

---

# **MASTERARBEIT**

im Studiengang Ingenieurakustik

---

Herr  
**Neumaier Andreas**

**Entwicklung von Plattenre-  
sonatoren zur Dämpfung tief-  
frequenter Schallquellen**

**2022**

# **MASTERARBEIT**

---

## **Entwicklung von Plattenresonatoren zur Dämpfung tief-frequenter Schallquellen**

Autor/in:  
**Herr Andreas Neumaier**

Studiengang:  
**Masterstudiengang Ingenieurakustik**

Seminargruppe:  
**MIA\_5**

Erstprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. Stefan Sentpali**

Zweitprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

Einreichung:  
**Steinkirchen den 30.08.2022**

# **MASTER THESIS**

---

## **Development of plate resonators to damp low-frequency sound**

author:

**Mr. Andreas Neumaier**

course of studies:

**Masterstudiengang Ingenieurakustik**

seminar group:

**MIA\_5**

first examiner:

**Prof. Dr.-Ing. Stefan Sentpali**

second examiner:

**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

---

## **Bibliografische Angaben**

Neumaier, Andreas:

Entwicklung von Plattenresonatoren zur Dämpfung tieffrequenter Schallquellen

Development of plate resonators to damp low-frequency sound

67 Seiten, Hochschule München / Mittweida, University of Applied Sciences,  
Fakultät Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik / Medien

Masterarbeit, 2022

### **Abstract**

Diese Masterarbeit befasst sich mit Schalldämpfer in Rohrleitungen im Allgemeinen und mit der Entwicklung von Verbundplattenresonatoren für die Dämpfung tieffrequenter Anteile im Speziellen.

Gewöhnliche Absorptionskulissen generieren bei tiefen Frequenzen nur Dämpfung, wenn die Kulisse unverhältnismäßig dick und somit teuer ist. Mit der Verwendung von Plattenresonatoren kann auch mit dünneren Kulissen eine erhöhte Dämpfung im tief-frequenten Bereich erzeugt werden. Eine besonders breitbandig wirkende Art stellt hierbei der Verbundplattenresonator dar. Es wird auch auf den Einsatz jener Resonatoren in Kamininnenzügen eingegangen.

Im Rahmen diese Arbeit werden erste Prototypen von Verbundplattenresonatoren entwickelt und bei der Firma ALS-GmbH gebaut. Insgesamt werden zwölf unterschiedliche Konfigurationen des Resonators gefertigt. Diese Prototypen werden anschließend in einem Prüfstand getestet. Der Aufbau des Prüfstandes gemäß den aktuellen Normen wird erarbeitet und dem entsprechend auf dem Gelände der ALS GmbH aufgebaut.

Die Messergebnisse werden ausgewertet und zeigen die unterschiedlichen Auswirkungen der Konfigurationen auf die Dämpfung bzw. den  $\alpha$ -Wert der Prototypen. Der Einfluss der Masse-Feder-Frequenz der Resonatoren wird hierbei klar ersichtlich.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>V</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Formelverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>X</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Problemstellung .....	2
1.2 Zielsetzung.....	4
1.3 Rahmenbedingungen.....	5
<b>2 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>6</b>
2.1 Absorptionsschalldämpfer .....	7
2.2 Reflektionsschalldämpfer .....	7
2.3 Resonanzabsorber.....	8
2.3.1 Eigenfrequenz Resonanzabsorber .....	10
2.3.2 Absorptionsgrad $\alpha$ Resonanzabsorber .....	11
2.4 Verbundplattenresonator.....	14
<b>3 Einsatzmöglichkeit von Plattenresonatoren bei ALS</b> .....	<b>19</b>
<b>4 Konstruktive Umsetzung Plattenresonator</b> .....	<b>23</b>
<b>5 FEM-Modenanalyse</b> .....	<b>27</b>
5.1 Harmonische Analyse .....	31
<b>6 Regelwerke</b> .....	<b>35</b>
6.1 Auswahl der Regelwerke.....	36
6.2 Versuchsaufbau gem. DIN EN ISO 11691 .....	43
6.2.1 Lautsprecher .....	44
6.2.2 Modenfilter .....	46
6.2.3 Prüfkanal.....	47
6.2.4 Gehäuse mit Testkulissen .....	48
6.2.5 Auslass mit Türverkleidung .....	50
6.2.6 Testkulissen.....	51
6.2.7 Anforderungen Messgeräte.....	52
<b>7 Messung</b> .....	<b>54</b>

---

7.1	Messunsicherheit .....	54
7.2	Messbericht.....	55
7.2.1	Art des Schalldämpfers und sein Verwendungszweck .....	55
7.2.2	Maße und Eintrittsquerschnitt.....	55
7.2.3	Gesamtmaße und Gesamtgewicht des Schalldämpfers.....	55
7.2.4	Dicke, Abstand und Oberfläche der Kulissen .....	56
7.2.5	Bauparameter .....	56
7.2.6	Beschreibung der Messanordnung.....	56
<b>8</b>	<b>Messergebnisse .....</b>	<b>61</b>
8.1	Auswertung Messung Resonator „Aluminium“ .....	61
8.2	Auswertung Messung Resonator „Edelstahl“ .....	64
<b>9</b>	<b>Fazit.....</b>	<b>66</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>XI</b>
	<b>Anlagen.....</b>	<b>XII</b>
	<b>Eigenständigkeitserklärung .....</b>	<b>XXIV</b>

# Abkürzungsverzeichnis

IL	Insertion Loss
TL	Transmission Loss
$P_{\text{mit}}$	Schalleistung mit Schalldämpfer
$P_{\text{ohne}}$	Schalleistung ohne Schalldämpfer
$P_{\text{nachSD}}$	Schalleistung nach dem Schalldämpfer
$P_{\text{vorSD}}$	Schalleistung vor dem Schalldämpfer
$\lambda$	Wellenlänge (Schallwelle)
$k_{\text{Luftkissen}}$	Federkonstante des Luftkissens
$E_{\text{Luft}}$	Elastizitätsmodul von Luft
A	Resonatorfläche
d	Plattenabstand
$c_{\text{Luft}}$	Schallgeschwindigkeit von Luft
$\rho_{\text{Luft}}$	Dichte von Luft
$m_{\text{Platte}}$	Plattenmasse
$\rho_{\text{Platte}}$	Dichte der Platte
$t_{\text{Platte}}$	Dicke der Platte
$f_r$	Resonatorfrequenz
$m''$	Flächenbezogene Masse
$Z_e$	Eingangsimpedanz
$Z_m$	Masseimpedanz
$Z_F$	Federimpedanz
R	Dämpferimpedanz
$Z_r$	Resonatorkennimpedanz
$R'$	normierte Dämpfung
$\alpha$	Absorptionsgrad
$B'$	Biegesteifigkeit
$S_A$	Plattenfläche
$d_0$	Charakteristische Quellenabmessung
$l_1$	Länge des Bezugquaders
$l_2$	Breite des Bezugquaders
$l_3$	Höhe des Bezugquaders
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-(Monomer)-Kautschuk
DX51	Stahlblech verzinkt
V4A	hochlegierter Edelstahl (Materialnummer: 1.4571)
ALS	Anlagen- und Luftleit-Systembau
ALS-KD	Anlagen- und Luftleit-Systembau Kamin und Druckbehälterbau
AED	Acoustic Engineering Dresden
FEM	Finite Elemente Methode
VPR	Verbundplatten Resonator

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Gelände der ALS GmbH in Steinkirchen (Quelle: ALS GmbH) .....	1
Abbildung 2 Terzspektrum Kulisse 100 (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung) .....	3
Abbildung 3 Terzspektrum Kulisse 300 (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung) .....	3
Abbildung 4 Terzspektrum qualitativ Hybridschalldämpfer (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung) .....	4
Abbildung 5 Oktavspektrum Reflektionsschalldämpfer (Quelle: AED 8001) .....	8
Abbildung 6 Anordnung eines Plattenabsorbers (Quelle: SINAMBARI 2014: 329) .....	9
Abbildung 7 Schematischer Frequenzgang des Absorptionsgrades (Quelle: SINAMBARI 2014: 330) .....	10
Abbildung 8 Klassischer Plattenresonator (Quelle: FUCHS 2017: 52) .....	10
Abbildung 9 Absorptionsgrad in Abhängigkeit vom Resonator Kennwiderstand (Quelle: Eigene Darstellung) .....	14
Abbildung 10 Verbundplattenresonator schematisch (FUCHS 2017 : 60) .....	15
Abbildung 11 Schalldämpfender Schornstein beim Hersteller (Quelle: Niessing Anlagenbau) .....	20
Abbildung 12 Schalldämpfender Schornstein in der Fertigung (Quelle: Niessing Anlagenbau) .....	21
Abbildung 13 Plattenresonator (Quelle: HANISCH 2004: 1) .....	23
Abbildung 14 Kulissenrand Variante 1 (Quelle: Eigene Darstellung) .....	24
Abbildung 15 Hybridschalldämpfer (Quelle: Eigene Darstellung) .....	25
Abbildung 16 Kulisse Variante 2 (Quelle: Eigene Darstellung) .....	26
Abbildung 17 Kulissenrand Variante 2 (Quelle: Eigene Darstellung) .....	26
Abbildung 18 Eigenformen gelenkig gelagerte Platte (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019) .....	27
Abbildung 19 Eigenformen der fest eingespannten Platte (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019) .....	29
Abbildung 20 Harmonische Analyse an drei Punkten der Platte (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019) .....	32
Abbildung 21 Lage der Punkte für die Analyse (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019) .....	33
Abbildung 22 Eigenformen fest eingespannter Platten mit Umkantung bei der harmonischen Analyse (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019) .....	34
Abbildung 23 Prüfstand mit vorhandenem Messraum (Quelle: eigene Darstellung) .....	37
Abbildung 24 Prüfstand mit Austritt ins Freie (Quelle: Eigene Darstellung) .....	38
Abbildung 25 Charakteristische Quellenabmessung mit Bezugsquader (DIN EN ISO 3744: 21) .....	39
Abbildung 26 Bezugsquader am Prüfstand (Quelle: Eigene Darstellung) .....	40
Abbildung 27 Messhüllfläche am Prüfstand (Quelle: Eigene Darstellung) .....	41
Abbildung 28 Mikrofonpositionen auf einer Viertelkugel (DIN EN 3744:2011-02) .....	42
Abbildung 29 Prüfaufbau nach Norm (Quelle: DIN EN ISO 11691) .....	43
Abbildung 30 Schnittansicht Prüfaufbau (Quelle: Eigene Darstellung) .....	43
Abbildung 31 Schallquelle nach Norm (Quelle: DIN EN ISO 11691: 10) .....	44
Abbildung 32 Schallquelle im Prüfstand Schnittansicht (Quelle: Eigene Darstellung) .....	44
Abbildung 33 Produktdaten VISATON® W300 (Quelle: VISATON®) .....	45
Abbildung 34 Produktdaten Verstärker "Fosi Audio MO-3" (Quelle: Fosi Audio) .....	46
Abbildung 35 Auslegung Modenfilter (Quelle: AED 8001) .....	46
Abbildung 36 Schnittansicht Modenfilter (Quelle: Eigene Darstellung) .....	47
Abbildung 37 Prüfkanal mit Kompensatoren (Quelle: Eigene Darstellung) .....	48
Abbildung 38 Gehäuse mit Testkulissen (Quelle: Eigene Darstellung) .....	49
Abbildung 39 Türverkleidung (Quelle: Eigene Darstellung) .....	50
Abbildung 40 Testkulissen (Quelle: Eigene Darstellung) .....	51
Abbildung 41 Explosionsansicht Rahmenecke (Quelle: Eigene Darstellung) .....	52
Abbildung 42 Messgerät und Messmikrofon der Firma NTi (Quelle: NTi Audio) .....	53
Abbildung 43 Klasse 1 Schallkalibrator der Firma NTi (Quelle: NTi Audio) .....	53
Abbildung 44 Aufgebauter Prüfstand Vorderseite mit Testkulissen (Quelle: ALS GmbH) .....	57
Abbildung 45 Prüfstand Rückseite (Quelle: ALS GmbH) .....	57
Abbildung 46 Lautsprecher im Testkanal (Quelle: ALS GmbH) .....	58
Abbildung 47 Einbringung der Kulissen mit Gabelstapler (Quelle: ALS GmbH) .....	58
Abbildung 48 Kulisse im Prüfstand (Quelle: ALS GmbH) .....	59
Abbildung 49 Messmikrofon am Prüfstand (Quelle: ALS GmbH) .....	59
Abbildung 50 $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 1mm Alu Blech (Quelle: Eigene Darstellung) .....	61
Abbildung 51 $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 2mm Alu Blech (Quelle: Eigene Darstellung) .....	63
Abbildung 52 $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 1,5mm V4A Blech (Quelle: Eigene Darstellung) .....	64
Abbildung 53 $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 2mm V4A Blech (Quelle: Eigene Darstellung) .....	65
Abbildung 54 Harmonische Analyse aller zwölf Resonatorplatten an drei Punkten (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XXIII

## Formelverzeichnis

Formel 1 Insertion Loss (Quelle: SINAMBARI 2014: 477).....	6
Formel 2 Transmission Loss (Quelle: SINAMBARI 2014: 478).....	6
Formel 3 Federkonstante Luftkissen (Quelle: SINAMBARI 2014: 329).....	10
Formel 4 Plattenmasse (Quelle: SINAMBARI 2014: 329).....	11
Formel 5 Resonanzfrequenz Plattenschwinger (Quelle: SINAMBARI 2014: 329).....	11
Formel 6 Eingangsimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52).....	11
Formel 7 Masseimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52).....	11
Formel 8 Federimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52).....	11
Formel 9 Resonatorkennimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52).....	12
Formel 10 $\alpha$ -Wert Resonator (Quelle: FUCHS 2017: 53).....	12
Formel 11 Normierte Dämpfung (Quelle: FUCHS 2017: 52).....	12
Formel 12 Frequenzverstimmung (Quelle: FUCHS 2017: 53).....	12
Formel 13 Verschiebung der Resonanzfrequenz (Quelle: FUCHS 2017: 61).....	16
Formel 14 Eigenmoden gelagerte Rechteckplatte (Quelle: FUCHS 2017: 62).....	17
Formel 15 Biegesteifigkeit (Quelle: FUCHS 2017: 58).....	17
Formel 16 Anzahl der Eigenfrequenzen (Quelle: FUCHS 2017: 63).....	17
Formel 17 Berechnung des Schalldruckpegels für die harmonische Analyse.....	32
Formel 18 Charakteristische Quellenmessung (Quelle: DIN EN ISO 3744: 21).....	40
Formel 19 Piening Formel (Quelle: Brandstät 1997: 1).....	54
Formel 20 Berechnung des E-Moduls der Minderwolle aus der Resonanzfrequenz.....	62
Formel 21 Berechnung des E-Moduls der Minderwolle aus der Resonanzfrequenz.....	63

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Eigenfrequenzen einer Blechplatte $t=2\text{mm}$ $1,5\text{m} \times 1\text{m}$ (Quelle: Eigene Darstellung).....	18
Tabelle 2 Hallraum, empfohlenes Mindestvolumen (Quelle: DIN EN ISO3741:2011-01).....	36
Tabelle 3 Vergleichsstandardabweichung des Einfügungsdämpfungsmaßes (Quelle: DIN EN ISO 11691:12).....	55
Tabelle 4 Kulissen Gewicht (Quelle: Eigene Darstellung).....	56
Tabelle 5 Ruhegeräusch ( Alle Messwerte und Tabellen sind im Anhang enthalten) (Quelle: Eigenen Darstellung).....	60
Tabelle 6 Messergebnisse (Quelle:Eigene Darstellung) .....	XII
Tabelle 7 Messergebnisse Resonator "Aluminium" (Quelle: Eigene Darstellung) .....	XIII
Tabelle 8 Messergebnisse Resonator "Edelstahl" (Quelle: Eigene Darstellung).....	XIV
Tabelle 9 Analytische Berechnung aller Eigenfrequenzen der zu testenden Resonatorplatten ( Quelle: Eigene Darstellung) .....	XVII

# 1 Einleitung

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung von Plattenresonatoren zur Dämpfung tieffrequenter Schallquellen bei der Firma ALS GmbH. Es werden die Grundlagen zum Einsatz von Plattenresonatoren erarbeitet. Aus diesen Erkenntnissen werden Konzepte für die ersten Prototypen erstellt, deren Dämpfung dann in einem Prüfstand gemessen wird. Somit soll die Basis für die zukünftige Auslegung von Plattenresonatoren bei der Firma ALS GmbH geschaffen werden.

Die ALS GmbH ist in erster Linie Fertigungsbetrieb für große lufttechnische Anlagen der Industrie. Alle produzierten Komponenten sind im Grunde geschweißte Einzelanfertigungen bzw. Anlagen mit geringen Stückzahlen. Als Schweißfachbetrieb werden Stahl-, Edelstahl- und Aluminiumbleche mit Wandstärken von 1mm bis 40mm verarbeitet.



Abbildung 1 Gelände der ALS GmbH in Steinkirchen (Quelle: ALS GmbH)

Die Produktpalette umfasst hierbei Rohrleitungen, Filtersysteme, Druckbehälter, Silos, Lüftungtürme, Stahlschornsteine, Stahlbauten, Bauteile für Papiermaschinen bis hin zu Sonderkonstruktionen für Triebwerksprüfstände oder Windkanäle.

Durch dieses Portfolio, das vornehmlich Luftleitsysteme umfasst, kommt die Firma ALS GmbH zwangsläufig mit schalldämpfenden Maßnahmen und Schalldämpfern in Berührung, da jede Luftströmung in einem Bauteil ein Strömungsrauschen verursacht. Das Strömungsrauschen ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit, der gewählten Luftführung und den erforderlichen Einbauten in die Strömung, welche mit ungünstigen Geometrien zur Geräuschbildung beitragen.

Meistens ist aber nicht das Strömungsrauschen in der Luftleitung die maßgebende Schallquelle, sondern das Bauteil, das den Volumenstrom erzeugt. Bei Klima und Lüftungsanlagen ist das der Ventilator. Bei Abgasanlagen ist es dementsprechend der Gas- oder Ölbrenner, ein Verbrennungsmotor oder eine Biomasseheizung. Des Weiteren sind Komponenten wie Kompressoren und Turboverdichter als Schallquellen zu nennen.

All diese Schallquellen sind typische Komponenten, die einen Schalldämpfer in der Luftleitung erfordern. Somit sind auch Schalldämpfer eine wichtige Produktparte, die von der Firma ALS GmbH bedient wird.

