle
- 16mm Spanplatte mit Lochung: 3mm Loch mit 16mm Abstand
- 100mm Luft
- 40mm Mineralwolle
- 4mm MDF-Platte
- 40mm Mineralwolle
- 100mm Luft
- 16mm Spanplatte mit Lochung: 3mm Loch mit 16mm Abstand
- 40mm Mineralwolle
- Molino-Bezug

Die Konstruktion ist sonst mit der der Wandabsorber ident.

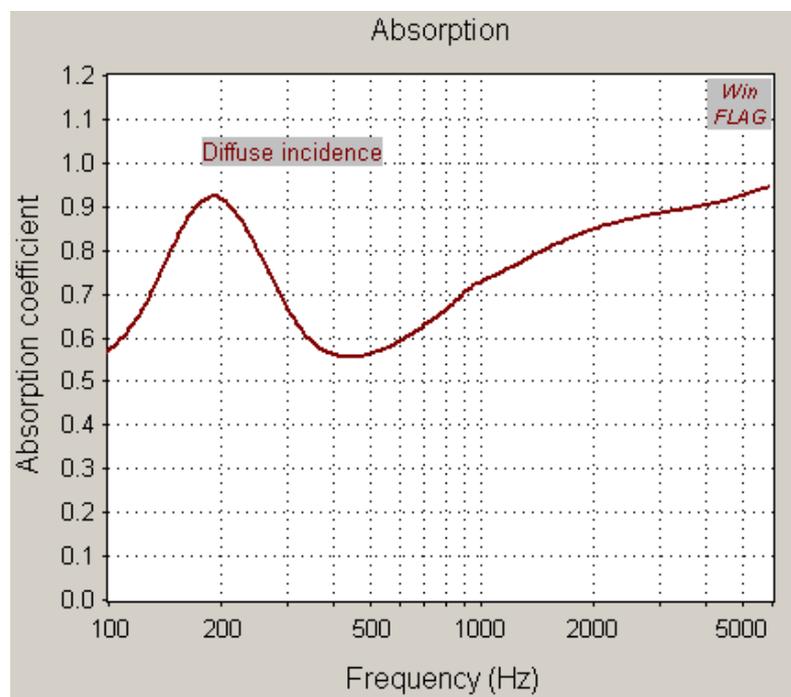


Abbildung 19: Simulierter Absorptionsgrad Baffel mit Spanplatte

Wie erwartet, ergibt sich bei der Baffel-Konstruktion eine ähnliche Resonanzfrequenz wie beim Wandabsorber.

4.1.4 Baffel-Absorber mit Röhrenspanplatte

Auch bei der Baffel-Konstruktion wurden beide Varianten gebaut um den Vergleich anstellen zu können.

- Molino-Bezug
- 40mm Mineralwolle
- 30 mm Röhrenspanplatte, Loch: 22mm, Abstand: 28mm
- 100mm Luft
- 40mm Mineralwolle
- 4mm MDF-Platte
- 40mm Mineralwolle
- 100mm Luft
- 30 mm Röhrenspanplatte, Loch: 22mm, Abstand: 28mm
- 40mm Mineralwolle
- Molino-Bezug

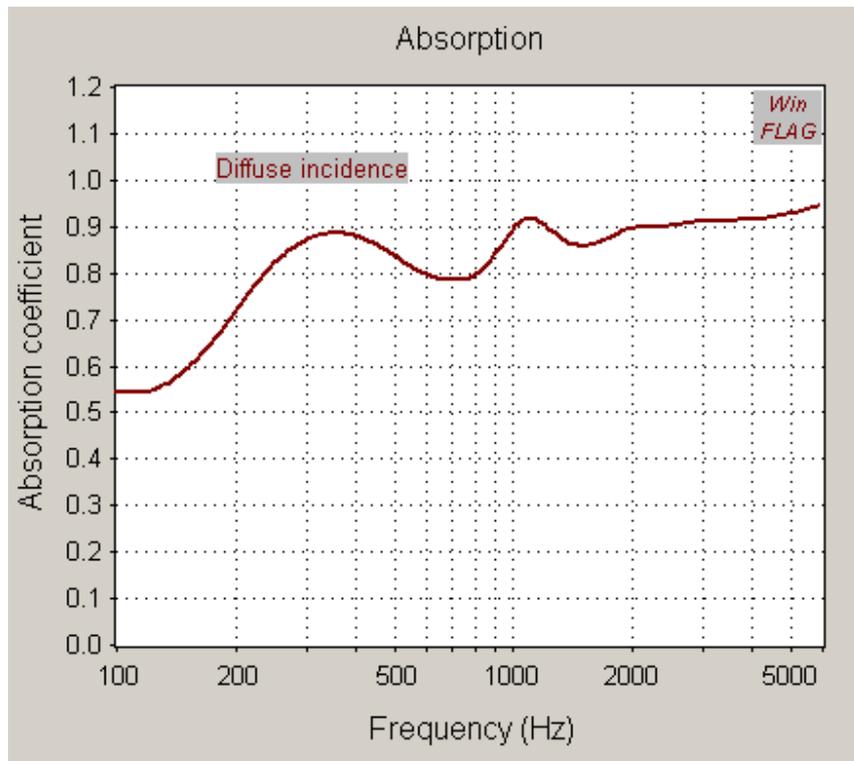


Abbildung 20: Simulierter Absorptionsgrad Baffel mit Röhrenspanplatte

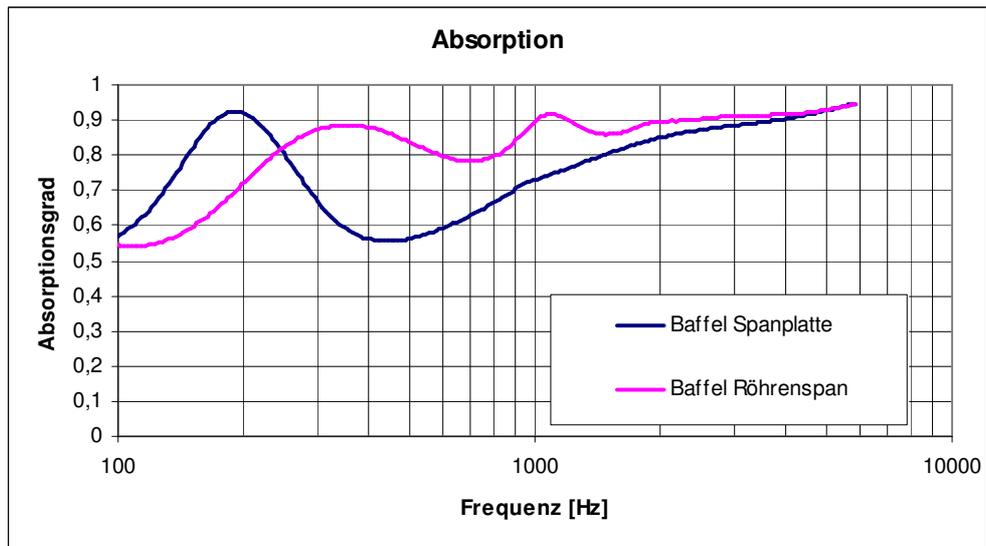


Abbildung 21: Simulierter Absorptionsgrad beider Baffel-Absorber

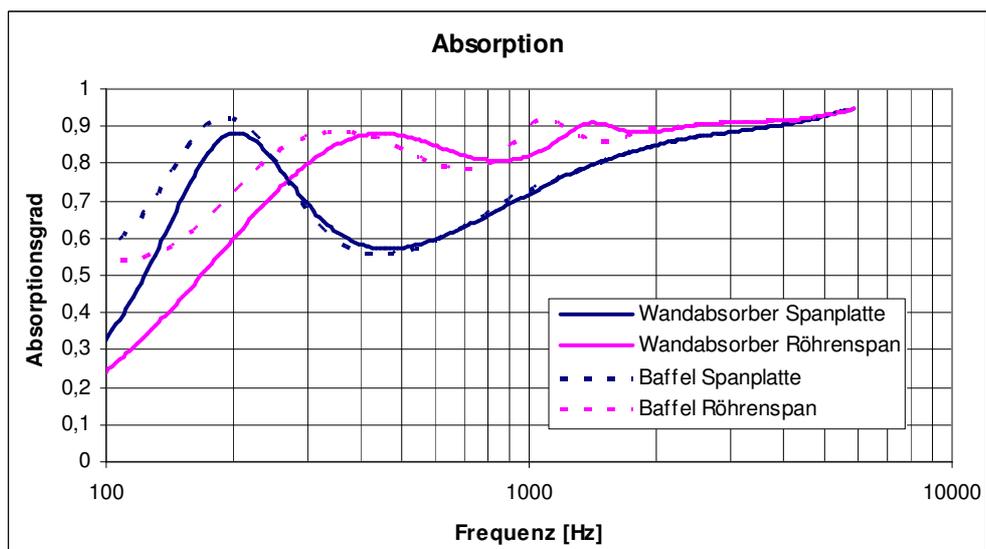


Abbildung 22: Simulierter Absorptionsgrad aller 4 Absorber

Die Resonanzfrequenz und die Güte ändern sich durch die doppelte Konstruktion nur unwesentlich.

4.2 Messung im Hallraum

Um die Qualität der Simulation zu überprüfen und um am Ende realitätsnahe Ergebnisse vorlegen zu können, wurden alle Absorbertypen im Hallraum vermessen. Dabei wurde darauf geachtet, Messungen nahe den Normbestimmungen durchzuführen.

4.2.1 Messung nach EN ISO 354:2003

Richtlinien für die Messung der Schallabsorption in Hallräumen sind in der Norm ISO 354 festgeschrieben um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. In dieser Arbeit wurde versucht diese Norm möglichst genau einzuhalten, leider konnten nicht alle Forderungen erfüllt werden. Hier die Abweichungen zur Norm:

- Die Norm ist nicht für schwach gedämpfte Resonatoren (hohe Güte) vorgesehen. Da es sich bei den Absorbern um Resonatoren handelt, stellt sich die Frage, ob die Güte gering genug ist. Bei den Absorbern mit Röhrenspanplatte ist die Dämpfung sicherlich ausreichend, bei denen mit Spanplatte könnte es zu starke Resonanzeigenschaften geben. Hier ist auf das Ergebnis zu achten und Ungenauigkeiten zu berücksichtigen.
- Der verwendete Hallraum verursacht kein komplett diffuses Schallfeld. Dieser Umstand wurde in [6] näher untersucht. Für unsere Betrachtungen sollten die Ungenauigkeiten durch die Mittelung mehrerer Messungen genügend klein gehalten werden.
- Das Prüfobjekt sollte eine Fläche zwischen 10 und 12m² haben. Die vermessenen Absorber haben jedoch nur eine Fläche von 2,6m². Die Produktion der geforderten Fläche wäre zu teuer gewesen, deswegen wurde diese Ungenauigkeit in Kauf genommen.
- Bei der Messung von Baffels müssen mindestens 3 Stück gleichzeitig vermessen werden. Auch hier wurde aus Kostengründen die Abweichung zur Norm in Kauf genommen.
- Als Anregungssignal wurde kein Rauschen verwendet, sondern ein Sinus-Sweep. Dieser Unterschied wurde in [7] genauer untersucht und sollte keine Auswirkungen auf das Ergebnis haben.
- Die gemittelten Nachhallzeiten wurden auf eine Dezimalstelle gerundet. Laut Norm sollten zwei Dezimalstellen angegeben werden.
- Bei der Darstellung der Ergebnisse wurde ein anderes Format verwendet.

4.2.2 Allgemeine Angaben zur Messung

Ausführende: Florian Mitsch, Jakob Spötl, Markus Maier
 Datum: 10.07.2013
 Ort: Hallraum des Instituts für Hochbau und Bauphysik der TU Graz
 Prüfobjekt: Vier verschiedene Absorber – siehe Kapitel 4.1
 Messtechnik: PAK Mobile MKII der Firma Müller BBM inkl. Software PAK 5.7
 Dodekaeder-Lautsprecher Nor276
 Verstärker Nor280 von Norsonic
 Lenovo ThinkPad Laptop und Windows 7
 Sechs Stück 46AE Halbzoll-Freifeldmikrophone von G.R.A.S
 Hallraum: Volumen: 244m³
 Bodenfläche: 50m²
 Raumbofläche: 240m²
 inklusive zehn Diffusoren und drei Tiefenabsorber
 Temperatur: 25°C
 Luftfeuchtigkeit: 55%

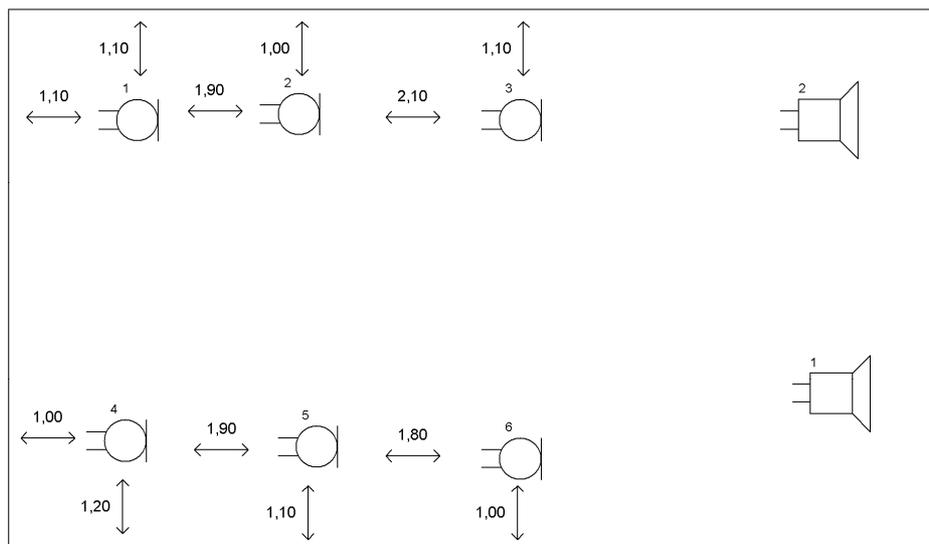


Abbildung 23: Mikrofonpositionen im Hallraum (Angaben in m)

Auf folgenden Höhen wurden die Mikrofone positioniert:

Mikrofon 1: 1,35m
 Mikrofon 2: 1,90m
 Mikrofon 3: 1,40m
 Mikrofon 4: 2,00m
 Mikrofon 5: 1,45m
 Mikrofon 6: 1,55m

Die Mikrofone, Prüfobjekte und der Lautsprecher konnten nach den Normkriterien positioniert werden. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Aufstellung zufällig im Raum verteilt war, sodass Modenprobleme reduziert wurden.



Abbildung 24: Messung im Hallraum ohne Prüfobjekt – Ansicht 1



Abbildung 25: Messung im Hallraum ohne Prüfobjekt – Ansicht 2

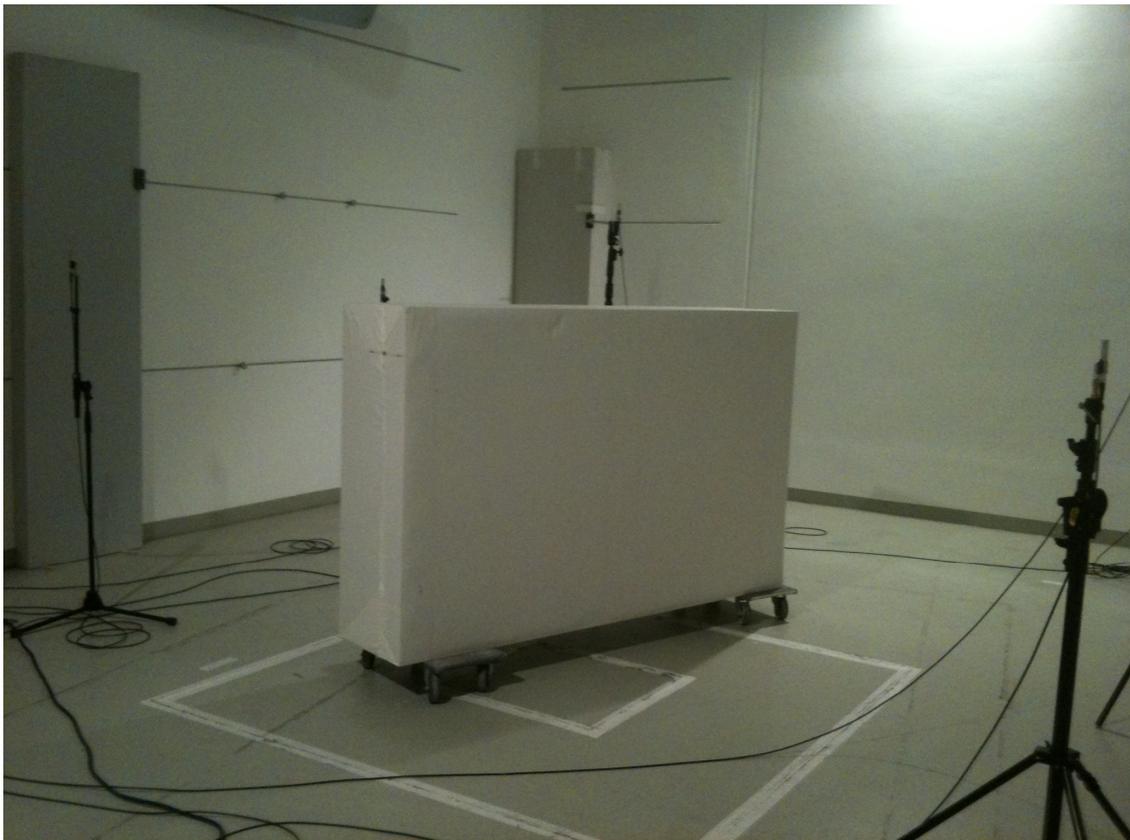


Abbildung 26: Messung im Hallraum mit Prüfobjekt (Baffle)