Da die Immissionsanforderungen von Anlagen durch die dichtere Besiedelung stets steigen und selbst Kraftwerksanlagen in kaum besiedelten Regionen häufig sehr geringe Schallimmissionswerte erreichen müssen, sind schalldämpfende Einbauten in diesen Anlagen zu einem beträchtlichen Kostenfaktor geworden. „So beanspruchen schalldämpfende Einbauten regelmäßig 5-10%, manchmal noch mehr, der Investitionskosten einer prozesslufttechnischen Anlage.“ (FUCHS 2017: 626).

Somit besteht der Wunsch nach möglichst effizienten Schalldämpfern, die je nach Anforderung optimale Dämpfung generieren. Insofern ist es unabdingbar, unterschiedliche Arten von Schalldämpfern im Portfolio zu haben, die je nach Anforderungen bestmöglich zum Einsatz gebracht werden können.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit der Plattenresonator genauer beleuchtet, eine Bauart von Schalldämpfern, die bislang noch keine Anwendung bei der ALS GmbH gefunden hat.

## 1.1 Problemstellung

Bisher werden bei der ALS GmbH vornehmlich Absorptionsschalldämpfer gebaut. Das Problem von Absorptionsschalldämpfern liegt aber bei der Dämpfung von tiefen Frequenzen, da hier unverhältnismäßig große Volumina an Absorptionsmaterial von Nöten sind (siehe Punkt 2.1). Das führt unweigerlich zu teuren Ausführungen der Schalldämpfer.

Ein klassischer Kulissenschalldämpfer (Kulissenbreite 100mm, Spaltbreite 100mm) mit einem Strömungsquerschnitt von  $1,6\text{m}^2$  benötigt im folgenden Beispiel ein Volumen von  $4,8\text{m}^3$  an Mineralwolle. (Dieser Strömungsquerschnitt entspricht einem Abgasrohr für einen Erdgas Heizkessel mit 15000kW).



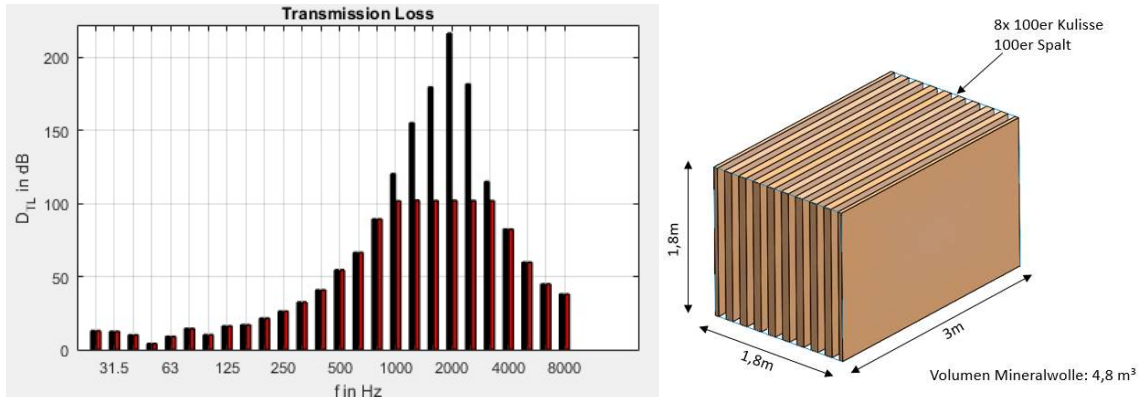


Abbildung 2 Terzspektrum Kulisse 100 (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung)

Wie man im Terzspektrum erkennen kann, ist die Dämpfung bei tiefen Frequenzen gering.

Die Dämpfung bei tiefen Frequenzen kann bei gleicher Einbaulänge nur mit dickeren Kulissen erhöht werden. Im Folgenden wird deshalb die Kulissenbreite verdreifacht. Hierbei muss allerdings berücksichtigt werden, dass der freie Strömungsquerschnitt zwischen den Kulissen ebenso wie bei den schmalen Kulissen 1,6m<sup>2</sup> betragen muss, was wesentlich größere Außenabmessungen zur Folge hat.

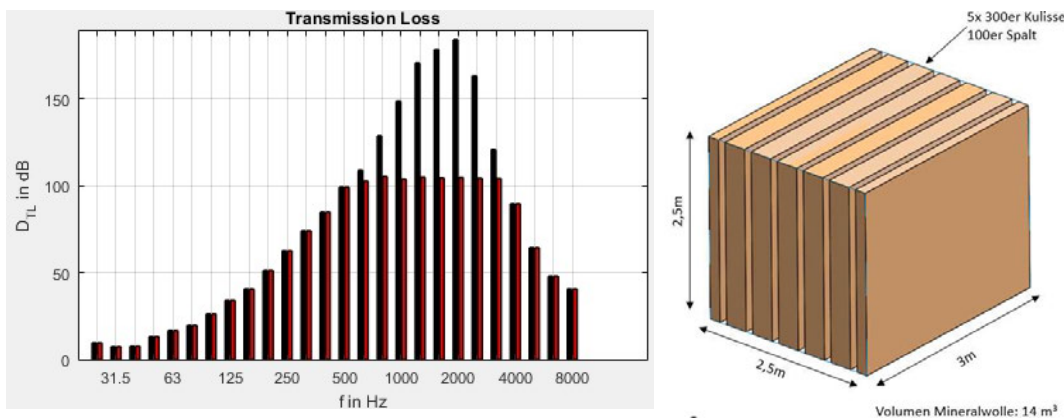


Abbildung 3 Terzspektrum Kulisse 300 (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung)

Es wird in diesem Beispiel ersichtlich, dass selbst durch die Verdreifachung des eingesetzten Absorptionsmaterials nur eine unwesentlich höhere Dämpfung bei tiefen Frequenzen erzeugt wird.

## 1.2 Zielsetzung

Plattenresonatoren hingegen können auf jede beliebige Frequenz ausgelegt werden, die dann optimal gedämpft wird. Nachteilig ist hier, dass nur ein kleines Frequenzband gedämpft wird.

Legt man also Plattenresonatoren auf die tiefen Frequenzen aus und dämpft die mittleren und hohen Frequenzen mit dem breitbandig wirkenden Absorptionsschalldämpfer, könnte man mit dem entstandenen Hybridschalldämpfer eine kostengünstige Alternative schaffen.

Bleibt man also im Beispiel mit dem Kulissendämpfer, so könnte man auf die dicken Kulissen verzichten und durch geschickte Auslegung der Plattenresonatoren eine bedeutend günstigere Lösung erhalten, die eine breitbandige Dämpfung generiert.

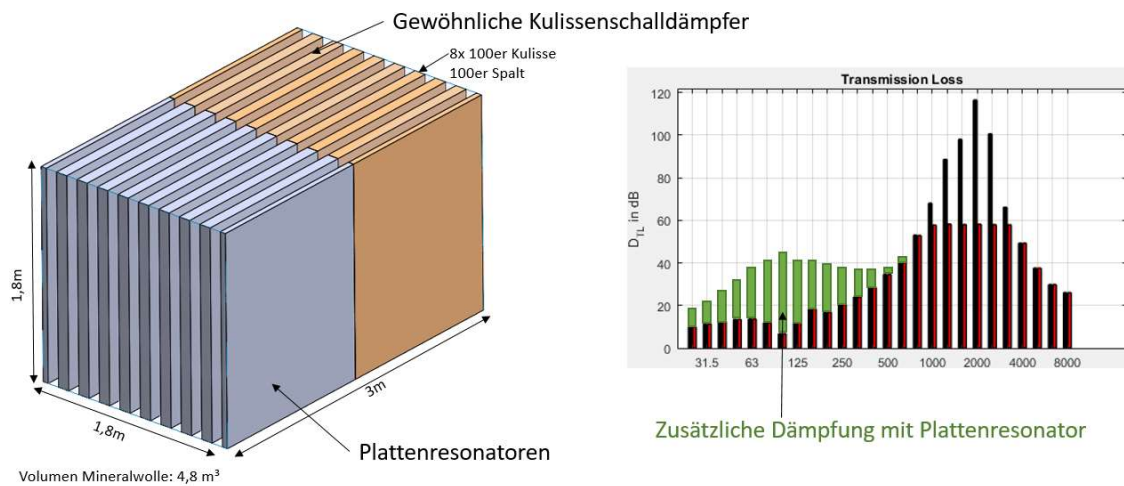


Abbildung 4 Terzspektrum qualitativ Hybridschalldämpfer (Quelle: AED 8001 / Eigene Darstellung)

Die angenommenen Dämpfungen und Größen des Resonators sind in diesem Beispiel natürlich nur qualitativ gewählt, stellen aber nichtsdestotrotz die Zielanforderungen dar.

Um diese Plattenresonatoren in Zukunft auslegen zu können, müssen in dieser Arbeit die Grundlagen zur Auslegung ermittelt werden. Hierzu sollen zuerst die theoretischen Grundlagen erarbeitet werden. Dazu zählt die Berechnung der Eigenfrequenz des Plattenresonators von Hand und mit FEM-Programmen ebenso, wie die Messung des Absorptionsgrades der Platten in einem Prüfstand gem. DIN EN ISO 11691.

Mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen soll in Zukunft ein Tabellenkalkulationsprogramm erstellt werden, welches die schnelle Auslegung von Plattenresonatoren ermöglicht.

Um die Testreihe im Rahmen dieser Arbeit einzuschränken, werden Plattenabsorber mit drei unterschiedlichen Größen getestet. Diese drei Test Kulissen können mit austauschbaren Platten versehen werden, um so den Umfang der Messungen zu erhöhen.

### **1.3 Rahmenbedingungen**

Da die Firma ALS GmbH noch nie Messungen an Schalldämpfern selbst durchgeführt hat, sondern lediglich externe Ingenieurbüros mit der Messung beauftragt hat, gibt es keinerlei Messmittel im Haus. Diese müssen erst angeschafft werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die Anforderungen der zum Einsatz kommenden Normen erfüllt werden und die Messmittel über die entsprechenden Zulassungen verfügen.

Auf dem Firmengelände existiert ein schallisolierter Raum mit Öffnung. Dort wurden bereits Schalldämpfer angeschlossen und gemäß DIN EN ISO 11820 „Messungen an Schalldämpfern im Einsatzfall“ von externen Ingenieurbüros gemessen. Womöglich eignet sich dieser Raum auch für die Messung unter anderen Bedingungen, die erforderlich sind. Das muss auch im Rahmen dieser Arbeit abgeklärt werden.

Die zu testenden Plattenresonatoren und der Prüfstand werden hier im Werk der ALS GmbH gefertigt und müssen im Rahmen dieser Arbeit konstruiert und disponiert werden.

Zur Bestimmung der Eigenfrequenz der Platten steht die Frequenzanalyse von SolidWorks bei der ALS GmbH zur Verfügung.

Da die Firma ALS GmbH noch keine Resonatoren gebaut hat, muss anhand von Prototypen ein geeignetes Baumuster gefunden werden.

## 2 Theoretische Grundlagen

Ziel jedes Schalldämpfers ist es, die ungestörte Ausbreitung von Schallwellen in Kanälen oder Rohrleitungen zu unterbinden. Meistens kommen zwei Grundbauarten von Schalldämpfern zum Einsatz. Zum einen sind das Absorptionsschalldämpfer, zum anderen sind das Reflektionsschalldämpfer. Zusätzlich muss darauf hingewiesen werden, dass oftmals eine genaue Unterscheidung der Wirkweise nicht möglich ist, weil auch Absorptionsschalldämpfer über Komponenten verfügen können, die reflektierende Eigenschaften aufweisen. Ebenso ist es möglich, dass in Reflektionsschalldämpfern Absorption stattfindet. (vgl. SINAMBARI 2014: 457).

Der in dieser Arbeit behandelte Plattenresonator lässt sich der Grundbauart der Resonanzabsorber zuschreiben. Es handelt sich hierbei um „selektive Feder-Masse-Systeme, die zur Resonanz angeregt werden sollen und deren optimale Wirkung dann in diesem Resonanzbereich liegt.“ (SINAMBARI 2014: 327)

Die Wirksamkeit eines Schalldämpfers wird in der Regel mit der Einfügedämpfung (IL für Insertion Loss) angegeben. Die Einfügedämpfung beschreibt den Unterschied der abgestrahlten Schalleistung mit und ohne Schalldämpfer.

$$IL = 10 \log \frac{P_{mit}}{P_{ohne}} \text{ dB}$$

*Formel 1 Insertion Loss (Quelle: SINAMBARI 2014: 477)*

Da die Einfügedämpfung nicht alleine eine Eigenschaft des Übertragungssystems ist, sondern auch die Abstrahlimpedanz und die Impedanz der Schallquelle eine wesentliche Rolle spielen, sollte die Messung der Einfügedämpfung unter genau definierten Bedingungen stattfinden (vgl. SINAMBARI 2014: 477).

Neben der Einfügedämpfung kann auch die Durchgangsdämpfung zur Beschreibung der Wirkung eines Schalldämpfers herangezogen werden. Die Durchgangsdämpfung beschreibt das Verhältnis der Schallintensität vor einem Bauteil zur Intensität danach.

$$TL = 10 \log \frac{P_{nachS}}{P_{vor SD}} \text{ dB}$$

*Formel 2 Transmission Loss (Quelle: SINAMBARI 2014: 478)*

„TL zu messen ist jedoch nicht so einfach, da die Schallintensität im Rohr vor und nach dem Schalldämpfer gemessen werden muss“ (SINAMBARI 2014: 478).

## 2.1 Absorptionsschalldämpfer

In Absorptionsschalldämpfern (auch passive Absorber genannt) wird die kinetische Energie des Schallfeldes durch das Absorptionsmaterial in thermische Energie umgewandelt. Die hierbei entstehende Wärme kann vernachlässigt werden. Entscheidend für diesen Vorgang ist es, dass sich das Schnelleximum der Welle im Absorptionsmaterial befindet. Das wird erreicht, wenn sich die Welle mit mindestens einem Viertel der Wellenlänge im Absorptionsmaterial befindet. Die Dicke des Absorptionsmaterials im Schalldämpfer wird als Packungsdicke bezeichnet. Die Packungsdicke muss also im Umkehrschluss mindestens eine Dicke von einem Viertel der Wellenlänge aufweisen, so dass die Energie des Schallfeldes effizient dissipiert werden kann. Alle kleineren Wellenlängen werden dadurch automatisch gedämpft, da ihre Schnellexima demnach im Absorptionsmaterial liegen müssen. „Die Schallwelle kann oft mehrere Wellenlängen, mindestens jedoch eine viertel Wellenlänge tief in das Absorptionsmaterial eindringen, so dass sich das Schnelleximum der Welle im Absorber befindet. Dann kann ein Teil der kinetischen Energie des Schallfeldes in dissipative Energie gewandelt werden. Dieser dissipative Anteil wird als Wärme abgeführt.“ (SINAMBARI 2014: 457). Die Vorteile des Absorptionsschalldämpfers liegen somit klar bei der Dämpfung von hohen Frequenzen. Bei tiefen Frequenzen mit langen Wellenlängen sind hingegen sehr große Packungsdicken von Nöten, was die Absorptionsschalldämpfer sehr teuer macht. „Tiefe Frequenzen mit langen Wellenlängen würden extrem große und damit sehr teure Absorptionsschalldämpfer benötigen“ (SINAMBARI 2014: 458).

## 2.2 Reflektionsschalldämpfer

Das Wirkprinzip von Reflektionsschalldämpfern beruht hingegen auf der Überlagerung von der reflektierten mit der ursprünglichen Welle. Diese destruktive Interferenz führt zur gewünschten Pegelreduktion im Schalldämpfer. Sie werden deshalb auch Interferenzdämpfer genannt. Die erforderlichen Reflexionen werden durch Querschnittssprünge oder Resonanzkammern erreicht. Auch das offene Rohrende kann als Grundtyp eines Querschnittsprungs betrachtet werden. (vgl. SINAMBARI 2014: 458).

Reflektionsschalldämpfer haben im Gegensatz zu Absorbern den Vorteil, dass sie gezielt einzelne Frequenzen dämpfen können. Hierzu wird eine Resonanzkammer auf die Länge von  $\lambda/4$  der zu dämpfenden Frequenz ausgelegt. Die Welle tritt in die Kammer ein, wird am Ende der Kammer reflektiert und trifft demnach mit einem Phasenversatz von  $\lambda/2$  wieder auf die ursprüngliche Welle, so dass durch Aufeinandertreffen von Wellenberg und Wellental die Amplitude der Welle abgemindert wird. Dieser Effekt ist umso größer, je größer die Resonanzkammer ist.

Genau hier liegt oftmals auch das Problem, da für tiefe Frequenzen und große geforderte Dämpfungen sehr große Volumina des Resonator Raums erforderlich sind. Außerdem macht die schmalbandige Wirkung von Resonatoren meist den Einsatz von zusätzlichen Absorbern erforderlich. Bleibt man bei dem Beispiel von Punkt 1.1, ergeben sich für einen Resonator der mindestens 10 dB Dämpfung bei 32 Hz bringen soll, folgende Abmessungen.

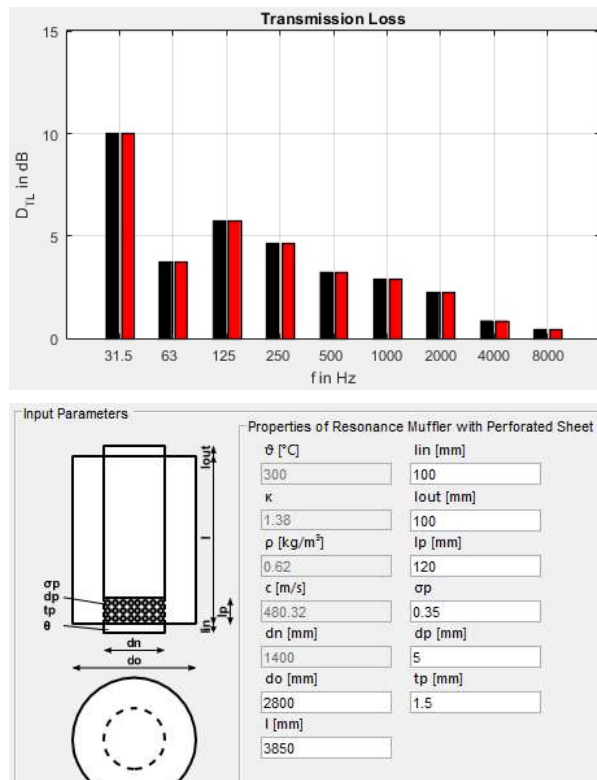


Abbildung 5 Oktavspektrum Reflektionsschalldämpfer (Quelle: AED 8001)

Bei derart großen Abgasleitungen ( $\varnothing 1400$ ) sind die Dimensionen des Dämpfers gewaltig und meistens nicht zu realisieren. Natürlich gibt es hierbei auch noch effizientere Systeme, was aber im Vergleich zu diesem Schalldämpfer größere Druckverluste generiert.

## 2.3 Resonanzabsorber

Der Plattenresonator, wie er in dieser Arbeit behandelt wird, kann der Gruppe der Resonanzabsorber zugeordnet werden. Diese reaktiven Absorber reagieren auf die Luftmasse, die in der auftreffenden Welle mitgeführt wird. Durch die Druckstöße der Wellen wird die Platte mit der flächenbezogenen Masse  $m''$  des Resonators in Schwingung versetzt. „[...] reaktive Absorber setzen dem Schallfeld eine undurchlässige Schicht entgegen, deren flächenbezogene Masse  $m''$  nicht klein, sondern groß gegenüber der in der auftreffenden Welle mitbewegten Luftmasse [...] ist. Eine solche Masse kann mit dem

Schallfeld reagieren, wenn sie als Teil eines Resonanzsystems anregbar gemacht wird“ (vgl. FUCHS 2017: 51) Entspricht die Plattenschwingung der Luftschwingung, gehen die Systeme in Resonanz. Dem Schallfeld wird die Energie entzogen, die notwendig ist, um den Plattenschwinger anzuregen. Zusätzlich muss die Platte über eine gewisse Dämpfung verfügen, sodass dem Schallfeld kontinuierlich Energie entzogen werden kann. Ein Nachteil ist die schmalbandige Dämpfung, die nur um die Resonanzfrequenz auftritt. „Die Wirkung ist also recht schmalbandig und beruht darauf, dass bei der Resonanz an den Schwingern erhöhte innere Dissipation auftritt.“ (SINAMBARI 2014: 327). Klassisches Einsatzgebiet dieser Plattenresonatoren ist in der Bau- und Raumakustik.

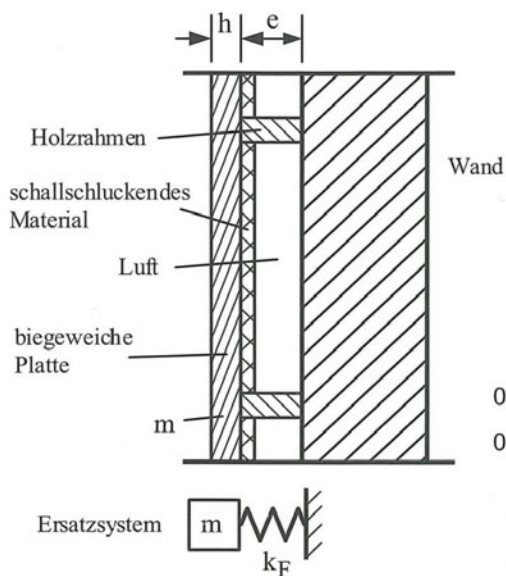


Abbildung 6 Anordnung eines Plattenabsorbers (Quelle: SINAMBARI 2014: 329)

Dort werden dünne, biegeweiche luftundurchlässige Platten (Sperrholz-, Hartfaser-, Gipskartonplatten) auf einem Lattenrost vor schallharten Wänden im Abstand  $d$  montiert. Hinter der biegeweichen Platte kann zusätzlich eine Hinterlegung mit Schluckmaterial angebracht werden. Diese Schicht trägt dazu bei, die schmalbandige Wirkung des Plattenresonators etwas abzumildern. Gleichzeitig wird jedoch durch den zusätzlichen Widerstand der Absorptionsgrad herabgesetzt. „Eine Vergrößerung des Widerstandes setzt nämlich auch die Schwingamplitude und die Schnellen herab, so dass weniger Energie in Wärme umgewandelt werden kann“ (SINAMBARI 2014: 330)

Im folgenden Diagramm ist das Verhalten des Absorptionsgrades  $\alpha$  mit (Graf b) und ohne (Graf a) Schluckmaterial qualitativ dargestellt.

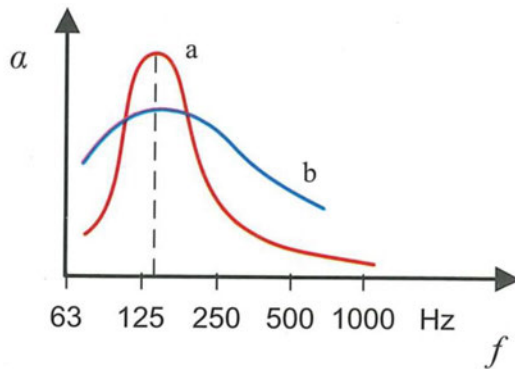


Abbildung 7 Schematischer Frequenzgang des Absorptionsgrades (Quelle: SINAMBARI 2014: 330)

Die Dämpfungsschicht aus Absorptionsmaterial kann sich nach anderen Konzeptionen für Plattenresonatoren auch auf der schallharten Wand befinden und soll dabei den Plattenschwinger nicht berühren. (vgl. FUCHS 2017: 51)

**Abb. 5.1** Klassischer Plattenresonator aus 1 einer geschlossenen Schicht der Masse  $m''$ , 2 einem unnachgiebig angenommenen Rahmen, 3 einem Luftkissen der Dicke  $d$ , 4 einer Dämpfungsschicht der Dicke  $d_\alpha$

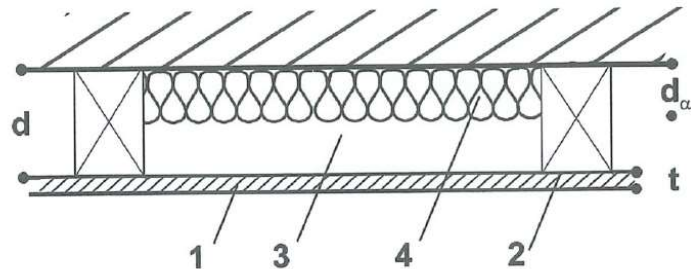


Abbildung 8 Klassischer Plattenresonator (Quelle: FUCHS 2017: 52)

### 2.3.1 Eigenfrequenz Resonanzabsorber

Als Ersatzsystem zur Berechnung der Eigenfrequenz kann ein einfacher Masse-Feder-Schwinger angenommen werden. Die Masse stellt hierbei das Flächengewicht der Schwingplatte dar. Die Feder ist das eingeschlossene Luftkissen zwischen Platte und schallharter Wand. In diesem Modell soll die Platte biegeweich sein, es wird also die Biegesteife der Platte nicht berücksichtigt. Ebenso wird die Dämpfung des Systems vernachlässigt. Die Federsteifigkeit des Systems wird demnach nur von dem eingeschlossenen Luftkissen generiert.

$$k_{\text{Luftkissen}} = \frac{E_{\text{Luft}} * A}{d} = \frac{(c_{\text{Luft}})^2 * \rho_{\text{Luft}} * A}{d}$$

Formel 3 Federkonstante Luftkissen (Quelle: SINAMBARI 2014: 329)



Die Masse des Plattenschwingers errechnet sich zu:

$$m_{Platte} = \rho_{Platte} * t_{Platte} * A$$

Formel 4 Plattenmasse (Quelle: SINAMBARI 2014: 329)

Demnach ist die Eigenfrequenz  $f_r$  des Plattenschwingers:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k_{Luftkissen}}{m_{Platte}}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(c_{Luft})^2 * \rho_{Luft} * A}{d * \rho_{Platte} * t_{Platte} * A}} = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{Z_{Luft} * c_{Luft}}{m''_{Platte} * d}}$$

Formel 5 Resonanzfrequenz Plattenschwinger (Quelle: SINAMBARI 2014: 329)

### 2.3.2 Absorptionsgrad $\alpha$ Resonanzabsorber

Somit kann die Eigenfrequenz des Resonators genau bestimmt werden. Für die Auslegung des Resonators ebenfalls entscheidend ist die Funktion des Absorptionsgrades über das Frequenzband. Hierfür muss die Wandimpedanz der Platte genauer betrachtet werden.

Die Eingangsimpedanz  $Z_e$  (bzw. die Wandimpedanz der Platte) setzt sich wie auch bei einem einfachen, gedämpften Masse-Feder Schwinger aus drei Anteilen zusammen. Der Masseimpedanz  $Z_m$ , der Dämpferimpedanz  $r$  sowie der Federimpedanz  $Z_F$ . Wobei die Reibung  $r$  in Pa\*s/m etwas schwer zu quantifizieren ist. (vgl. FUCHS 2017: 52)

$$Z_e = Z_m + Z_F + r$$

Formel 6 Eingangsimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52)

mit:

$$Z_m = j\omega m'' = j \omega \rho_{Platte} t_{Platte}$$

Formel 7 Masseimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52)

$$Z_F = -j \frac{(c_{Luft})^2 * \rho_{Luft}}{\omega d}$$

Formel 8 Federimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52)

Nach einigen Umformungen der Wandimpedanz, kann nach Fuchs (2017) ein normierter Resonatorkennwiderstand  $Z'_R$  ermittelt werden, der nur die Größe der Masse und der Feder des Resonators beinhaltet.

$$Z'_R = \frac{Z_R}{c_{Luft} * \rho_{Luft}} = \sqrt{\frac{m''}{\rho_{Luft} d}}$$

Formel 9 Resonatorkennimpedanz (Quelle: FUCHS 2017: 52)

Mit Hilfe des normierten Resonatorkennwiderstandes  $Z'_R$ , der normierten Dämpfung  $r'$  und der Frequenzverstimmung  $F$  kann der Absorptionsgrad  $\alpha$  bei senkrechtem Schalleinfall für den Resonator bestimmt werden.

$$\alpha = \frac{4r'}{(r' + 1)^2 + (Z'_R F)^2}$$

Formel 10  $\alpha$ -Wert Resonator (Quelle: FUCHS 2017: 53)

mit:

$$r' = \frac{r}{c_{Luft} * \rho_{Luft}}$$

Formel 11 Normierte Dämpfung (Quelle: FUCHS 2017: 52)

$$F = \frac{f}{f_R} - \frac{f_R}{f}$$

Formel 12 Frequenzverstimmung (Quelle: FUCHS 2017: 53)

Man kann hier erkennen, dass der maximal mögliche Absorptionsgrad  $\alpha=1$  nur mit der optimalen Dämpfung ( $r'=1$  bzw.  $r=\rho_{Luft} * c_{Luft}$ ) bei der Resonanzfrequenz ( $F=0$ ) erreicht wird.  $\alpha$  klingt über die Frequenzskala nach Art einer Glockenkurve zu beiden Seiten von  $f_r$  mit wachsendem  $|F|$  ab. Je kleiner der Reibungswiderstand  $r'$  ist, umso steiler fällt die Glockenkurve zu beiden Seiten hin ab und die Dämpfung wird schmalbandig. In der Praxis steht man hier vor der Schwierigkeit, dass sich  $r$  nur in geringem Maße verändern lässt, somit hat  $r$  für die Änderung der Bandbreite nur eine geringe Bedeutung. Weit größeren Einfluss auf die Bandbreite hat der im Produkt mit  $F$  auftretende Kennwiderstand  $Z'_R$ . Damit lässt sich die Bandbreite, wie im folgenden Beispiel gezeigt wird, effektiv beeinflussen. (vgl. FUCHS 2017: 53)

Im Beispiel sollen zwei Plattenschwinger mit gleicher Eigenfrequenz jedoch mit unterschiedlichem Resonator Kennwiderstand verglichen werden. Die normierte Dämpfung wird mit  $r^{\prime}=1$  (also bei optimaler Dämpfung) angenommen. Da die Firma ALS GmbH ein Metallverarbeitender Betrieb ist und im Abgasbereich meist Edelstahl zum Einsatz kommt, werden die folgenden Plattenresonatoren mit Edelstahlplatten als Resonator Oberfläche gerechnet. Dünnere Bleche als hier angenommen, werden generell von der Firma ALS nicht eingesetzt, da sie für das Produktportfolio als Schweißfachbetrieb und den Maschinenpark, der vornehmlich für schwere Konstruktionen ausgelegt ist, keine Rolle spielen und somit nicht auf Lager sind. Im Beispiel kommen Edelstahlplatten mit  $t=1\text{mm}$  ( $8\text{ kg/m}^2$ ) und  $t=2\text{mm}$  ( $16\text{ kg/m}^2$ ) zum Einsatz. Um die Plattenschwinger auf die gleiche Frequenz auszulegen, muss der Wandabstand der leichteren Platte verdoppelt werden. Wie in Punkt 1.2 gefordert, sollen mit dem Plattenschwinger vornehmlich tiefe Frequenzen gedämpft werden. Deshalb wird in diesem Beispiel die Resonanzfrequenz des Systems auf  $30,2\text{ Hz}$  ausgelegt.

Beispiel:

Stahlplatte $t=1\text{mm}$ mit $d = 500\text{mm}$			Stahlplatte $t=2\text{mm}$ mit $d = 250\text{mm}$		
$r^{\prime}$	1		$r^{\prime}$	1	
$m''$	$8\text{ kg/m}^2$		$m''$	$16\text{ kg/m}^2$	
$\rho$	$1,25\text{ kg/m}^3$		$\rho$	$1,25\text{ kg/m}^3$	
$d$	$0,5\text{ m}$		$d$	$0,25\text{ m}$	
$c$	$340\text{ m/s}$		$c$	$340\text{ m/s}$	
$f_r$	$30,2\text{ Hz}$		$f_r$	$30,2\text{ Hz}$	
$Z'_R$	$3,58$		$Z'_R$	$7,16$	

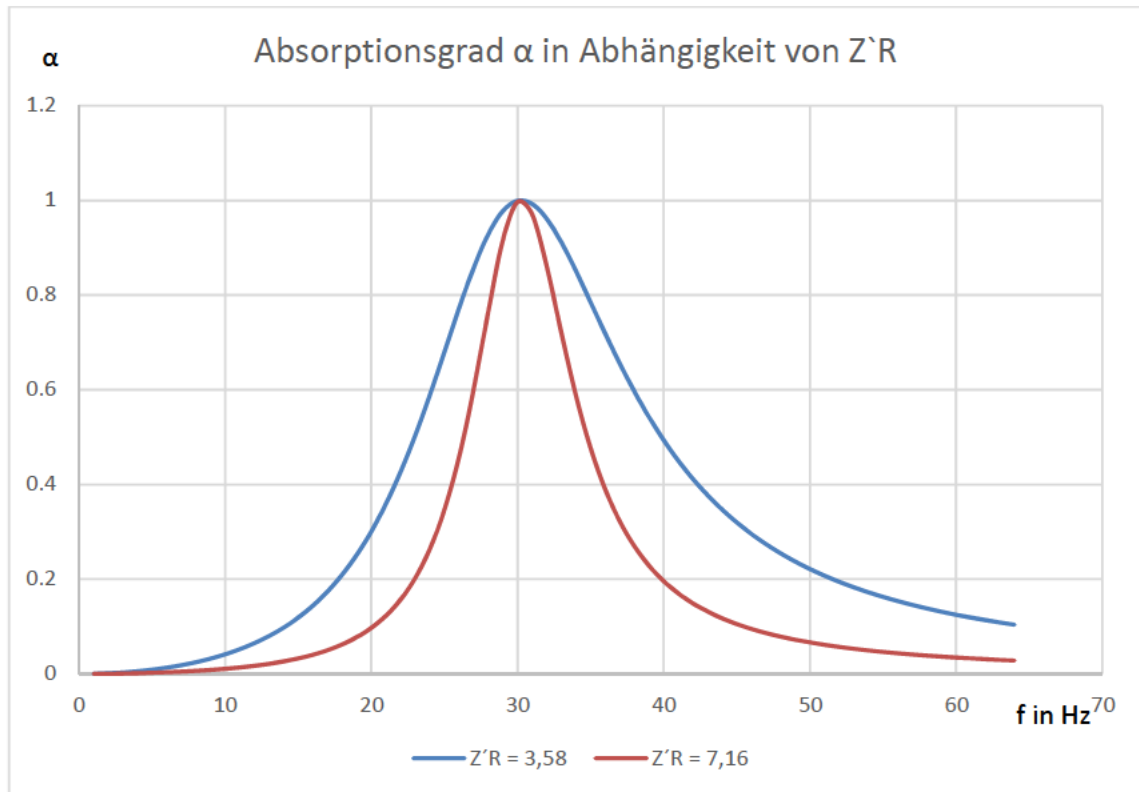


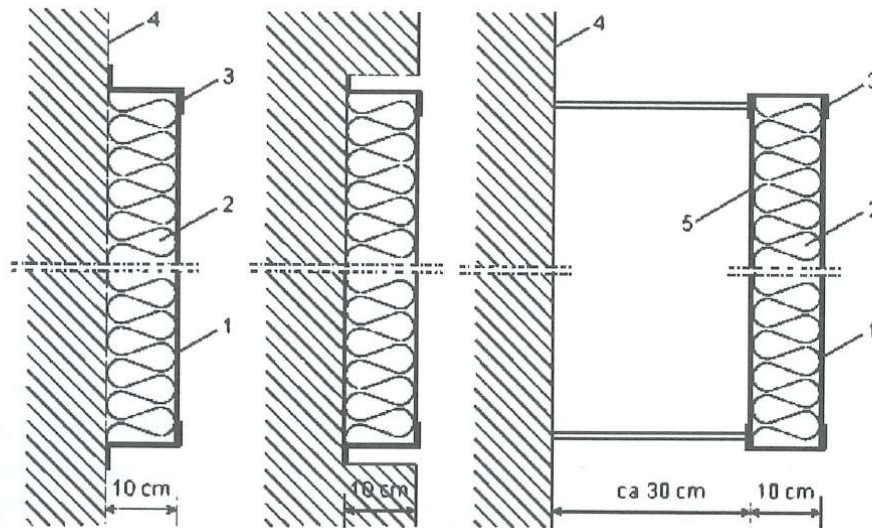
Abbildung 9 Absorptionsgrad in Abhängigkeit vom Resonator Kennwiderstand (Quelle: Eigene Darstellung)

Es ist zu erkennen, dass Plattenresonatoren dieser Bauart breitbandiger dämpfen, wenn der Resonator Kennwiderstand gering ist. Geringe Kennwiderstände werden aber erreicht, wenn die flächenbezogene Masse klein ist und der Plattenabstand groß ist. Will man also bei tiefen Frequenzen effektive Plattenabsorber bauen, stößt man wiederum auf das Problem, dass  $d$  sehr groß wird. Mit dieser Konfiguration für Plattenresonatoren wird das Ziel nach Schalldämpfern mit geringem Volumina für tiefe Frequenzen nicht gut erfüllt.