Abbildung 27: Alle 4 verschiedenen Absorber

4.2.3 Wandabsorber

4.2.3.1 Wandabsorber legend

Zuerst wurden die Absorber für die Montage an der Wand vermessen. Dabei ist der gewünschte Wert der Absorptionskoeffizient. Um diesen zu erhalten, muss die Nachhallzeit des leeren Raumes und die des Raumes mit Absorber gemessen werden, die äquivalente Absorptionsfläche berechnet und mit Hilfe der Fläche des Absorbers der Absorptionskoeffizient bestimmt werden. Dabei gibt es wie in Kap 2.2 schon erwähnt, zwei verschiedene Methoden, die nach Sabine und die nach Eyring. Es wurden beide Varianten gerechnet, da aber die Ergebnisse fast idente Lösungen bringen, wurden nur das erste Mal beide Ergebnisse dargestellt. In den darauf folgenden Darstellungen wurde nur mehr die in der Norm vorgeschriebene Methode nach Sabine verwendet.

Frequenz [Hz]	Leerer Raum [s]	Spanplatte [s]	Röhrenspanplatte [s]
100	7,55	6,75	7,10
125	6,85	5,20	5,15
160	6,30	4,35	4,05
200	5,90	4,60	3,95
250	5,75	4,35	3,95
315	5,75	4,55	3,90
400	5,55	4,15	3,85
500	5,10	3,80	3,65
630	4,90	3,50	3,55
800	4,70	3,45	3,45
1000	4,55	3,25	3,30
1250	4,20	3,15	3,10
1600	3,85	2,95	2,90
2000	3,55	2,80	2,80
2500	3,30	2,60	2,60
3150	2,95	2,40	2,40
4000	2,50	2,10	2,10
5000	2,30	1,95	1,90

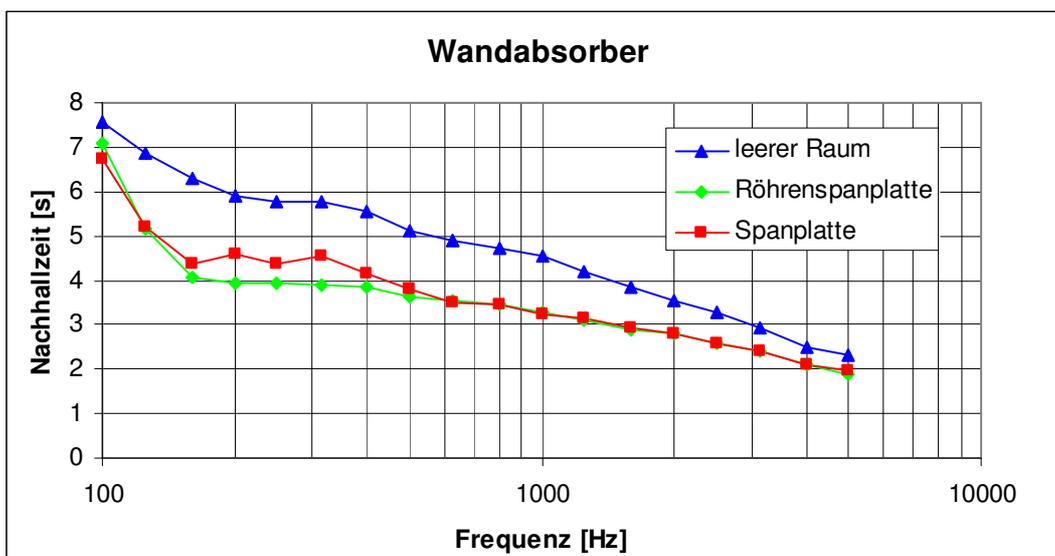


Abbildung 28: Nachhallzeit Wandabsorber

Da während des gesamten Messvorgangs die Temperatur und die Luftfeuchtigkeit nahezu konstant waren, wurde bei der Berechnung von einer konstanten Schallgeschwindigkeit ausgegangen. Die in der Norm verwendete Formel wurde aus der Nachhallzeitenberechnung nach Sabine abgeleitet:

$$A_{T,s} = 55,3 * \frac{V}{c} * \left(\frac{1}{T_{\text{Absorber}}} - \frac{1}{T_{\text{leer}}} \right)$$

$$\alpha_s = \frac{A_{T,s}}{S}$$

- $A_{T,s}$ äquivalente Schallabsorptionsfläche des Prüfobjekts [m²] (Sabine)
 α_s Schallabsorptionsgrad des Prüfobjekts (Sabine)
 V Volumen des Hallraums [m³]
 c Schallgeschwindigkeit, 346 m/s bei 25°C
 T_{Absorber} Nachhallzeit mit Prüfobjekt [s]
 T_{leer} Nachhallzeit im leeren Hallraum [s]
 S die vom Prüfobjekt überdeckte Fläche [m²]

So lassen sich die Werte für die äquivalente Absorptionsfläche eines Absorberelements berechnen.

Frequenz [Hz]	Spanplatte [m ²]	Röhrenspanplatte [m ²]
100	0,61	0,33
125	1,81	1,88
160	2,77	3,44
200	1,87	3,26
250	2,18	3,09
315	1,79	3,21
400	2,37	3,10
500	2,61	3,04
630	3,18	3,02
800	3,00	3,00
1000	3,43	3,24
1250	3,09	3,29
1600	3,09	3,32
2000	2,94	2,94
2500	3,18	3,18
3150	3,03	3,03
4000	2,97	2,97
5000	3,04	3,57

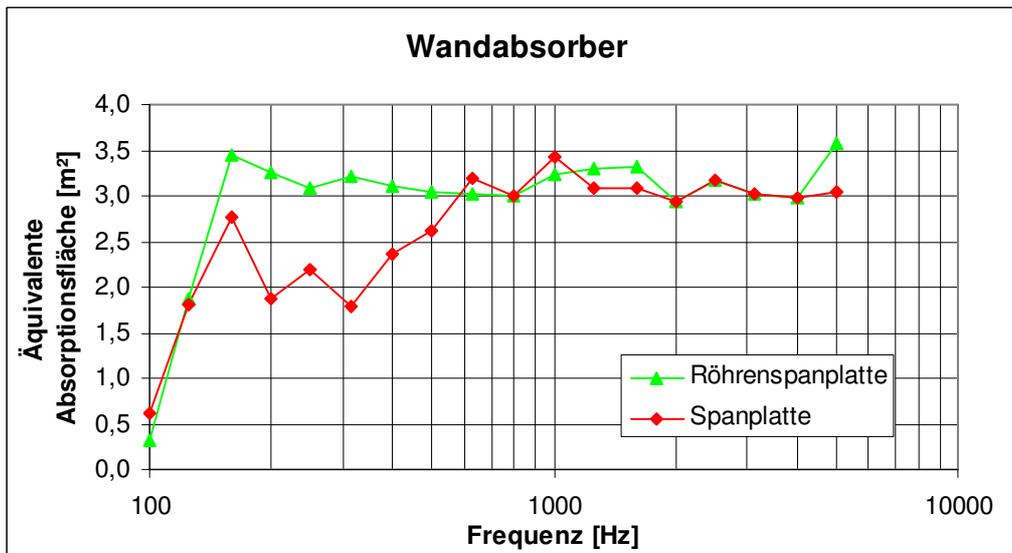


Abbildung 29: Äquivalente Absorptionsfläche Wandabsorber

Mit der vom Prüfobjekt überdeckten Fläche (2,6m²) lassen sich folgende Werte für den Absorptionsgrad berechnen:

Frequenz [Hz]	Spanplatte	Röhrenspanplatte
100	0,23	0,13
125	0,69	0,72
160	1,06	1,31
200	0,71	1,79
250	0,83	1,73
315	0,68	1,23
400	0,91	1,19
500	1,00	1,16
630	1,22	1,16
800	1,15	1,15
1000	1,31	1,24
1250	1,18	1,26
1600	1,18	1,27
2000	1,12	1,12
2500	1,22	1,22
3150	1,16	1,16
4000	1,13	1,13
5000	1,16	1,36