## 2.4 Verbundplattenresonator

Wie eben beschrieben, sind bei gewöhnlichen Plattenresonatoren die schmalbandige Dämpfung sowie die großen Bauvolumen bei tiefen Frequenzen ein Problem.

Das hat zur Entwicklung von breitbandig wirkenden Verbundplattenresonatoren geführt, die außerhalb der Masse-Feder Resonanz auch zu einer Vielzahl von Biegeschwingungen angeregt werden können. Somit schwingt nicht nur die Frontplatte als Ganzes gegen die Feder des Luftkissens, sondern zusätzlich wird auch bei den Biegeschwingungsfrequenzen der elastischen Platte Luftschall absorbiert.



**Abb. 5.8** Schematische Darstellung eines Verbundplatten-Resonators (VPR). 1 Frei schwingende Platte (z. B. 0,5–3,0 mm Stahl), 2 faserige/poröse Dämpfungsschicht, 3 Befestigungswinkel, 4 Rohbauteil, 5 Rückenplatte (z. B. 2–3 mm Stahl)

Abbildung 10 Verbundplattenresonator schematisch (FUCHS 2017 : 60)

Dieser unterscheidet sich von dem klassischen Plattenresonator in folgenden Punkten nach (FUCHS 2017: 60)

- Vorzugsweise dünnere, hochelastische, aber bei Bedarf auch viel schwerere Frontplatten;
- Grundsätzlich viel kleinere Bautiefen, maximal  $d=100\text{mm}$  für den bevorzugten Frequenzbereich zwischen etwa 31 bis 125 Hz;
- Tendenziell größere zusammenhängende Flächen  $s > 1\text{m}^2$
- Vorteilhafterweise unterschiedliche Kantenlängen
- Fehlen eines definitionsgemäß geschlossenen Luftkissens zwischen Frontplatte bzw. Schale
- dauerelastische Punktweise Verbindung zwischen Frontplatte (1) und Dämpfungsschicht (2)
- Eine Befestigungs- bzw. Tragkonstruktion, die das Modul an einer Wand oder Decke hält, ohne dabei die Plattenschwingung zu behindern.

- Gegebenenfalls einen Rahmen, der das gesamte Bauteil umschließt und durch gezielte einstellbare Perforationen an seinen Stirnflächen über den seitlichen Schalleintritt in die poröse oder auch faserige Schicht quasi einen zweiten Schallabsorber einstellbar macht, der sein Wirkmaximum nach Bedarf in einem lückenlos anschließenden Frequenzbereich zwischen etwa 125 und 500Hz entfalten kann.

Der Name Verbundplattenresonator erschließt sich draus, dass die Frontplatte und die Dämpfungsschicht dauerelastisch verbunden sind. Diese Verbindung wird durch die Stopfdichte der Mineralwolle in der Kulissee erreicht.

Die Eigenfrequenz des Verbundplattenabsorbers ändert sich unter Umständen nur geringfügig zu der in Punkt 2.3.1 beschriebenen Resonanzfrequenz des Luftkissens. Das Luftkissen wird zwar durch Mineralwolle oder Weichschaum ersetzt, doch wenn die geringere Dehnwellengeschwindigkeit  $c_d$  der Mineralwolle im Gegensatz zur  $c_{Luft}$  im selben Maße verringert wird, wie die Dichte der Mineralwolle  $\sqrt{\rho_d}$  gegenüber  $\sqrt{\rho_{Luft}}$  zunimmt, bleibt die Resonanzfrequenz gleich. Anders ausgedrückt, ist für die Verschiebung der Eigenfrequenz nur der Quotient aus E-Modul des Dämmmaterials zum E-Modul der Luft entscheidend. Wenn also das Dämmmaterial nur ein unwesentlich höheres E-Modul aufweist wie die Luft, was in der Regel bei diesen Materialien der Fall ist, kann davon ausgegangen werden, dass auch die Verschiebung der Resonanzfrequenz nur gering ist. (vgl. FUCHS 2017: 61)

$$f_d = \frac{c_d}{2\pi} * \sqrt{\frac{\rho_d}{\rho_t * t * d}} = f_R \sqrt{\frac{E_d}{E_0}}$$

*Formel 13 Verschiebung der Resonanzfrequenz (Quelle: FUCHS 2017: 61)*

Die Eigenfrequenz des Masse-Feder-Schwingers wird also durch das Fehlen des Luftkissens verändert. Trotzdem ist wie beim klassischen Plattenresonator die erhöhte Dämpfung bei der Masse-Feder-Frequenz vorhanden.

Zusätzlich kommen bei Verbundplattenresonatoren noch die Eigenfrequenzen der freien Plattenschwingung hinzu, was den Dämpfer breitbandig wirksam macht. Die Platte sollte hierbei idealerweise ohne Fesselung an einen Rahmen frei schwingen können. Jedoch ist die Berechnung der Eigenfrequenzen einer frei schwingenden Platte sehr kompliziert. „Leider ist die mathematische Beschreibung der vollkommen freien Plattenschwingungen endlicher Ausdehnung nicht einfach.“ (FUCHS 2017: 62)

Deshalb wird zur Berechnung der Eigenfrequenzen eine Formel herangezogen, welche die Eigenfrequenz einer aufgestützten Rechteckplatte ohne Luftkissen beschreibt, die an den Kanten gelenkig gelagert ist.

$$f_{m_x m_y} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B'}{m''}} \left[ \left( \frac{m_x}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{m_y}{L_y} \right)^2 \right] = 0,45 * c_d * t * \left[ \left( \frac{m_x}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{m_y}{L_y} \right)^2 \right]$$

Formel 14 Eigenmoden gelagerte Rechteckplatte (Quelle: FUCHS 2017: 62)

Mit  $m_x, m_y = 1, 2, 3, \dots$

$$B' = \frac{E t^3}{12 * (1 - \mu^2)}$$

Formel 15 Biegesteifigkeit (Quelle: FUCHS 2017: 58)

Die Genauigkeit dieser Formel ist ausreichend, da der Verbundplattenabsorber ein breitbandig wirkender Absorber ist.

Selbst bei der Auswahl der Formgebung von Plattenresonatoren nicht als Schallabsorber, sondern als Schallgenerator in Musikinstrumenten, kommt diese Formel zur Anwendung. Wenn man sich selbst dort, wo es viel eher auf das Schwingverhalten bei diskreten Frequenzen ankommt, nach ausführlicher Diskussion doch als Näherung mit den Eigenfrequenzen der aufgestützten Rechteckplatte ohne Luftkissen zufriedengibt, sollen diese hier, wo es um ein Modell für einen Breitbandabsorber geht, ebenfalls als Näherung herangezogen werden. (vgl. FUCHS 2017: 62).

Die große Bandbreite des Verbundplattenabsorbers wird durch die Vielzahl der Eigenfrequenzen erreicht. Die Platte schwingt nicht nur in ihrer ersten Eigenfrequenz, sondern kann je nach Anregung in jeder beliebigen weiteren Eigenfrequenz ebenso schwingen.

Die Anzahl der Eigenfrequenzen der Platte in einem bestimmten Frequenzband  $\Delta f$  steigt nach Fuchs (2017) wie folgt an:

$$\Delta N = 1,75 * \frac{S_A}{c_d t} \Delta f \quad ; \quad S_A = L_x L_y$$

Formel 16 Anzahl der Eigenfrequenzen (Quelle: FUCHS 2017: 63)

Im folgenden Beispiel werden für eine 2mm-Blechplatte mit einer Grundfläche von 1,5m x 1m die Eigenfrequenzen für  $m_x, m_y = 1-10$  berechnet.

f in Hz		$m_x$									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m_y$	1	6,6	12,8	23,0	37,2	55,6	78,0	104,6	135,2	169,8	208,6
	2	20,4	26,5	36,7	51,0	69,4	91,8	118,3	148,9	183,6	222,4
	3	43,4	49,5	59,7	74,0	92,3	114,8	141,3	171,9	206,6	245,3
	4	75,5	81,6	91,8	106,1	124,4	146,9	173,4	204,0	238,7	277,4
	5	116,8	122,9	133,1	147,4	165,8	188,2	214,7	245,3	280,0	318,8
	6	167,3	173,4	183,6	197,9	216,2	238,7	265,2	295,8	330,5	369,2
	7	227,0	233,1	243,3	257,6	275,9	298,4	324,9	355,5	390,2	428,9
	8	295,8	301,9	312,1	326,4	344,8	367,2	393,7	424,3	459,0	497,8
	9	373,8	380,0	390,2	404,4	422,8	445,2	471,8	502,4	537,0	575,8
	10	461,0	467,2	477,4	491,6	510,0	532,4	559,0	589,6	624,2	663,0

Tabelle 1 Eigenfrequenzen einer Blechplatte  $t=2\text{mm}$   $1,5\text{m} \times 1\text{m}$  (Quelle: Eigene Darstellung)

Hierbei wird ersichtlich, dass im Frequenzbereich von 32Hz bis 63Hz insgesamt 7 Eigenfrequenzen auftreten (gelb hinterlegt). Im Frequenzbereich von 63Hz bis 125 Hz treten sogar 15 Eigenfrequenzen auf (grün hinterlegt).

Diese Fülle an Eigenfrequenzen ist in jedem Fall eine gute Voraussetzung um einen breitbandig wirkenden Tiefenschlucker zu entwickeln. Im Anhang werden die unteren Eigenfrequenzen aller Plattenkonfigurationen berechnet, die im Rahmen dieser Arbeit gemessen werden sollen.



### 3 Einsatzmöglichkeit von Plattenresonatoren bei ALS

Da die Firma ALS, wie in der Einleitung beschrieben, auch im großen Umfang Industriekamine fertigt und dafür extra eine eigene GmbH (als-kd Kamin und Druckbehälterbau) gegründet hat, wird meist nicht nur der Rohrleitungsstrang samt Schalldämpfer geliefert, sondern auch noch der Abgasschornstein einer Anlage. Da das runde Rohr keinerlei Dämpfungswirkung entfaltet, sondern eher als idealer akustischer Leiter fungiert, bleibt die gesamte Zuleitung zum Kamin und der Kamin selbst für akustische Maßnahmen ungenutzt. Die Schalldämpfung wird ausschließlich in dem extra eingebauten Schalldämpfer erzeugt.

Der typische Aufbau eines Industrieschornsteins kann wie folgt beschrieben werden: Die Abgase werden in einem Innenrohr geführt. Das Innenrohr ist aus hochwertigen Edelstählen gefertigt, die durch hohe Chrom-Nickel Anteile Sicherheit gegen Korrosion bieten. Insbesondere, wenn das Abgas im Kamin durch eine geringe Abgastemperatur den Taupunkt unterschreitet, sind die Innenrohre des Kamins einem stark korrosiven Milieu ausgesetzt, was selbst bei hochwertigen Edelstählen zu Rost führen kann. Deshalb werden die Innenrohre mit Mineralwolle isoliert, um die Abgastemperatur möglichst konstant zu halten und so eine Taupunktunterschreitung zu verhindern. Das Innenrohr und die Isolierung werden von einem tragenden Rohr aus Baustahl gehalten. Das Tragrohr nimmt alle statischen und dynamischen Lasten (Wind, Erdbeben, Vereisung) auf. Diese doppelschalige Ausführung hat sich bewährt, da so das Innenrohr aus teurem Edelstahl mit dünnen Wandstärken realisiert werden kann, wohingegen das Tragrohr aus günstigerem Baustahl dickwandig ausgeführt wird, falls es die statischen Kräfte erfordern. Zwischen Isolierung und Tragrohr befindet sich ein Luftspalt, sodass das Tragrohr keinen hohen Temperaturen ausgesetzt wird. Diese klassische Ausführung, bestehend aus Rauchrohr, Isolierung und Tragrohr, weist nahezu keinerlei effektive Lärminderung auf. FUCHS (2017) gibt ein Beispiel, in dem ein vier Meter langes Rohr mit ebensolchem Aufbau in einem Prüfstand gemäß DIN EN ISO 7235 gemessen wurde. (Innenrohr  $t=0,4\text{mm}$ ;  $\varnothing=350\text{mm}$ ; Isolierung  $t=30\text{mm}$ ; Tragrohr  $\varnothing=500\text{mm}$ ). Wie zu erwarten war, ist nahezu keinerlei Dämpfungswirkung zu erkennen. „Nur bei der Ringdehnfrequenz  $f_R$  des Innenrohrs, die hier im Oktavband bei 4kHz liegt, wurde mit 0,8 dB auf 4m Länge etwas Dämpfung gemessen.“ (FUCHS 2017: 163).

Insofern ist es nicht verwunderlich, dass Anstrengungen unternommen wurden, diese ungenutzte Oberfläche des Kamins akustisch wirksam zu gestalten. Hierfür bietet der Plattenresonator eine besonders attraktive Variante für den technischen Schallschutz. „Wenn die inneren, die Strömung und den Schall im Schornstein führenden Bauteile

nicht mehr rund, sondern (viel-)eckig ausgeführt werden, kann der Schall die dann ebenen inneren Begrenzungsflächen zum Mitschwingen anregen. Wird das Mitschwingen gedämpft, kann dem Schallfeld im Schornstein so die Energie entzogen werden“ (FUCHS 2017: 163).

Aus dem eckigen Innenzug mit planaren Oberflächen, welche zusätzlich horizontal unterteilt sind, wird eine Vielzahl von schwingfähigen Platten generiert. Dementsprechend hat man eben solche Verbundplattenresonatoren geschaffen wie in Punkt 2.4 beschrieben. Die Blechfelder des eckigen Innenzugs bilden die schwingfähigen Platten. Die Mineralwolle zur Isolierung fungiert gleichzeitig als poröse Dämmschicht, welche die Plattenschwingungen dämpft. Das tragende Außenrohr aus Baustahl bildet die schallharte Wand und somit die Begrenzung für das Luftkissen.



Abbildung 11 Schalldämpfender Schornstein beim Hersteller (Quelle: Niessing Anlagenbau)

Derartige Anlagen werden bereits seit 1996 vom Fraunhofer Institut geplant und konnten auch schon zur Ausführung gebracht werden. „Seit 1996 (bis 2004) sind 30 Abgasanlagen mit eckigem Innenzug als Schalldämpfer gebaut und geprüft worden, die alle zur Zufriedenheit der Auftraggeber arbeiten. Das ist auf die Unempfindlichkeit der eige-

bauten Plattenabsorber aus Edelstahl gegenüber Verschmutzung aus dem Abgas zurückzuführen“ (ECKOLDT 2004: 1).



Abbildung 12 Schalldämpfender Schornstein in der Fertigung (Quelle: Niessing Anlagenbau)

Die Vorteile dieser Art von Schalldämpfer liegen somit bei den geringen zusätzlichen Materialkosten, da in etwa die gleichen Mengen an Material für einen Kamin ohne dämpfende Maßnahmen benötigt werden. Ein erheblicher Vorteil gegenüber gewöhnlichen Absorptionsschalldämpfern liegt in der Dämpfung von tieffrequenten Anteilen, da die Plattenresonatoren hierfür explizit ausgelegt werden können und dabei mit erheblich geringeren Material und Platzverbrauch auskommen. Der geringe Platzverbrauch wirkt sich positiv auf den Druckverlust aus, was zu geringen Betriebskosten der Anlage beiträgt. Des Weiteren ist, wie von Eckoldt (2004) beschrieben, der Plattenresonator durch die glatte Edelstahloberfläche unempfindlich gegenüber Verschmutzung und Abgas und zudem leicht zu reinigen.

Dieser Vorteil ist insbesondere bei stark verschmutzten Abluftströmen, wie in Papierfabriken oder Mineralfaserproduktionsstätten ein Argument für die Betreiber, ebenfalls auf Plattenresonatoren umzustellen.

Um den Anteil der absorbierenden Fläche zu erhöhen werden zusätzlich Innenkulissen (siehe Abb. 11 & 12) verbaut.

Im Umfang dieser Arbeit sollen auch erstmal nur Innenkulissen wie auch schon in Abbildung 4 gezeigt, thematisiert werden. Hierfür gibt es mehrere Gründe. In der Entwicklungsphase können nur einzelne Kulissen und nicht gleich ganze Kaminrohre in einem kleinen Prüfstand getestet werden. Des Weiteren ist auch die Ausführung von Kaminnenzügen in der DIN EN 13084 genormt. Insbesondere, wenn eine Druckanforderung

---

an das Innenrohr gestellt wird, (was meistens der Fall ist) muss eine gewisse Dichtheit für das Kaminrohr gewährleistet werden, was unter Umständen zu aufwändigen Konstruktionen und großen Fertigungsaufwand führen kann. Deshalb ist es sinnvoll, die Wirkung der Plattenresonatoren erst im kleinen Maßstab zu testen, bevor ein ganzer Kamininnenzug mit Plattenresonatoren ausgeführt wird. Nichtsdestotrotz kann ja auch schon mit der Anordnung mehrerer Kulissen in einem eckigen Schalldämpfergehäuse das Problem der tieffrequenten Dämpfung mit kostengünstigen Ausführungen in den Griff bekommen werden (vgl. Abb. 4).

## 4 Konstruktive Umsetzung Plattenresonator

Im Rahmen dieser Arbeit sollen Kulissen mit drei unterschiedlichen Plattengrößen untersucht werden. Die Platten erhalten die Abstufung 1000x1500; 830x1250; 670x1000. Es werden Platten aus den Materialien Aluminium (AlMg3) und Edelstahl (1.4571) getestet. Um den Testumfang etwas einzuschränken, werden alle Kulissen mit einer Dicke von 100mm gebaut. Verbundplattenresonatoren generieren die Dämpfung im ideal Fall über die Dämpfung der Eigenschwingformen der Platte, insofern dient die Isolierung nur als dämpfendes Material, das durch zusammendrücken und entspannen direkt an der Platte Bewegungsenergie in Wärmeenergie umwandelt. Da die Auslenkungen der Platte in der Eigenschwingform sehr gering sind, ist die Dicke des Isolationsmaterials nicht maßgebend. Natürlich schwingt das ganze System zusätzlich wie ein gewöhnlicher Resonator in der Masse-Feder Frequenz abhängig von Luftfeder und Plattenmasse, hierbei ist die Isolierdicke nach wie vor entscheidend. Die Dämpfung der tiefen Frequenzen soll aber mit der Eigenschwingform erfolgen, wodurch die Kulissendicke für die tieffrequente Wirkung nicht entscheidend ist. Insofern können diese beiden Effekte Dämpfung generieren, die vielleicht je nach Frequenz in der Auswertung der Messergebnisse zu erkennen sind.