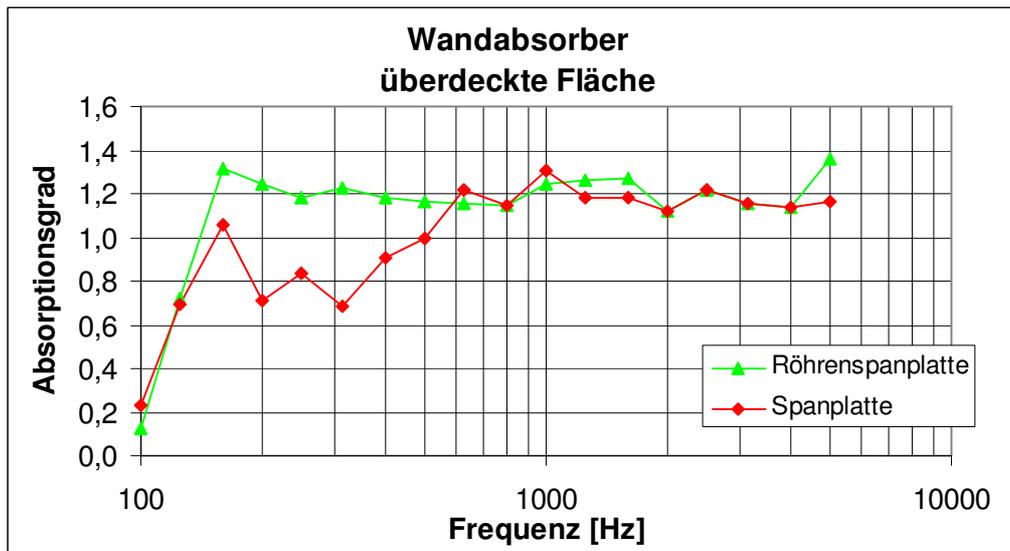


Abbildung 30: Absorptionsgrad Wandabsorber (Berechnung mit überdeckter Fläche)

Wegen der hohen Werte für den Absorptionsgrad kann man darauf schließen, dass die vom Absorber überdeckte Fläche nicht der geeignete Wert für die Berechnung ist. Deswegen wird nun auch der Absorptionsgrad mit der gesamten Oberfläche des Absorbers (ohne Auflagefläche) berechnet (4,0m²).

Frequenz [Hz]	Spanplatte	Röhrenspanplatte
100	0,15	0,08
125	0,45	0,47
160	0,69	0,86
200	0,46	0,81
250	0,54	0,77
315	0,45	0,80
400	0,59	0,77
500	0,65	0,76
630	0,79	0,75
800	0,75	0,75
1000	0,85	0,81
1250	0,77	0,82
1600	0,77	0,83
2000	0,73	0,73
2500	0,79	0,79
3150	0,75	0,75
4000	0,74	0,74
5000	0,76	0,89

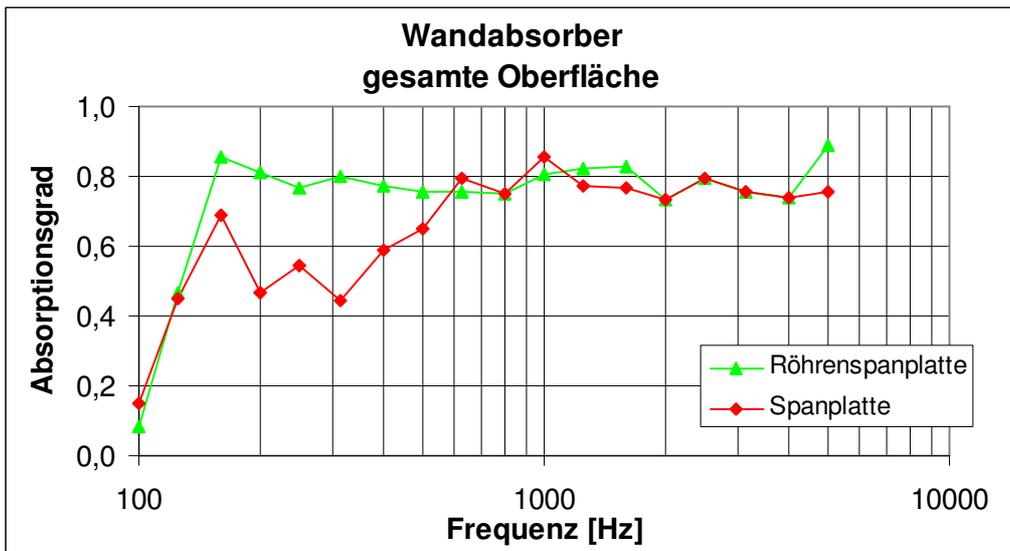


Abbildung 31: Absorptionsgrad Wandabsorber (Berechnung mit gesamter Oberfläche)

Man sieht, dass die Berechnung mit der Oberfläche besser mit der Realität übereinstimmt, weil es eigentlich keine Absorptionsgrade über 1 geben kann. Deswegen wird bei den weiteren Analysen nur diese Berechnungsart verwendet.

Beim Vergleich der beiden Konstruktionsarten macht sich beim Röhrenspanplatten-Absorber bessere Absorption im tiefen Frequenzbereich bemerkbar.

Der Vollständigkeit halber wurden auch die Absorptionsgrade mit der Formel nach Eyring, sowohl mit der überdeckten Fläche als auch mit der gesamten Oberfläche, berechnet. Dazu wurde folgende Formel aus [4] verwendet:

$$A_{T,e} = S_{gesamt} \cdot \left(e^{-0,161 \cdot \frac{V}{S_{gesamt} \cdot T_{leer}}} - e^{-0,161 \cdot \frac{V}{S_{gesamt} \cdot T_{Absorber}}} \right)$$

$$\alpha_e = \frac{A_{T,e}}{S_{Absorber}}$$

- A_{T,e} äquivalente Schallabsorptionsfläche des Prüfobjekts [m²] (Eyring)
- α_e Schallabsorptionsgrad des Prüfobjekts (Eyring)
- S_{Absorber} die vom Prüfobjekt überdeckte Fläche [m²]
- S_{gesamt} gesamte Oberfläche des Raumes [m²]

Frequenz [Hz]	Spanplatte Sabine	Spanplatte Eyring	Röhrenspanplatte Sabine	Röhrenspanplatte Eyring
100	0,23	0,23	0,13	0,12
125	0,69	0,68	0,72	0,70
160	1,06	1,03	1,31	1,28
200	0,71	0,70	1,25	1,21
250	0,83	0,81	1,18	1,15
315	0,68	0,67	1,23	1,20
400	0,91	0,88	1,19	1,15
500	1,00	0,97	1,16	1,13
630	1,22	1,18	1,16	1,12
800	1,15	1,11	1,15	1,11
1000	1,31	1,26	1,24	1,20
1250	1,18	1,14	1,26	1,21
1600	1,18	1,13	1,27	1,22
2000	1,12	1,08	1,12	1,08
2500	1,22	1,16	1,22	1,16
3150	1,16	1,10	1,16	1,10
4000	1,13	1,06	1,13	1,06
5000	1,16	1,08	1,36	1,27

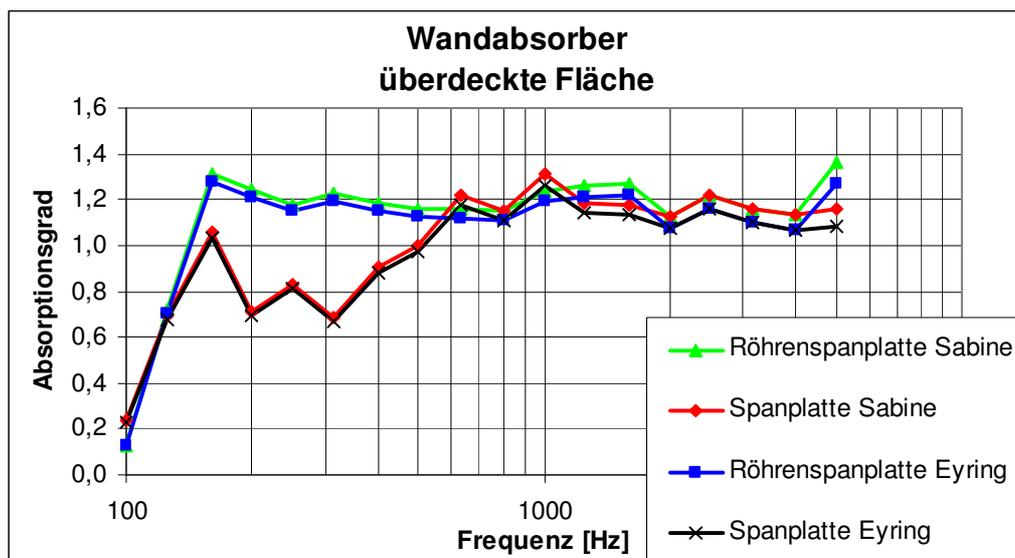


Abbildung 32: Absorptionsgrade Wandabsorber Vergleich Berechnungsmethoden (überdeckte Fläche)

Aus der Berechnung nach Eyring dürften eigentlich keine Werte über 1 resultieren. Das ist somit ein klares Zeichen, dass für die Fläche auf die bezogen wird, die gesamte Oberfläche des Absorbers hergenommen werden muss.

Frequenz [Hz]	Spanplatte Sabine	Spanplatte Eyring	Röhrenspanplatte Sabine	Röhrenspanplatte Eyring
100	0,15	0,15	0,08	0,08
125	0,45	0,44	0,47	0,46
160	0,69	0,67	0,86	0,83
200	0,46	0,45	0,81	0,79
250	0,54	0,53	0,77	0,75
315	0,45	0,43	0,80	0,78
400	0,59	0,57	0,77	0,75
500	0,65	0,63	0,76	0,73
630	0,79	0,77	0,75	0,73
800	0,75	0,72	0,75	0,72
1000	0,85	0,82	0,81	0,78
1250	0,77	0,74	0,82	0,79
1600	0,77	0,74	0,83	0,79
2000	0,73	0,70	0,73	0,70
2500	0,79	0,75	0,79	0,75
3150	0,75	0,71	0,75	0,71
4000	0,74	0,69	0,74	0,69
5000	0,76	0,71	0,89	0,83

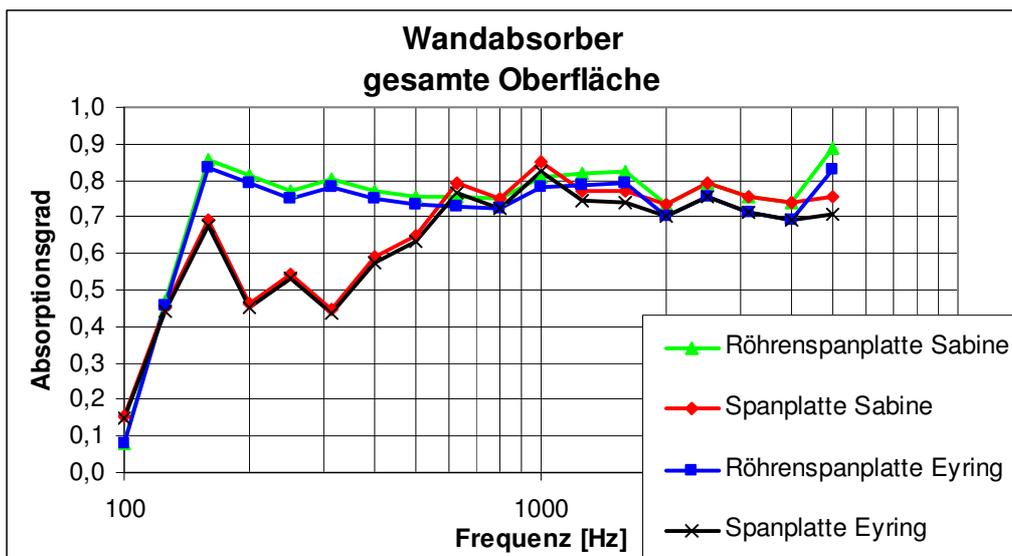


Abbildung 33: Absorptionsgrade Wandabsorber Vergleich Berechnungsmethoden (gesamte Oberfläche)

Hier sind die Werte auch bei Eyring maximal 1 und immer kleiner als die Werte bei Sabine, was das Ergebnis vertrauenswürdig macht.

Generell sind keine großen Unterschiede zwischen den beiden Berechnungsmethoden erkennbar, deswegen wird, wie in der Norm vorgeschrieben, in weiterer Folge nur mehr die Berechnung nach Sabine durchgeführt.

Nun werden noch die Werte der Simulation mit den Messergebnissen verglichen.

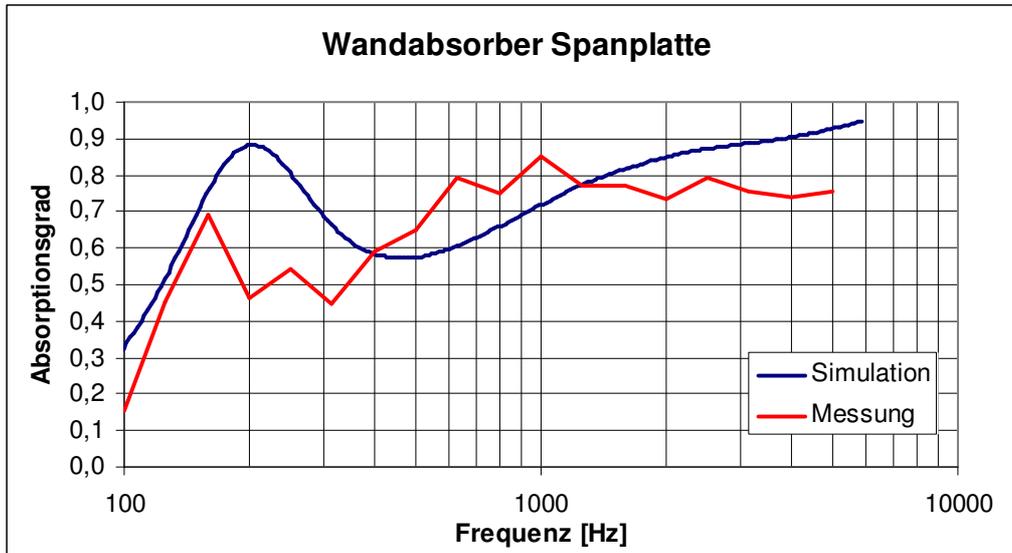


Abbildung 34: Vergleich Simulation mit Messung bei Wandabsorber mit Spanplatte

Die Resonanzüberhöhungen kann man in der Messung nicht deutlich erkennen.

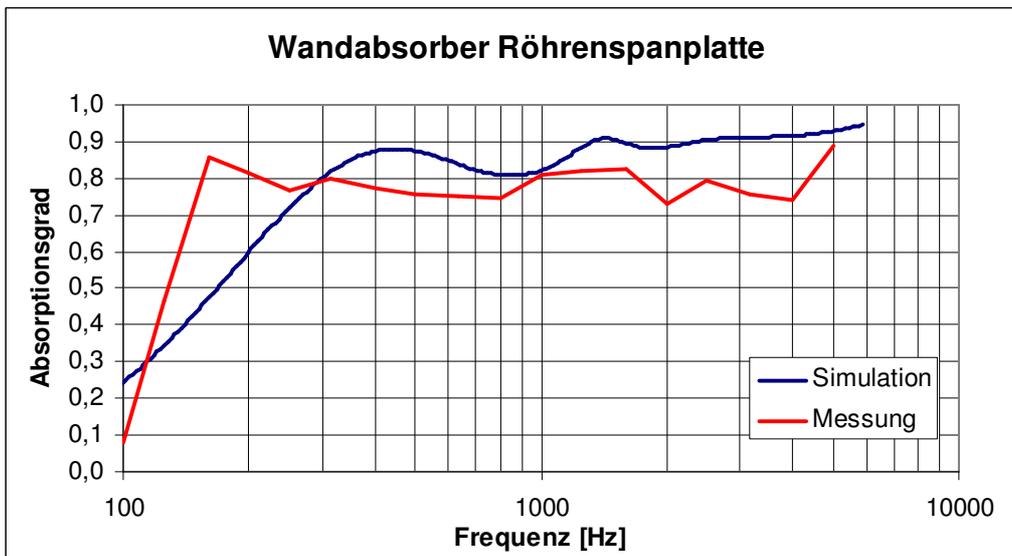


Abbildung 35: Vergleich Simulation mit Messung bei Wandabsorber mit Röhrenspanplatte

Die starke Überhöhung des Absorptionsgrad bei 160Hz ist vermutlich ein Messfehler, da der Hallraum bei tiefen Frequenzen ein Modenproblem hat (siehe [6]). Sonst scheint die Messung mit der Simulation gut zusammenzupassen.

4.2.3.2 Wandabsorber stehend

Um eine weitere Montagemöglichkeit für den Wandabsorber zu untersuchen, wurde der Wandabsorber auch stehend vermessen. So kann man Rückschlüsse daraus ziehen, wie sich diese Konstruktionen im Baffel-Einsatz verhalten.