Üblich ist, die Resonatorplatte und den Rahmen einzeln auszuführen, wie es auch bei normalen Absorptionsschalldämpfern mit Rahmen und Lochblech der Fall ist.



Abbildung 13 Plattenresonator (Quelle: HANISCH 2004: 1)

Hierbei stellt sich die Frage, wie die Körperschallübertragung zwischen Rahmen und Schwingplatte unterbunden werden soll, da auch hier der Rahmen und die Platte aufeinander schlagen können und so eine Lärmquelle entsteht. Generell gibt die Verbindung

zwischen Platte und Rahmen Rätsel auf. Bei Fuchs (2017) geht nicht klar hervor wie die Verbindung zwischen Rahmen und der schwingenden Platte auszusehen hat. So wird zwar einerseits von Befestigungswinkel gesprochen, was die Vermutung zulässt, dass die Platte in irgendeiner Weise am Rahmen befestigt ist. Zum anderen wird kurz darauf von einer Platte gesprochen, die „ohne Fesselung an einen vorgegebenen Rahmen, in allen ihr selbst eigenen Moden frei schwingen kann“ (FUCHS 2017: 61). Wie das auch immer gemeint sein mag, eine Platte, die ohne Fesselung an den Rahmen in irgendeiner Weise ausgeführt werden soll, lassen die Gesetze der Physik nicht zu. Vielleicht wird hier unter Fesselung eine Einspannung verstanden, und unter einer frei schwingenden Platte eine annähernd gelenkige Einspannung. Wenn allerdings die Platte wirklich nur in den Rahmen gelegt ist und rein durch den Innendruck des Dämmmaterials gegen den Rahmen gedrückt wird und somit die Stabilität erhält, ist eine weiche Dichtung zwischen Rahmen und Resonatorplatte unabdingbar. Des weiteren schafft eine weiche Dichtung zwischen Rahmen und Platte eher die Anforderungen nach einer nahezu frei schwingenden Platte.

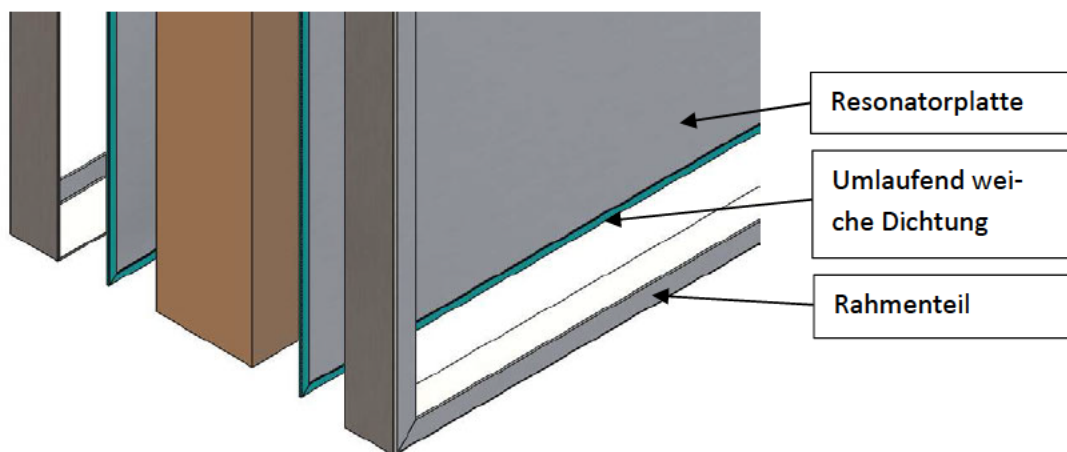


Abbildung 14 Kulissenrand Variante 1 (Quelle: Eigene Darstellung)

Allerdings muss die Dichtung hohe Temperaturen aushalten, wenn die Kulisse im Abgasbereich eingesetzt wird. Dementsprechend wäre ein Keramikband oder ein anderes Material mit großer Hitzebeständigkeit zu verwenden. Für die Testkulissen wird deshalb ein selbstklebendes, hitzebeständiges Keramikband von Frenzelit verwendet (Frenzelit Isotherm 20x2).

Ebenso wichtig wie die Verbindung der Schwingplatten mit dem Rahmen, ist die Verbindung des Resonators mit dem Schalldämpfergehäuse. Übliche Schalldämmkulissen werden einfach von Führungsschienen gehalten und in das Gehäuse geschoben. Hier hat man wiederum das Problem, dass sich die Vibrationen der Resonatorwände stark auf das Gehäuse übertragen können. So besteht die Möglichkeit, wenn der Rahmen des Resonators auch nur geringe Schwingungen ausführt, dass der Resonatorrahmen und



das Schalldämpfergehäuse aufeinanderschlagen und auch hier eine potentielle zusätzliche Lärmquelle geschaffen wird, was in jedem Fall zu verhindern ist.

Diese Bauform der Kulissen lässt auch die Kombination von einem Absorptionsschalldämpfer mit einem Plattenresonator zu. Hierfür kann die Kulisse auf einer Seite mit Lochblech abgedeckt werden, während die andere Seite mit einem geschlossenen Blech ausgeführt wird. Der geschlossene Raum hinter der Resonatorplatte, wie sie in Abbildung 10 dargestellt ist, ist somit nicht gegeben. FUCHS (2017) beschreibt eine ähnliche Ausführung von Verbundplattenresonatoren, bei denen die Rahmenkonstruktion perforiert ist, um zusätzlich auch mit dem entstandenen Absorptionsschalldämpfer das Schallfeld zu dämpfen.

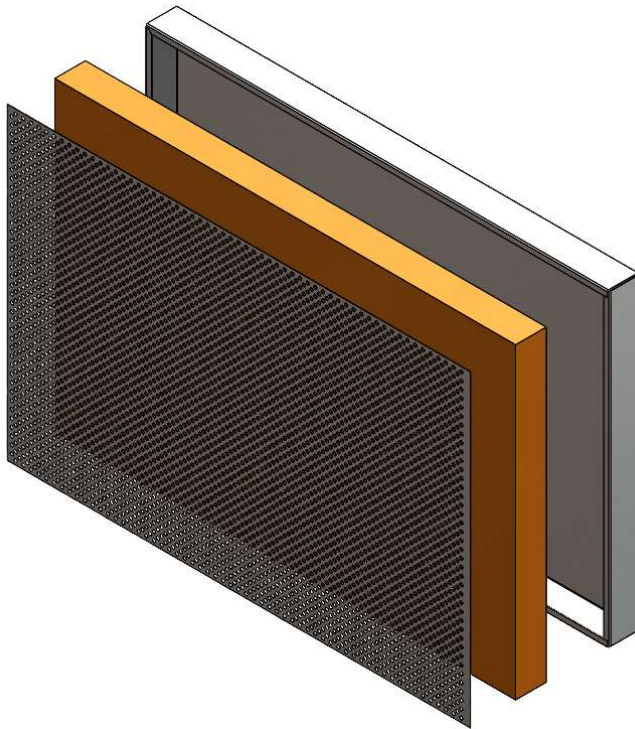


Abbildung 15 Hybridschalldämpfer (Quelle: Eigene Darstellung)

Eine einfachere Bauart der Kulissen wären zwei gekantete Bleche, die ineinandergeschoben werden können und letztlich nur durch Schrittschweißungen oder Nieten zusammengehalten werden.

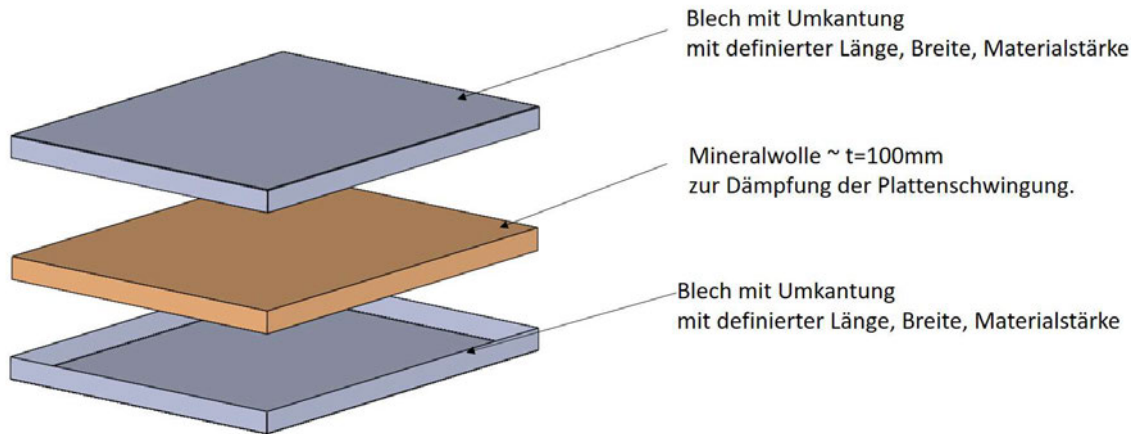


Abbildung 16 Kulisse Variante 2 (Quelle: Eigene Darstellung)

Ein Punkt, der dabei nur schwer abzuschätzen ist, ist die Einbringung von Spannungen durch die Wärmeeinwirkung vom Schweißen auf das ggf. dünne Blech. Ein Vorteil dieser Konstruktion wäre natürlich, dass kein extra Rahmen benötigt wird, sondern die Blechplatte durch die Umkantung am Rand die nötige Steifigkeit hat.

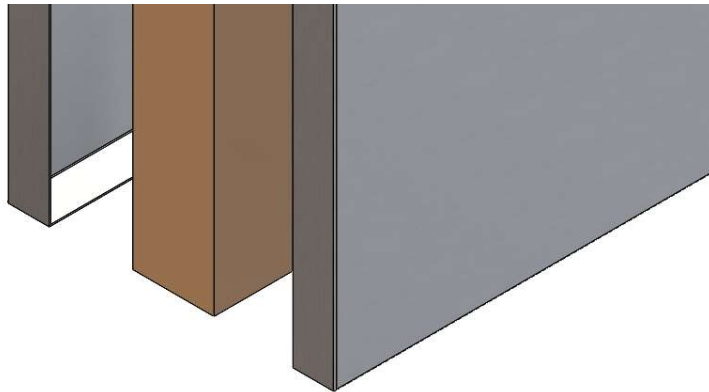


Abbildung 17 Kulissenrand Variante 2 (Quelle: Eigene Darstellung)

Nachteilig ist hingegen, dass die steifere Platte durch die Umkantungen weniger Eigenschwingformen, insbesondere in tiefen Frequenzbereichen hat, als die frei gelagerte Platte.

Aus diesen Gründen werden nur Kulissen in gewöhnlicher Bauform mit Rahmen in dieser Arbeit getestet.



## 5 FEM-Modenanalyse

Die in Punkt 2.4.1 errechneten Eigenfrequenzen sollen zusätzlich auch mit einer FEM-Modenanalyse überprüft werden und die Veränderung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von den Randbedingungen gesondert aufgeführt werden.

Der Aufbau der Analyse ist maßgeblich von der Wahl der Randbedingungen abhängig.

Die FEM-Modenanalyse wird mit dem Programm Solid Works durchgeführt.

Ebenso wie im Beispiel aus Punkt 2.4.1 wird eine Platte mit gelenkiger Einspannung an den Rändern angenommen. Die Platte (1500x1000x2) wird mit den Parametern für Edelstahl (Mat. 1.4571) simuliert. Dementsprechend können nun alle Eigenfrequenzen der Platte ausgegeben werden.

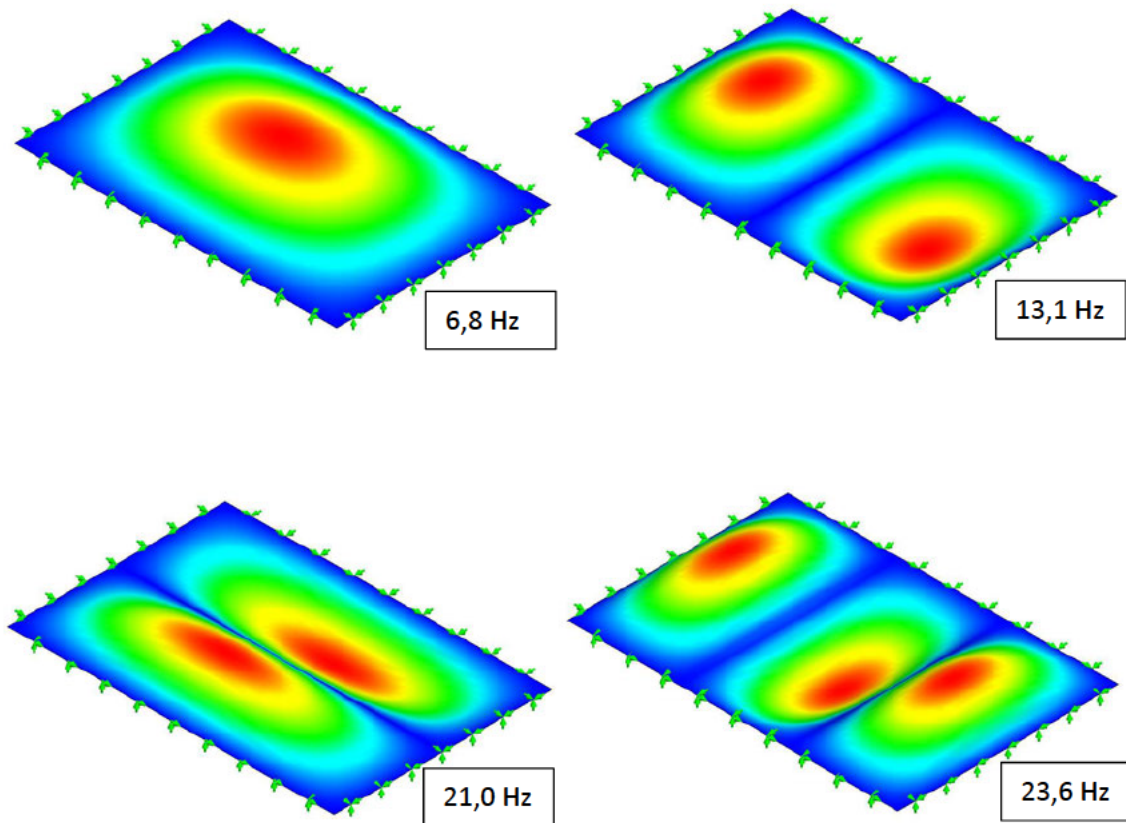


Abbildung 18 Eigenformen gelenkig gelagerte Platte (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019)

Es zeigt sich, dass die Formel von Fuchs (2017) und die Eigenfrequenzberechnung mittels der finiten Elemente Methode nahezu die gleichen Ergebnisse liefern. Hierfür wird nachstehend eine Tabelle mit den ersten 12 Eigenfrequenzen erstellt, in der die Eigenfrequenzen gemäß Fuchs (2017) und die Eigenfrequenzen gemäß der FEM-Analyse verglichen werden. Die Abweichung beträgt hier 2,5% bis maximal 3%. In der Praxis können die Werte wahrscheinlich noch erheblich mehr variieren, da durch kleinste Dellen oder Verformungen des Blechs, die beim Handling in der Werkstatt unvermeidlich sind, die Biegesteifigkeit lokal stark verändert werden kann. Des Weiteren kann durch die Bearbeitung der Bleche mit der Schlagschere oder der Wärmeeinwirkung durch das Schweißen eine Vorspannung im Blech sein. Somit sind geringe Abweichungen immer vorhanden und eine exakte Berechnung der Eigenfrequenz nur im geringen Maße möglich.

Mode	analytisch f in [Hz]	numerisch f in [Hz]	Abweichung
1	6,8	6,6	-2,81%
2	13,1	12,8	-2,78%
3	21,0	20,4	-2,80%
4	23,6	23,0	-2,76%
5	27,3	26,5	-2,75%
6	37,7	36,7	-2,69%
7	38,3	37,2	-2,73%
8	44,6	43,4	-2,79%
9	50,9	49,5	-2,73%
10	52,4	51,0	-2,64%
11	57,1	55,6	-2,71%
12	61,3	59,7	-2,66%

*Tabelle 2 Vergleich der Eigenfrequenzen analytisch und numerisch (Quelle: Eigene Darstellung)*

Nun wird die identische Platte mit einer festen Einspannung an den Rändern berechnet. Diese Situation würde sich ergeben, wenn die Resonatorplatte fest mit dem Rahmen verbunden würde.

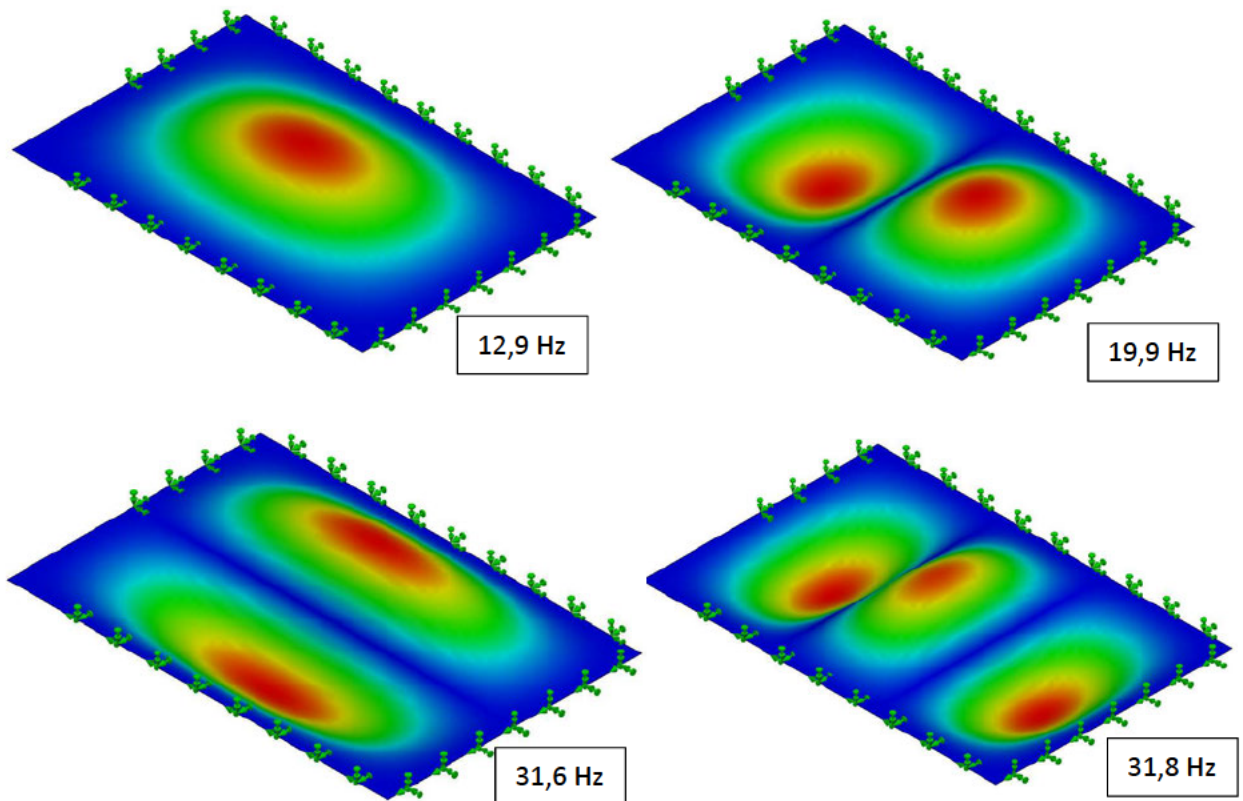


Abbildung 19 Eigenformen der fest eingespannten Platte (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019)

Es ist zu erkennen, dass die Eigenfrequenz durch die erhöhte Steifigkeit des Systems angestiegen ist.