Frequenz [Hz]	Spanplatte [s]	Röhrenspanplatte [s]
100	6,90	6,80
125	6,20	6,40
160	4,60	4,60
200	4,35	4,05
250	4,20	3,90
315	4,30	3,90
400	4,20	3,75
500	3,95	3,85
630	3,70	3,70
800	3,55	3,60
1000	3,45	3,40
1250	3,25	3,30
1600	3,05	3,05
2000	2,90	2,90
2500	2,70	2,70
3150	2,50	2,45
4000	2,20	2,10
5000	2,00	2,00

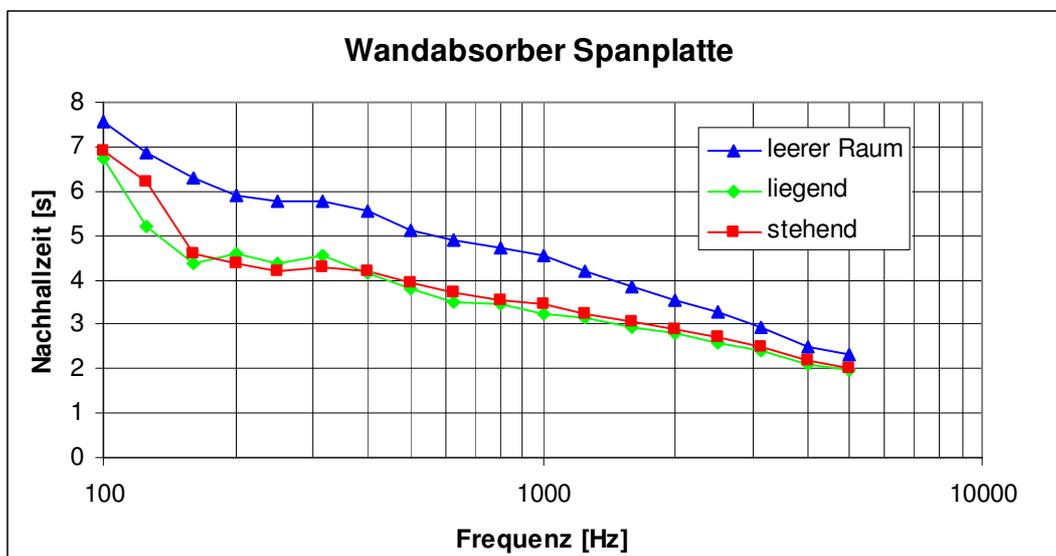


Abbildung 36: Nachhallzeit Wandabsorber mit Spanplatte (liegend und stehend)

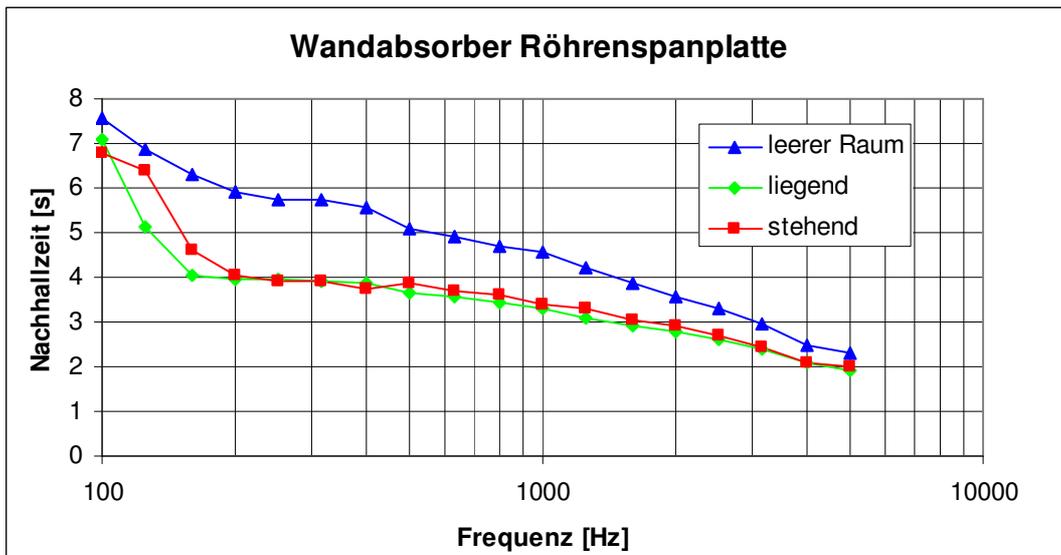


Abbildung 37: Nachhallzeit Wandabsorber mit Röhrenspanplatte (liegend und stehend)

Aus den Nachhallzeiten wurde wie in Kap 4.2.3.1 die äquivalente Absorptionsfläche berechnet.

Frequenz [Hz]	Spanplatte [m ²]	Röhrenspanplatte [m ²]
100	0,38	0,46
125	0,55	0,36
160	2,29	2,29
200	2,46	3,13
250	2,56	3,27
315	2,10	3,03
400	2,19	3,31
500	2,07	2,33
630	2,58	2,58
800	2,69	2,53
1000	2,64	2,80
1250	2,71	2,53
1600	2,52	2,52
2000	2,61	2,61
2500	2,62	2,62
3150	2,60	2,92
4000	2,13	2,97
5000	2,54	2,54

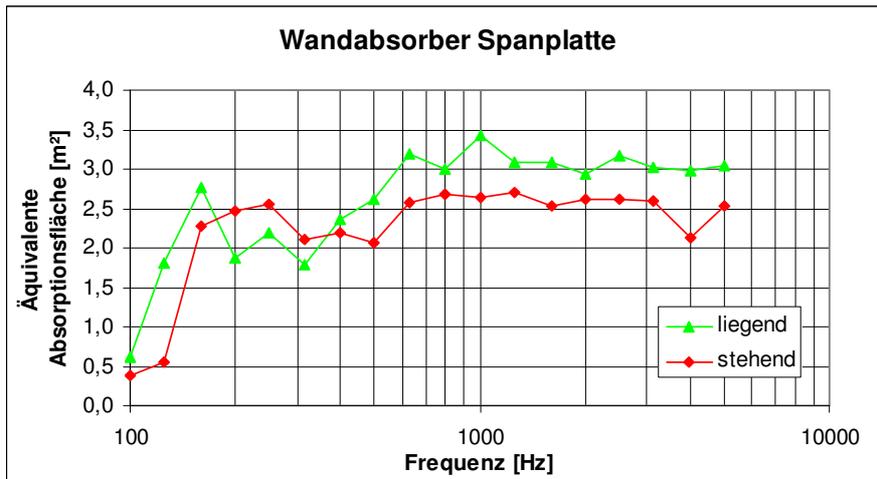


Abbildung 38: Äquivalente Absorptionsfläche Wandabsorber mit Spanplatte (liegend und stehend)

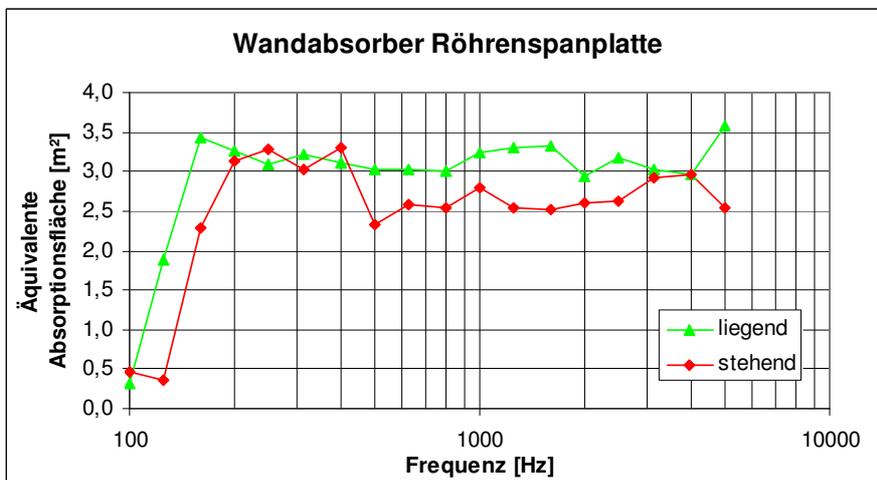


Abbildung 39: Absorptionsfläche Wandabsorber mit Röhrenspanplatte (liegend und stehend)

Generell kann man sagen, dass der Absorber auch stehend funktioniert, wobei er liegend bessere Werte erreicht. Deswegen sollte man beide Absorber eher an der Wand montieren.