Mode	analytisch	numerisch	eingespannt
	f in [Hz]	f in [Hz]	f in [Hz]
1	6,6	6,8	12,9
2	12,8	13,1	19,9
3	20,4	21,0	31,6
4	23,0	23,6	31,8
5	26,5	27,3	38,1
6	36,7	37,7	48,2
7	37,2	38,3	49,3
8	43,4	44,6	59,9
9	49,5	50,9	65,0
10	51,0	52,4	66,3
11	55,6	57,1	68,9
12	59,7	61,3	77,0

Tabelle 3 Vergleich der Eigenfrequenzen analytisch, numerisch und eingespannt (Quelle: Eigene Darstellung)

In der folgenden Simulation wird die Platte mit Umkantung gerechnet, entsprechend der Variante 2 in Punkt 4. Die Einspannung an der Umkantung ergibt nahezu die gleichen Eigenfrequenzen wie bei einer Einspannung direkt am Plattenrand. Die Eigenfrequenzen sind etwas geringer. Das war zu erwarten, da die Einspannung keine idealisierte Einspannung direkt am Plattenrand darstellt, sondern durch die Umkantung etwas weicher wird, was zu geringeren Eigenfrequenzen führt.

Mode	analytisch	numerisch	eingespannt	gekantet
	f in [Hz]	f in [Hz]	f in [Hz]	f in [Hz]
1	6,6	6,8	12,9	12,4
2	12,8	13,1	19,9	19,2
3	20,4	21,0	31,6	30,2
4	23,0	23,6	31,8	30,7
5	26,5	27,3	38,1	36,6
6	36,7	37,7	48,2	46,7
7	37,2	38,3	49,3	47,4
8	43,4	44,6	59,9	57,4
9	49,5	50,9	65,0	62,8
10	51,0	52,4	66,3	63,6
11	55,6	57,1	68,9	66,8
12	59,7	61,3	77,0	74,0

*Tabelle 4 Vergleich der Eigenfrequenzen analytisch, numerisch, eingespannt und gekantet (Quelle: Eigene Darstellung)*

Da sich die Ergebnisse von der numerischen und der analytischen Berechnung decken, kann davon ausgegangen werden, dass auch alle weiteren numerischen Berechnungen mit den theoretischen physikalischen Werten übereinstimmen. Das ist wichtig, da nur so unter der Zuhilfenahme des FEM-Analysen die Eigenfrequenzen von komplexeren Platten Geometrien schnell und genau bestimmt werden können. Die Abweichungen zwischen Realität und Berechnung können zwar noch nicht abgeschätzt werden, jedoch zählt auch hier wieder die Prämisse, dass ja nur ein grober Richtwert für die Eigenfrequenzen der Plattenresonatoren gesucht ist. Das liegt an dem breitbandig wirkenden Verbundplattenresonator, bei dem es eher darauf ankommt, dass möglichst viele Eigenfrequenzen in einem bestimmten Frequenzband liegen, als dass alle Frequenzen sehr genau berechnet werden können.

## 5.1 Harmonische Analyse

Solid Works bietet die Möglichkeit harmonische Analysen durchzuführen. Hierfür wirkt eine Kraft oder ein Druck auf eine definierte Fläche des Bauteils ein. Diese Kraft wirkt nicht konstant, sondern in Form einer harmonischen Schwingung oszillierend auf das Bauteil ein. Die Frequenz der harmonischen schwingenden Kraft kann vom Benutzer vorgegeben werden. Man kann auch die Frequenz der harmonischen Schwingung in einem bestimmten Frequenzband ansteigen lassen. Somit lässt sich der Verlauf bestimmter Eigenschaften über die Frequenz der einwirkenden Kraft berechnen. An dem Bauteil können virtuelle „Sensoren“ angebracht werden, welche z.B. die Auslenkung oder die Geschwindigkeit über den Frequenzverlauf darstellen.

Mit der harmonischen Analyse können also Erkenntnisse darüber gewonnen werden, wie stark die Platte in Abhängigkeit von der Frequenz und der Kraft zum Mitschwingen angeregt werden kann.

Wird eine Eigenfrequenz besonders stark zum Mitschwingen angeregt, bedeutet das im Umkehrschluss, dass genau bei dieser Frequenz die Dämpfung des Plattenresonators groß ist. Wird die Platte nämlich stark angeregt, führt das zu großen Verschiebungen und Geschwindigkeiten der Plattenoberfläche. Das wiederum führt zu verhältnismäßig starker Verdichtung und Entspannung der Mineralwolle, wofür Energie aufgewendet werden muss. Diese Energie wird dem Schallfeld entzogen und man erreicht hohe Dämpfungen bei jener Frequenz.

Für die Simulation wurde die Annahme getroffen, dass ein gleichmäßiger Druck orthogonal auf die Platte wirkt, der in harmonischer Form Stärke und Vorzeichen in der jeweiligen Frequenz ändert. Da ja der oszillierende Druck aus den Druckschwankungen der Schallwellen herrührt, soll in der Simulation ein fiktiver Schalldruckpegel von 120 dB angenommen werden.

$$20 * \log \left( \frac{\tilde{p}}{2 * 10^{-5} Pa} \right) = 120 dB$$

$$\tilde{p} = 10^{\left(\frac{120dB}{20}\right)} * 2 * 10^{-5}$$

$$\tilde{p} = 20Pa$$

$$\hat{p} = \sqrt{2} * \tilde{p} = \sqrt{2} * 20Pa = 28Pa$$

Formel 17 Berechnung des Schalldruckpegels für die harmonische Analyse

Dementsprechend wird auf die gesamte Fläche ein Druck von 28 Pa angesetzt. Die Dämpfung des Systems kann in der Simulation in Prozentpunkten angegeben werden. Da keine genaue Aussage über die Dämpfung ohne Messung getroffen werden kann, muss hier ein Wert angenommen werden. Entscheidend ist ja hierbei nicht die genaue Dämpfung, sondern das Verhalten der Schwingung bei unterschiedlichen Moden zueinander.

Die drei virtuellen Geschwindigkeitssensoren werden wie dargestellt an die Verschiebungsmaxima der ersten drei Eigenformen gesetzt. Der Sensor am Knoten 1912 ist im Zentrum der Platte und somit am Verschiebungsmaximum der 1. Mode gesetzt. Der Sensor am Knoten 832 ist am Verschiebungsmaxima der 2. Mode gesetzt und der Sensor am Knoten 111 ist am Verschiebungsmaxima der 3. Mode gesetzt.

Im folgenden Diagramm werden die Bewegungsgeschwindigkeiten der Platte an den drei Positionen über den Frequenzverlauf von 0 bis 100 Hz dargestellt.

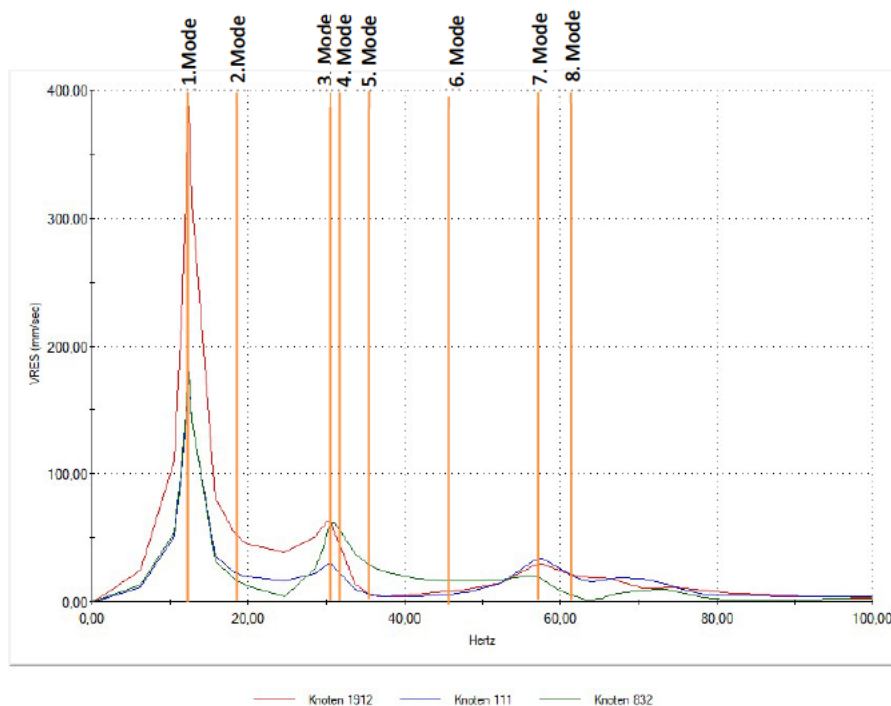


Abbildung 20 Harmonische Analyse an drei Punkten der Platte ( Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019)



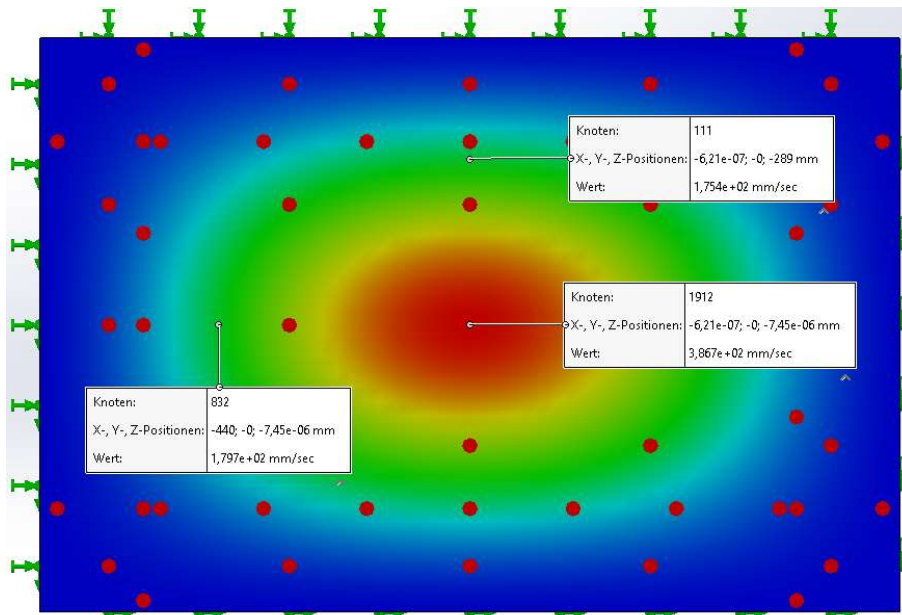


Abbildung 21 Lage der Punkte für die Analyse ( Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019)

Es ist zu beobachten, dass insbesondere die 1. Mode bei dieser Art der Anregung zum Schwingen gebracht wird und die größte Amplitude aufweist. Im weiteren Verlauf der Simulation ist zu sehen, dass nur bestimmte Eigenfrequenzen tatsächlich einen Ausschlag verursachen, was zu der Annahme führt, dass diese Eigenfrequenzen zwar theoretisch auftreten, praktisch aber derart geringe Amplituden aufweisen, dass die Ausschläge unerheblich sind. In der folgenden Darstellung ist die Plattenverformung der harmonischen Analyse bei den ersten vier Moden zu erkennen.

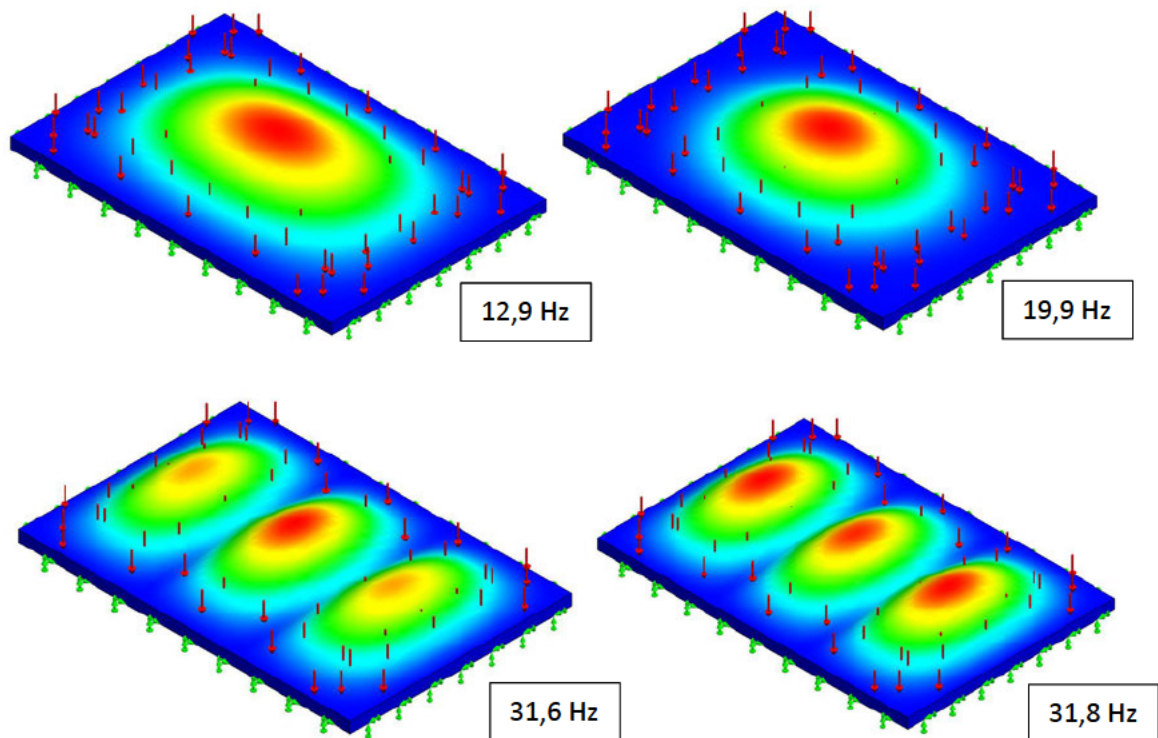


Abbildung 22 Eigenformen fest eingespannter Platten mit Umkantung bei der harmonischen Analyse (Quelle: Eigene Darstellung / Solid Works 2019)

Es fällt auf, dass bei der zweiten und dritten Mode andere Verformungen auftreten als nach der Eigenfrequenzanalyse zu erwarten wären. Die Verformung der zweiten Mode ähnelt der ersten Mode und die Verformung der dritten Mode ähnelt der vierten Mode. Anscheinend ist bei dieser Art der Anregung nur eine Schwingung in bestimmten Eigenformen möglich. Im Anhang dieser Arbeit sind die Diagramme der harmonischen Analysen für alle weiteren Plattenkonfigurationen enthalten, die im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommen. Die Diagramme wurden auf dieselbe Art und Weise ermittelt, wie in Punkt 5.1 beschrieben. Vielleicht können bestimmte Dämpfungsmaxima aus der Messung mit der Eigenfrequenzanalyse erklärt werden.

Trotz aller Rechenmodelle und Analysen ist die tatsächliche Dämpfung des Verbundplattenresonators über die Frequenzen nur durch eine Messung genau zu ermitteln. Im Folgenden werden passende Normen und Verfahren erarbeitet, wie eine Normgerechte Messung der Kulissen aussehen kann.



## 6 Regelwerke

Die Messung der Einfügedämpfung sollte unter genau definierten Bedingungen stattfinden, da die Einfügedämpfung nicht alleine von der Eigenschaft des Übertragungssystems abhängt, sondern auch die Abstrahlimpedanz und die Impedanz der Schallquelle eine wesentliche Rolle spielen (vgl. SINAMBARI 2014: 477). Diese Bedingungen werden in der DIN EN ISO 11691:2021-03 „Akustik-Messung des Einfügedämpfungsmaßes von Schalldämpfern in Kanälen ohne Strömung - Laborverfahren der Genauigkeitsklasse 3“ vorgegeben, welche ein Verfahren zur Messung der Einfügedämpfung im Labor beschreibt.

„Das Einfügedämpfungsmaß von absorbierend wirkenden Schalldämpfern wird im Allgemeinen nicht durch Luftströmung beeinflusst, vorausgesetzt, dass die Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Schalldämpfers etwa 20 m/s nicht überschreitet.“ (DIN EN ISO 11691: 5) Das ist bei den Schalldämpfern, die von ALS gebaut werden meistens der Fall, insofern kann davon ausgegangen werden, dass das Messverfahren ohne Strömung hinreichend genaue Ergebnisse liefert.

Ein Messverfahren mit Strömung wird in der DIN EN ISO 7235: 2009 „Labormessungen an Schalldämpfern in Kanälen-Einfügedämpfung, Strömungsrauschen und Gesamtdruckverlust“ aufgezeigt. Jedoch stellt die DIN EN ISO 11691: 2021-03 ein kostengünstigeres Verfahren vor, das wie oben beschrieben, für geringe Strömungsgeschwindigkeiten hinreichend genau ist. „Da die meisten Schalldämpfer [...] niedrigere Auslegungsgeschwindigkeiten als 15 m/s aufweisen, kann dieses Dokument häufig eine wirtschaftliche Alternative zur ISO 7235 darstellen“ (DIN EN ISO 11691: 6)

Auch die Größenordnung der Schalldämpfer entspricht der, die zumeist von ALS gebaut werden. „Dieses Dokument ist vorgesehen zur Anwendung auf runde Schalldämpfer mit Durchmessern von 80mm bis 2000mm und für rechteckige Schalldämpfer mit Querschnittsflächen derselben Größenordnung.“ (DIN EN ISO 11691: 5)

Die DIN EN ISO 11691 sowie DIN EN ISO 7235 behandeln also die Messung von Schalldämpfern im Labor. Diese Messverfahren sind prädestiniert um neue Schalldämpferkonzepte im kleinen Maßstab zu testen. Will man allerdings große Schalldämpfer möglichst schnell und ohne großen Aufwand im Werk testen ist dieses Verfahren zeitaufwändig und teuer. Es ist dann umfangreiche Ausstattung wie Prüfkanäle, Modenfilter, Übergänge und ein Hallraum von Nöten. Für kleinere Schalldämpfer ist das noch zu bewerkstelligen, allerdings werden bei großen Schalldämpfern die entsprechenden Dimensionen besonders für die Übergangsstücke sehr groß, was zu hohen Kosten und großem Platzbedarf führt.