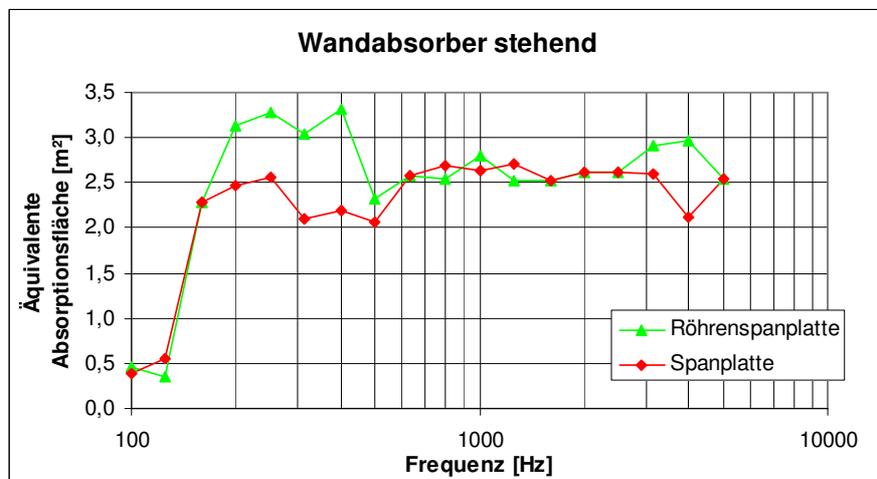


Abbildung 40: Absorptionsfläche Wandabsorber stehend

4.2.4 Baffel-Absorber

Frequenz [Hz]	Spanplatte [s]	Röhrenspanplatte [s]
100	6,40	6,05
125	5,75	5,90
160	3,85	4,05
200	3,45	3,15
250	3,80	3,25
315	3,70	3,20
400	3,40	3,05
500	3,20	3,05
630	2,95	3,00
800	2,85	2,90
1000	2,80	2,80
1250	2,60	2,70
1600	2,50	2,60
2000	2,40	2,40
2500	2,30	2,40
3150	2,10	2,10
4000	1,90	1,85
5000	1,80	1,75

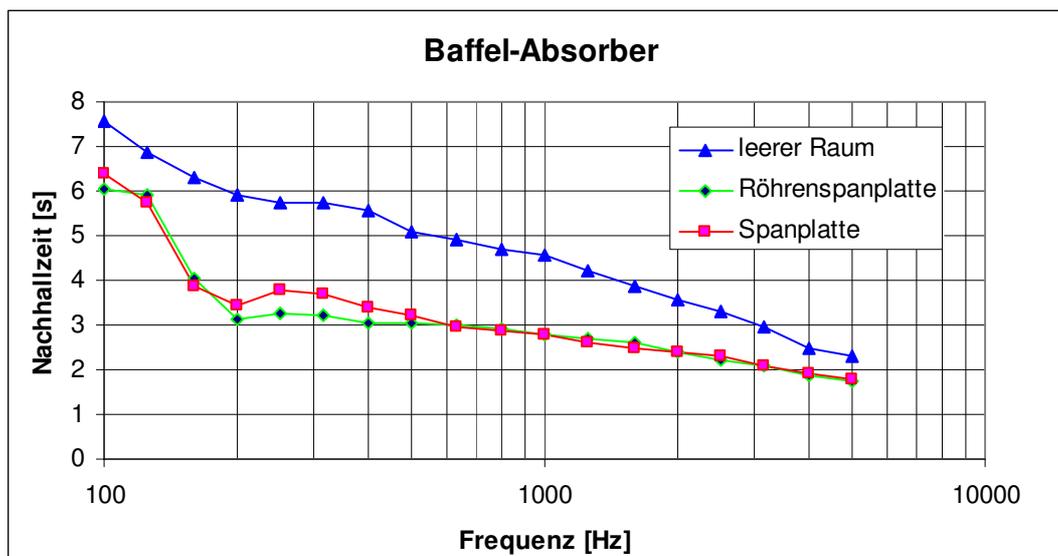


Abbildung 41: Nachhallzeit Baffel-Absorber

Frequenz [Hz]	Spanplatte [m ²]	Röhrenspanplatte [m ²]
100	0,82	1,18
125	1,05	0,87
160	3,94	3,44
200	4,80	5,88
250	3,54	5,27
315	3,57	5,22
400	4,38	5,69
500	4,38	4,98
630	5,26	5,04
800	5,38	5,15
1000	5,26	5,26
1250	5,71	5,15
1600	5,33	4,73
2000	5,41	5,41
2500	5,13	5,90
3150	5,57	5,57
4000	4,92	5,48
5000	4,71	5,33

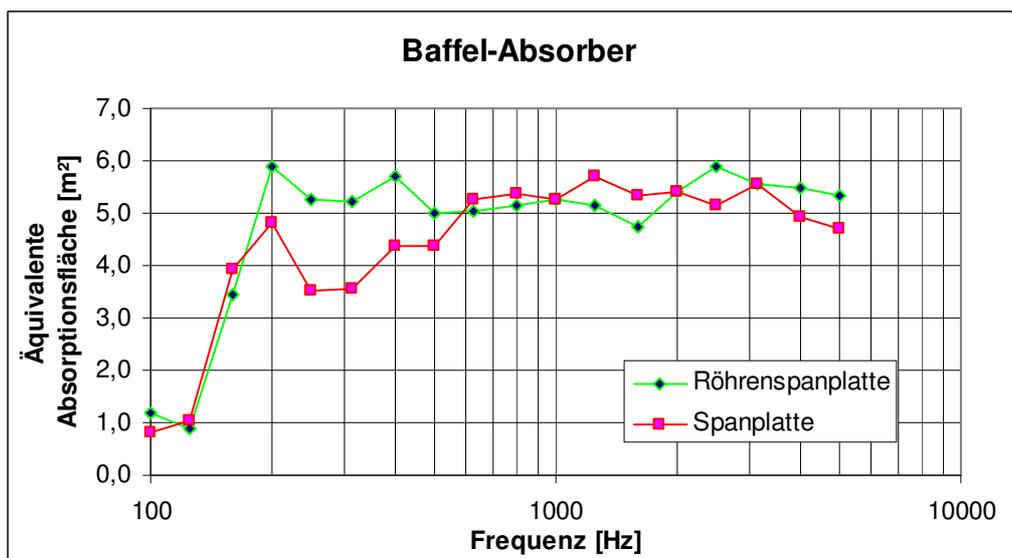


Abbildung 42: Äquivalente Absorptionsfläche Baffel-Absorber

Auch bei dieser Messung sieht man die deutlich bessere Wirkung der Röhrenspanplatten im tieffrequenten Bereich. Dabei muss selbstverständlich berücksichtigt werden, dass bei den Messungen die Norm nicht komplett erfüllt wurde.

Frequenz [Hz]	Spanplatte	Röhrenspanplatte
100	0,11	0,16
125	0,15	0,12
160	0,55	0,48
200	0,67	0,82
250	0,49	0,73
315	0,50	0,73
400	0,61	0,79
500	0,61	0,69
630	0,73	0,70
800	0,75	0,72
1000	0,73	0,73
1250	0,79	0,72
1600	0,74	0,66
2000	0,75	0,75
2500	0,71	0,82
3150	0,78	0,78
4000	0,69	0,76
5000	0,66	0,74

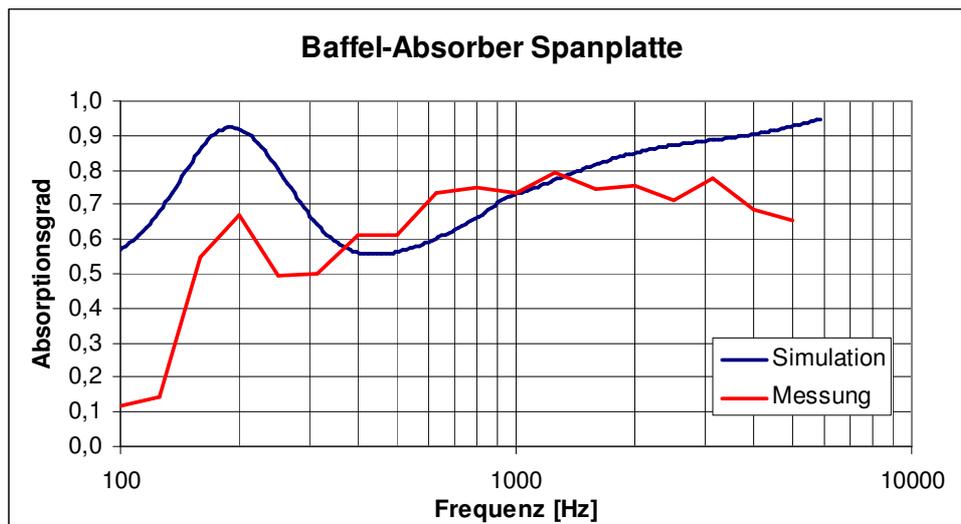


Abbildung 43: Vergleich Simulation mit Messung bei Baffel-Absorber mit Spanplatte