Die DIN EN ISO 11820: 1997-04 „Messung an Schalldämpfern im Einsatzfall“ behandelt die Messung von Schalldämpfern im Feld. Sie ist anwendbar für Messungen an Schalldämpfern in praktischen Anwendungsfällen zum Zweck schalltechnischer Analyse, für Abnahmeprüfungen und ähnliche Beurteilungen. Allerdings können die erzielten Ergebnisse nicht mit Leistungsdaten verglichen werden, die in Labormessungen nach ISO 7235 gewonnen wurden, teils wegen der unterschiedlichen Prüfbedingungen, teils wegen unterschiedlicher Definitionen. (vgl.DIN EN ISO 11820: 3).

## 6.1 Auswahl der Regelwerke

Wünschenswert wäre eine Messung gemäß DIN EN ISO 11691. Allerdings ist der Prüfstands-aufbau und auch die Messung im Hallraum sehr aufwendig. Der Hallraum muss hierbei den Vorgaben der DIN EN ISO 3741:2011-01 entsprechen. Ein weiteres Problem ist, dass sich die geforderten Hallraumgrößen nicht hier in der Firma erreichen lassen. Der verfügbare Hallraum müsste ein Volumen von mindestens 200m<sup>3</sup> haben um für die Messung von den maßgebenden tiefen Frequenzen geeignet zu sein. Diese Vorgabe wird in der DIN EN ISO 3741:2011-01 getroffen.

**Tabelle 1 — Empfohlenes Mindestvolumen des Hallraums als Funktion des niedrigsten interessierenden Frequenzbandes**

Niedrigstes interessierendes Terzband Hz	Mindestvolumen des Hallraums m <sup>3</sup>
100	200
125	150
160	100
≥ 200	70

*Tabelle 5 Hallraum, empfohlenes Mindestvolumen (Quelle: DIN EN ISO3741:2011-01)*

In dem zur Verfügung stehenden Messraum bei der Firma ALS wurden lediglich Schallmessungen gemäß DIN EN ISO 11820 durchgeführt, wonach der Raum keine vorgeschriebene Größe haben muss, sondern lediglich ein diffuser Raum gefordert wird.

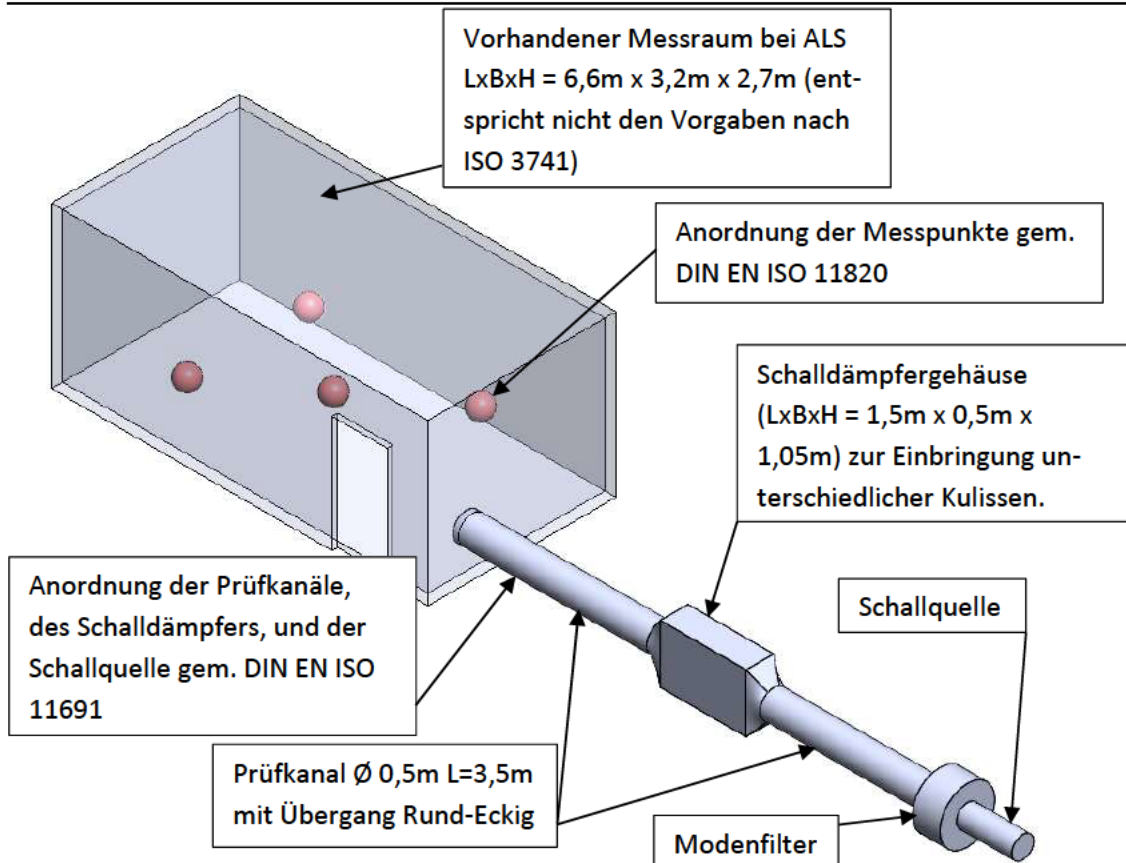


Abbildung 23 Prüfstand mit vorhandenem Messraum (Quelle: eigene Darstellung)

Der Messraum in der Firma mit  $57\text{m}^3$  Raumvolumen kommt somit nicht in Frage, da er den Anforderungen nach ISO 3741 nicht genügt. Deshalb muss auf alternative Messumgebungen ausgewichen werden, die gemäß DIN EN 11691 zulässig sind. „Obwohl der Hallraum die nach diesem Dokument bevorzugte Messumgebung ist, sind auch andere, die folgenden Dokumente erfüllende Messumgebungen zulässig: freies Schallfeld über einer oder mehreren reflektierenden Ebenen nach 3744[2]; [...]“ (DIN EN ISO 11691: 10).

Somit muss der Versuchsaufbau in einer wenig frequentierten Lagerhalle der ALS-GmbH aufgebaut werden. Anstatt am Ende des Prüfkanals in einem Hallraum zu messen, wird der Prüfkanal nach außen geführt und im Freien gemessen. „Als Umgebung zur Durchführung von Messungen nach dieser Internationalen Norm eignet sich ein Ort in einem geschlossenen Raum oder im Freien, der eine oder mehrere Schall reflektierende Ebenen aufweist.“ (DIN EN ISO 3744: 6).

Durch die Messung im Freien ist man natürlich gezwungen nur bei passenden meteorologischen Rahmenbedingungen zu messen. Des Weiteren spielen die auftretenden Umgebungsgeräusche eine wichtige Rolle. Hier ist darauf zu achten, dass der Schalldruckpegel der Umgebungsgeräusche am Mikrofon deutlich geringer ist als

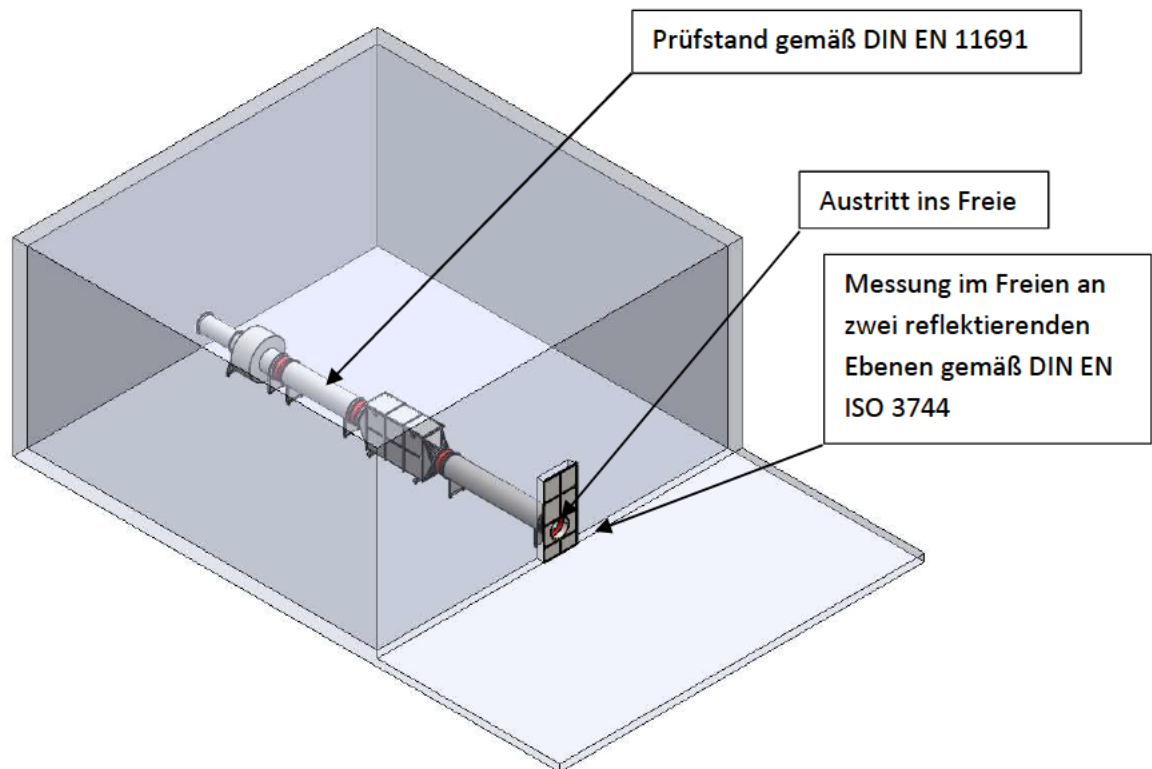


Abbildung 24 Prüfstand mit Austritt ins Freie ( Quelle: Eigene Darstellung)

der Schalldruckpegel der Messquelle. „Der gemittelte Wert über alle an den Mikrofonpositionen oder Mikrofonbahnen auf der Messfläche gemessenen zeitlich gemittelten Schalldruckpegel des Fremdgeräuschs muss mindestens 6 dB und sollte vorzugsweise mehr als 15 dB unter dem entsprechenden unkorrigierten zeitlich gemittelten Schalldruckpegel der zu untersuchenden Geräuschquelle liegen, wenn deren Pegel in Anwesenheit dieses Fremdgeräusches gemessen wird.“ (DIN EN ISO 3744: 13).

Die reflektierenden Ebenen müssen gemäß Vorgabe einen Schallabsorptionsgrad aufweisen, der kleiner als 0,1 ist. „Der Schallabsorptionsgrad der reflektierenden Ebene(n) muss im interessierenden Frequenzbereich kleiner als 0,1 sein. Flächen aus glattem Beton oder glattem versiegeltem Asphalt erfüllen im allgemeinen diese Anforderung“ (DIN EN ISO 3744: 16). Die Begrenzungsflächen der Messumgebung erfüllen diese Anforderungen, da der Boden betoniert ist und die vertikale Hallenwand eine glatte Oberfläche aus Sandwichpaneelen (außen Stahlblech) aufweist.

Sollte widererwarten der Schallabsorptionsgrad einer Fläche höher sein, hat das letztendlich keine Auswirkungen auf die Messergebnisse, da keine absoluten Werte gemessen werden, sondern nur immer die Differenz des Schalldruckpegels mit und ohne Schalldämpfer verglichen wird.

Das gleiche gilt auch für den Einfluss von Gegenständen, welche sich in der Umgebung befinden. Die Norm sieht hierfür eine Umgebungskorrektur vor. Da diese Umgebungskorrektur an den relativ gemessenen Werten der Einfügungsdämpfung keinerlei Einfluss hat, braucht sie im Rahmen dieser Messreihe nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren befinden sich die nächsten Gebäude in einem Abstand von ca. 20m zum Messpunkt, sodass die abgeschwächte, reflektierte Schallwelle keinen nennenswerten Einfluss auf das Messergebnis hat.

Als Messfläche bietet sich eine viertelkugelförmige Oberfläche an. Die Messdauer wird von der Norm für zeitlich nicht schwankende Schallquellen mit 10 Sekunden angegeben. (vgl. DIN EN ISO 3744: 27)

In der folgenden Abbildung aus der Norm werden die geometrischen Bedingungen für einen Bezugsquader dargestellt. Der Bezugsquader muss alle Schallabstrahlenden Komponenten des Messkörpers einschließen. Der Quader muss des Weiteren an der vertikalen, als auch an der horizontalen reflektierenden Ebene anliegen. Der Ursprung „0“ liegt mittig von „ $l_2$ “ auf der Schnittachse der Ebenen. Für die weitere Berechnung der Messhüllfläche ist die charakteristische Quellenabmessung „ $d_0$ “ entscheidend, welche den Abstand von Ursprung bis zur entferntesten Quaderecke angibt.

a) An eine reflektierende Ebene angrenzender Bezugsquader,  $d_0 = \sqrt{(l_1/2)^2 + (l_2/2)^2 + l_3^2}$

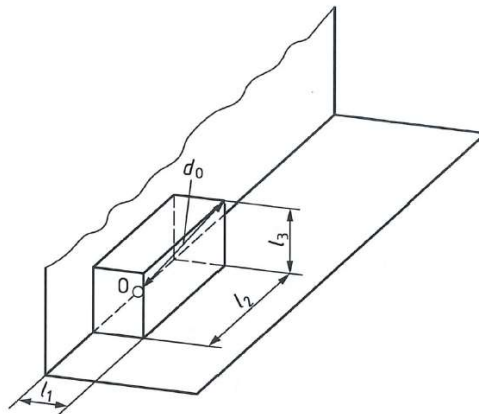


Abbildung 25 Charakteristische Quellenabmessung mit Bezugsquader ( DIN EN ISO 3744: 21)

Im konkreten Fall des Prüfstandes muss somit die Austrittsöffnung der Messstrecke im Bezugsquader (grün dargestellt) liegen. „ $l_2$ “ entspricht dem Durchmesser des Rohrs, also 500mm. „ $l_3$ “ ist der Abstand vom Boden bis zur Rohrachse (600mm) zuzüglich des Rohrradius (250mm). Die Länge „ $l_1$ “ wird auf der sicheren Seite liegend mit einem Wert von 200mm angenommen. Demnach ergibt sich die Strecke  $d_0$  zu:

$$d_0 = \sqrt{l_1^2 + \left(\frac{l_2}{2}\right)^2 + l_3^2}$$

$$d_0 = \sqrt{(200\text{mm})^2 + \left(\frac{500\text{mm}}{2}\right)^2 + (850\text{mm})^2} = 1017\text{mm}$$

Formel 18 Charakteristische Quellenabmessung (Quelle: DIN EN ISO 3744: 21)

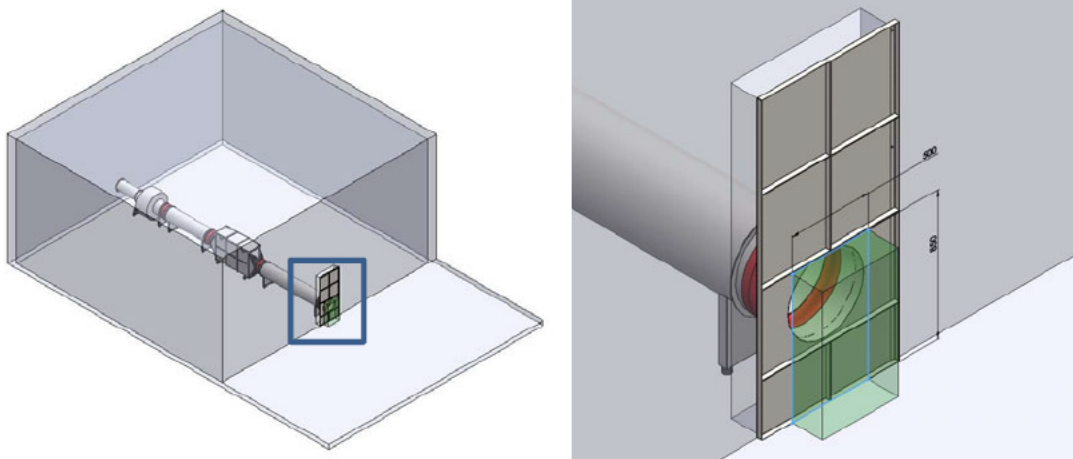


Abbildung 26 Bezugsquader am Prüfstand (Quelle: Eigene Darstellung)

Der Mittelpunkt der viertelkugelförmigen Messfläche muss sich im Ursprung befinden. Der Messradius  $r$  muss für jede Geräuschquelle mindestens das Doppelte der charakteristischen Quellenabmessung  $d_0$  betragen und im Bereich zwischen 1m und 16m sein (vgl. DIN EN ISO 3744: 22). Im Anhang B der Norm wird diese Forderung sogar noch weiter erhöht und es wird ein Radius der Messfläche von mindestens 3m gefordert. (vgl. DIN EN ISO 3744: 45)