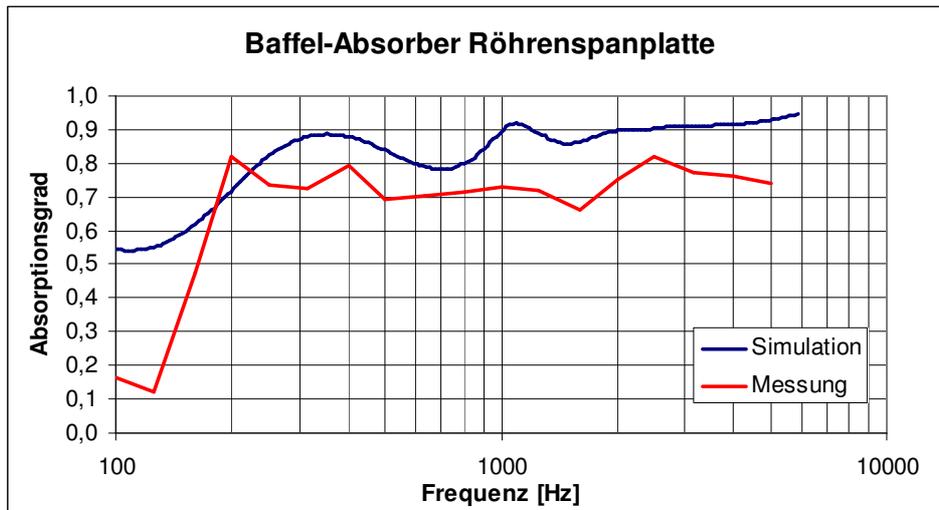


Abbildung 44: Vergleich Simulation mit Messung bei Baffel-Absorber mit Röhrenspanplatte

Bei beiden Absorbertypen bringt die Messung nicht so hohe Werte wie die Simulation. Das liegt wahrscheinlich daran, dass als Bezugsfläche wieder die gesamte Oberfläche ($7,2\text{m}^2$) genommen wurde, der Rand des Absorbers aber nicht als Helmholtz-Resonator wirkt.

Dieses Mal sieht man beim Spanplatten-Absorber aber deutlich die Übereinstimmung der Resonanzfrequenz.

Zuletzt wird noch analysiert, ob die Baffel-Konstruktion, die eigentlich ein doppelter Wandabsorber ist, auch doppelt so gut absorbiert. Deswegen wird nun der stehende Wandabsorber mit dem Baffel-Absorber verglichen.

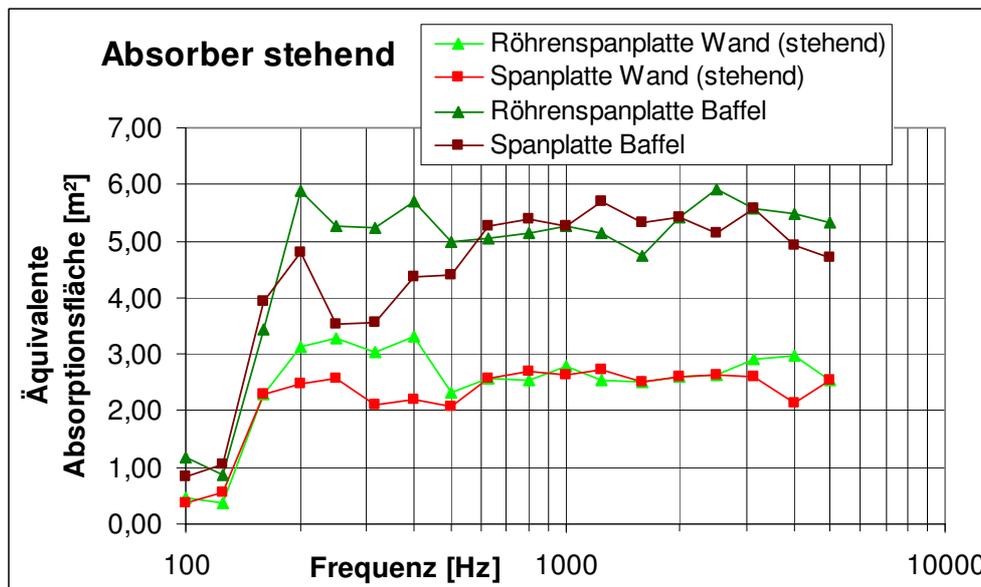


Abbildung 45: Absorptionsfläche Baffel- und Wandabsorber (stehend)

Prinzipiell kann gesagt werden, dass die Baffel-Absorber doppelt so gute Absorption liefern als die Wandabsorber. Aufgrund der Sandwich-Konstruktion mit zwei Wandabsorbern ist das auch plausibel.

5 Zusammenfassung

Um den Lärmpegel in den beiden Produktionshallen zu senken, gab es generell zwei mögliche Lösungsansätze. Die Kapselung bzw. Abschirmung der Maschinen um den Direktschall zu verringern, oder die Anbringung von zusätzlichen Absorbern um den stationären Lärmpegel durch den Nachhall zu verringern. Durch die Messung des Hallradius fiel die Entscheidung auf die Verringerung der Nachhallzeit mittels Absorber. Hier wurden, um die Kosten gering zu halten, Absorber entwickelt, die in der selbigen Tischlerei produziert werden konnten.

Um einen möglichst breiten Frequenzbereich zu absorbieren, wurde eine Kombination aus porösem Absorber mit Helmholtz-Resonator gewählt. Es wurden Absorber für die Wandmontage und Baffel-Absorber zum Hängen entwickelt. Dabei konnte eine für die Tischlerei günstige Methode der Realisierung eines Lochabsorbers gefunden werden, die auch in der Simulation gute Absorptionswerte lieferte.

Bei der Messung wurde deutlich, dass eigentlich alle vier möglichen Varianten gut funktionieren. Bei der Auswahl eines Absorbertyps für die Produktionshallen wurde somit nach dem Preiskriterium entschieden. Hier liegt die Variante mit den Röhrenspanplatten klar im Vorteil. Außerdem besteht bei der Produktion von Baffel-Absorbern die Schwierigkeit mit der Schichtung der verschiedenen Materialien, zumal in der Mitte für die MDF-Platte eine Nut in den Rahmen gefräst werden muss. Deswegen stellt der Wandabsorber mit Röhrenspanplatten die günstigste Methode dar.

Bei der Montage ist natürlich auf die Größe und Masse der Absorber zu achten. Da der Betrieb auf die Fertigung von Türen spezialisiert ist, wurde die Größe der Absorber auf die handelsüblicher Türen festgelegt. Dadurch sind die Absorber nicht handlich und auch relativ schwer. Folglich ist bei der Montage auf das Gewicht und somit auf die einzuhaltenden Sicherheitsbestimmungen zu achten.

Um Kosten zu sparen werden alle bereits produzierten Absorber in der Halle 1 verwendet. Dabei werden die beiden Wandabsorber an der Südwand befestigt und die Baffel-Absorber werden über die größte Lärmquelle (größte Schalleistung), die Kantenanleimmaschine IMA, gehängt. Um möglichst viel vom Direktschall der Maschine zu absorbieren werden diese Absorber nicht, wie gemessen, senkrecht montiert, sondern sie werden waagrecht über die Maschine gehängt. Außerdem birgt diese Variante der Montage den Vorteil, dass mehr Licht von den Fenstern in die Halle dringen kann.

Für die Halle 2 werden zusätzliche Wandabsorber mit Röhrenspanplatten zur Wandmontage gefertigt.

6 Literaturverzeichnis

- [1] BGBl. II Nr. 22/2006, Verordnung über den Schutz der Arbeitnehmer/innen vor der Gefährdung durch Lärm und Vibrationen (VOLV)
- [2] Weselak W. und Graber G., Raumakustik Skript, v 5.3, TU-Graz, 2009
- [3] Weselak W., Technische Akustik Skript, v 8.0, TU-Graz, 2012
- [4] Weselak W., Akustische Messtechnik Skript, v5.0, TU-Graz, 2010
- [5] ISO/DIS 10845, Akustik – Frequenzbewertung „A“ für Geräuschmessungen, Berlin: Beuth-Verlag, Ausgabe: 1995-06
- [6] Geigl M., Messungen an mikroperforierten Folien im Hallraum, Diplomarbeit, IBK, TU-Graz, 2004
- [7] Spötl J., Implementierung einer Nachhallzeitmessung mit Sinus-Sweep, Student Project, SPSC, TU-Graz, 2013
- [8] Graf F. und Fellner M., Raumakustik Labor Unterlagen, TU-Graz, 2011