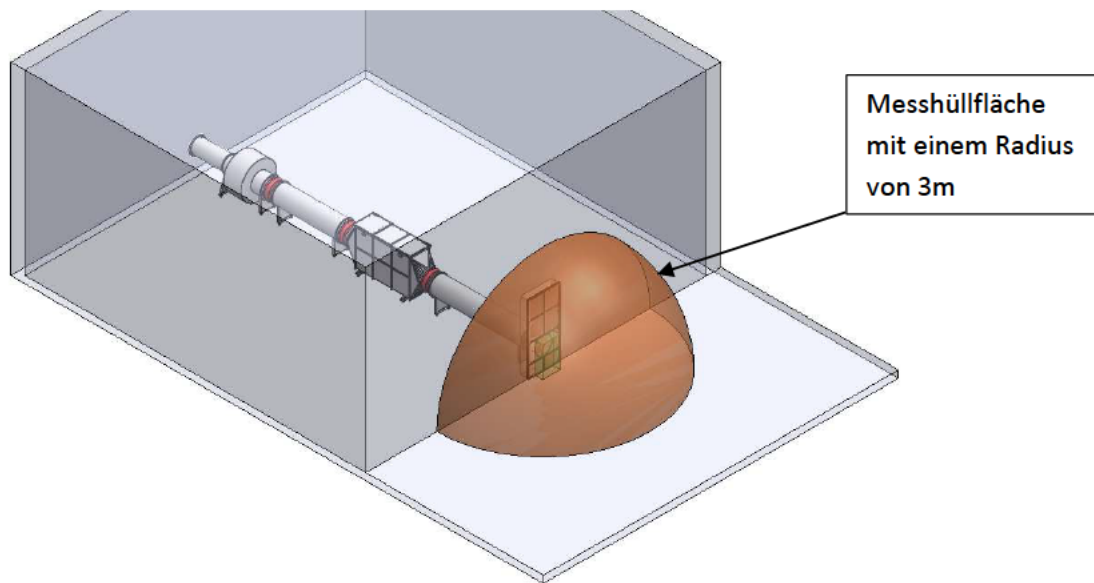
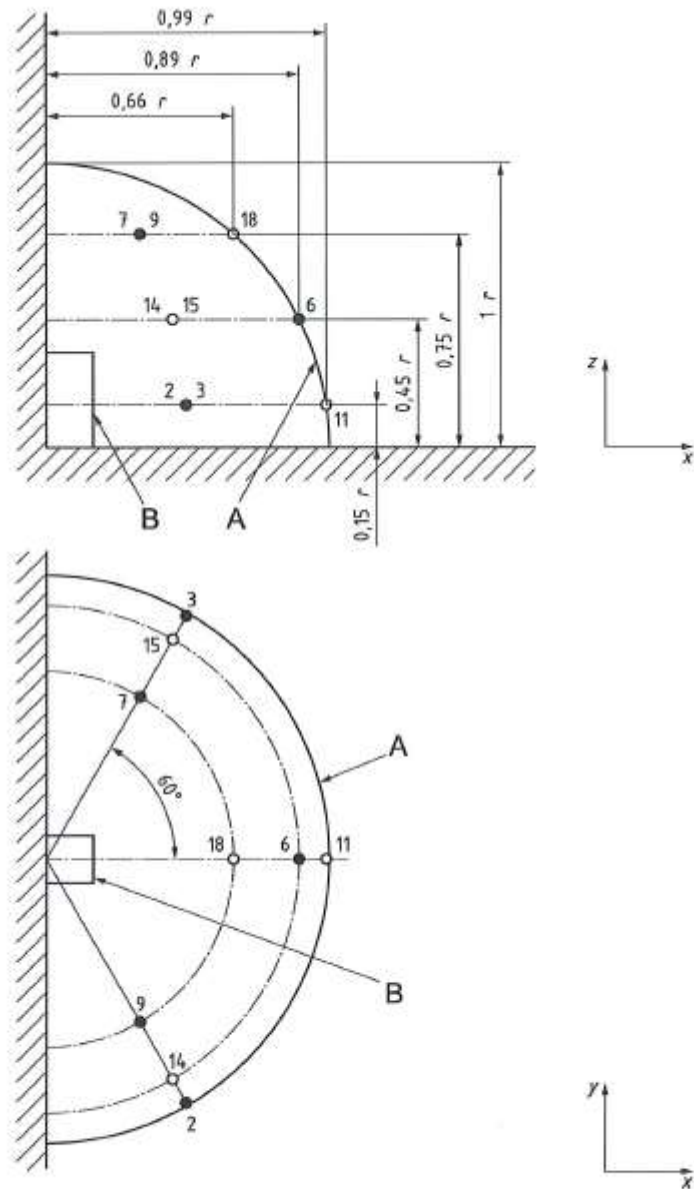


Abbildung 27 Messhüllfläche am Prüfstand (Quelle: Eigene Darstellung)

Die Positionierung der Mikrofone auf der Messfläche werden ebenfalls in der Norm genau geregelt.





- Legende**
- Hauptmikrofonpositionen (2, 3, 6, 7, 9)
  - zusätzliche Mikrofonpositionen (11, 14, 15, 18)
  - A Messfläche
  - B Bezugsquader
  - r Radius der Messfläche

Abbildung 28 Mikrofonpositionen auf einer Viertelkugel (DIN EN 3744:2011-02)



## 6.2 Versuchsaufbau gem. DIN EN ISO 11691

Der Prüfaufbau wird in der DIN EN ISO 11691: 2021-03 genau vorgegeben und beschrieben.

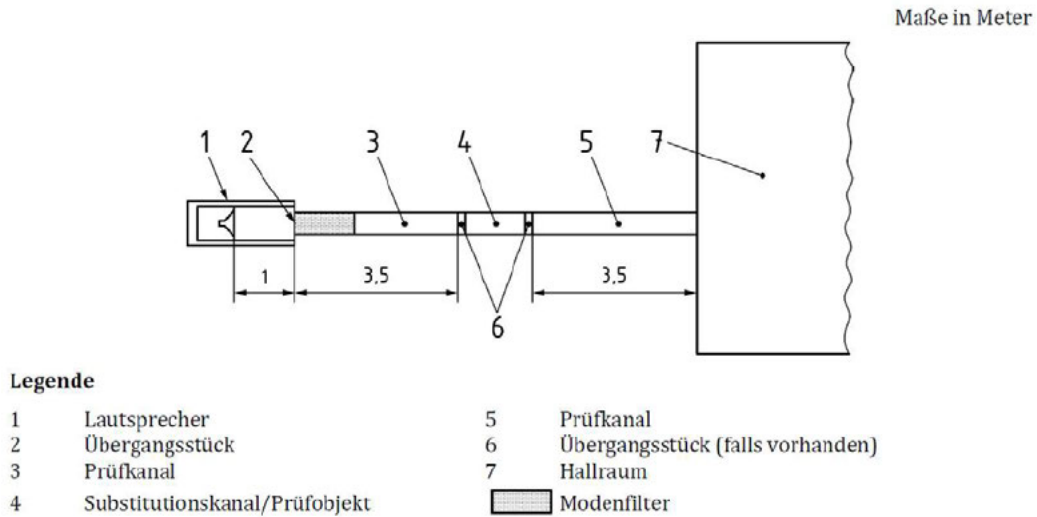


Abbildung 29 Prüfaufbau nach Norm (Quelle: DIN EN ISO 11691)

Die Umsetzung erfolgt wie oben beschrieben, identisch zu den Vorgaben, nur dass die Messung nicht im Hallraum sondern im Freien erfolgt.

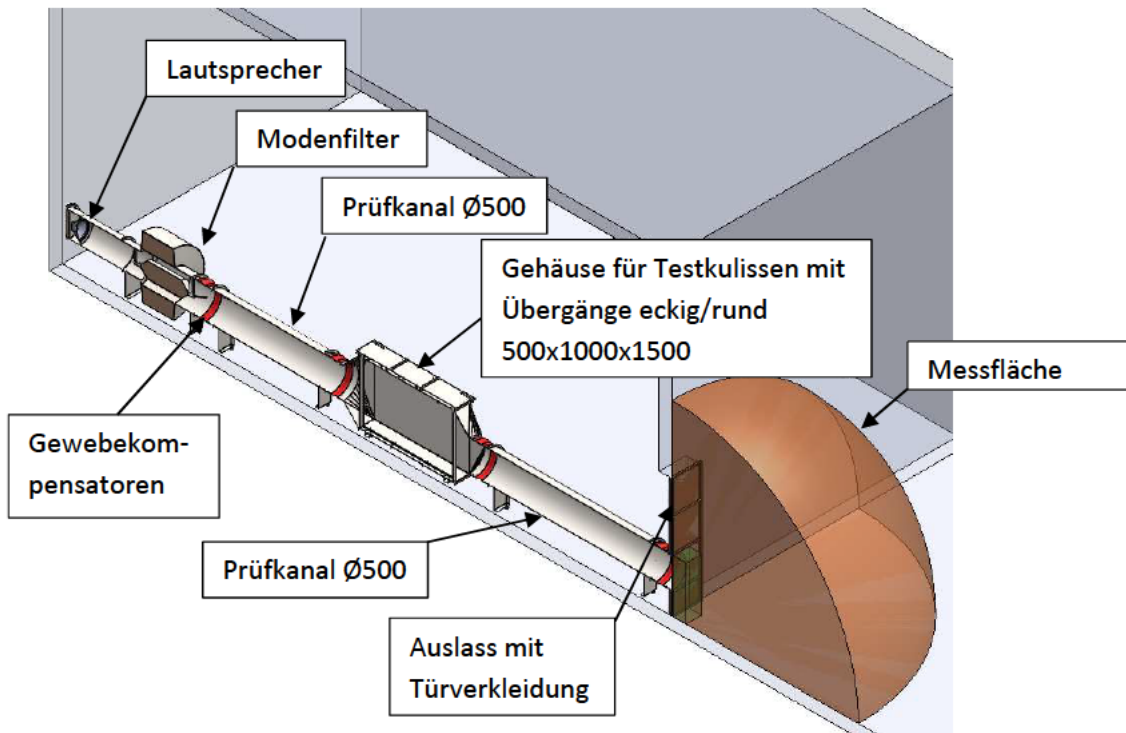


Abbildung 30 Schnittansicht Prüfaufbau (Quelle: Eigene Darstellung)

### 6.2.1 Lautsprecher

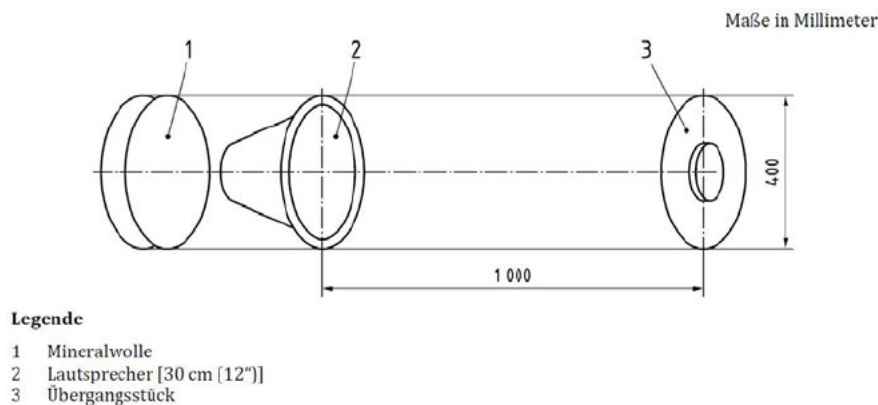


Abbildung 31 Schallquelle nach Norm ( Quelle: DIN EN ISO 11691: 10)

Die Schallquelle muss mit einem 12“ Lautsprecher ausgeführt werden, der in einem Rohr mit Durchmesser 400mm eingebaut wird. Der Lautsprecher muss von einem Zufallsrauschgenerator mit Verstärker angesteuert werden. Die Verbindung zwischen Lautsprecher und Rohr ist derart auszuführen, dass kein Körperschall übertragen werden kann. Hinter dem Lautsprecher wird das Rohr geschlossen und der Verschluss muss mit Mineralwolle verkleidet werden. Im Abstand von 1000mm zum Lautsprecher erfolgt der Übergang zum Prüfkanal. Der Übergang muss mit einem Querschnittsprung ausgeführt werden. „Das Übergangsstück, das die Schallquelle mit dem Prüfkanal verbindet, muss einen Querschnittsprung aufweisen, entsprechend einem Öffnungswinkel von etwa 180°. Für das Verhältnis der Querschnittsflächen des Kanals der Schallquelle und des Prüfkanals besteht keine Beschränkung.“ (DIN EN ISO 11691: 9)

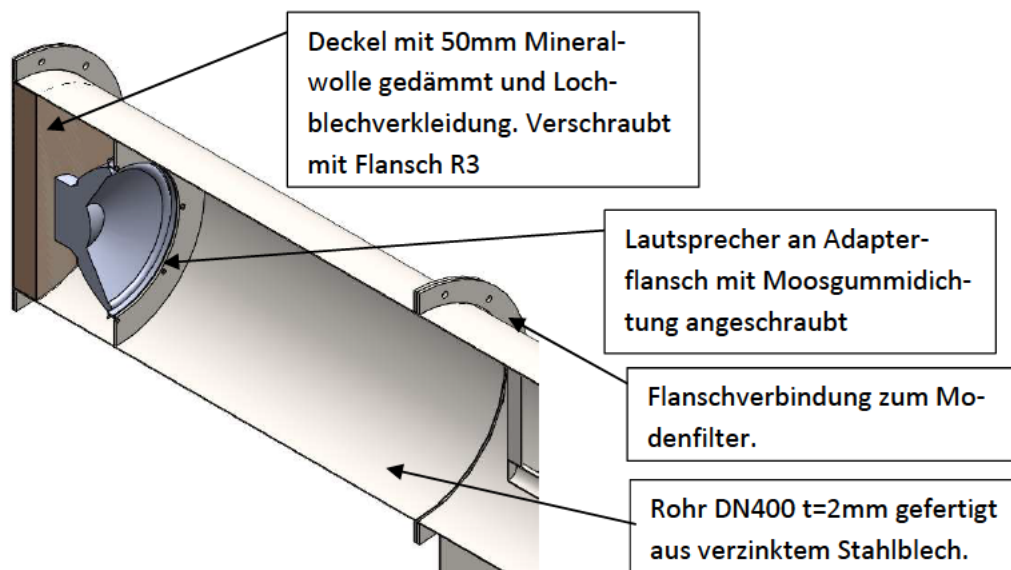
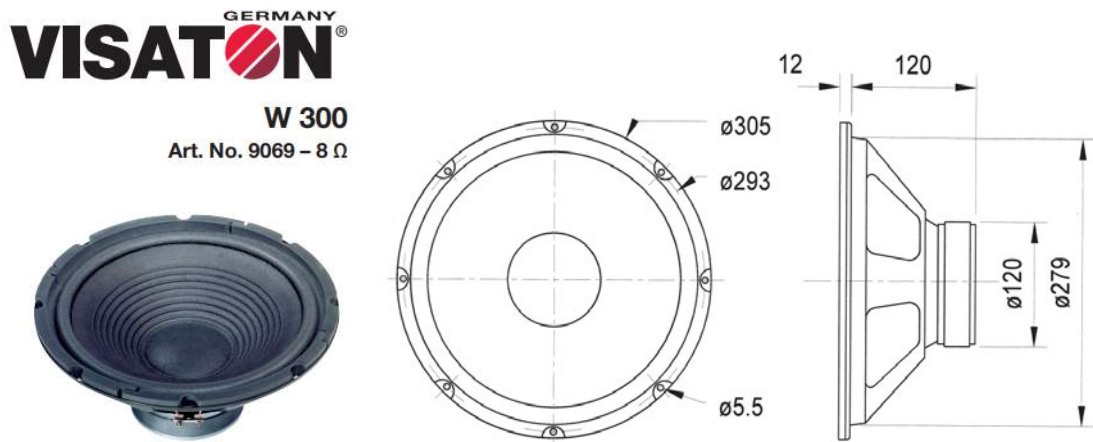


Abbildung 32 Schallquelle im Prüfstand Schnittdarstellung ( Quelle: Eigene Darstellung)

Wie gefordert kommt ein 12“ Lautsprecher der Firma VISATON® mit einer Nennbelastbarkeit von 120 Watt zum Einsatz. Dieser wird von einem 300 Watt Verstärker der Firma „Fosi Audio“ gespeist. Das Zufallsrauschen vom Laptop wird mittels AUX-Kabel an den Verstärker weitergegeben. Zwischen der Berührfläche von Lautsprecher und Gehäuse wird eine Moosgummidichtung eingebracht, sodass Körperschallübertragungen minimiert werden können. Anders als in Abbildung 30 dargestellt, wird bei dem Querschnittsprung der Prüfanordnung der Durchmesser von 400mm auf 500mm vergrößert. Gleich im Anschluss an den Querschnittsprung schließt der Modenfilter an.



**Technische Daten / Technical Data**

Nennbelastbarkeit <i>Rated power</i>	120 W	Resonanzfrequenz <i>Resonant frequency</i>	32 Hz
Musikbelastbarkeit <i>Maximum power</i>	180 W	Obere Polplattenhöhe <i>Height of front pole-plate</i>	8 mm
Impedanz <i>Impedance</i>	8 Ω	Schwingspulendurchmesser <i>Voice coil diameter</i>	50 mm Ø
Übertragungsbereich (-10 dB) <i>Frequency response (-10 dB)</i>	f <sub>u</sub> -2500 Hz	Wickelhöhe <i>Height of winding</i>	18,5 mm
Mittlerer Schalldruckpegel <i>Mean sound pressure level</i>	91 dB (1 W/1 m)	Schallwandöffnung <i>Cut-out diameter</i>	280 mm Ø
Grenzauslenkung $x_{mech}$ <i>Excursion limit <math>x_{mech}</math></i>	± 14 mm	Anschluss <i>Terminal</i>	4,8 x 0,8 mm (+)/2,8 x 0,8 mm (-)
		Gewicht netto <i>Net weight</i>	2,8 kg

Abbildung 33 Produktdaten VISATON® W300 (Quelle: VISATON®)

300W Specification:

Max Power	300W*1 4Ω	Full frequency response	20Hz-20kHz (±3dB)
The speaker matches the impedance	4-8Ω	THD	Output 1W @ 0.03%
Working Voltage	DC24-35V	SNR	≥106dB
Input sensitivity	0.775V	Product Dimension	L128.5*W117.5*H36MM
Bass cutoff frequency range adjustment	40-300Hz	Weight	0.5kG
Slope of bass attenuation	-12dB Slope	Package Size	L257*W215*H65MM

Abbildung 34 Produktdaten Verstärker "Fosi Audio MO-3" (Quelle: Fosi Audio)

### 6.2.2 Modenfilter

„Grundsätzlich ist der Modenfilter ein zusätzlicher Schalldämpfer. Er sorgt für eine geringe Dämpfung der maßgeblichen Moden und für eine substanzielle Dämpfung Moden höherer Ordnung der axialen Schallausbreitung. Ferner wird der Modenfilter verwendet, um die Schallquelle vom Messgegenstand/ Substitutionskanal zu entkoppeln. Zu diesem Zweck muss der Modenfilter ein Mindest-Einfügungsdämpfungsmaß bereitstellen, und zwar von 3 dB bei den Terzmittenfrequenzen bei 50 Hz und 63 Hz sowie von 5 dB bei den Terzbandmittenfrequenzen im Bereich von 80 Hz bis 10 000 Hz in den angeschlossenen Kanälen.“ (DIN EN ISO 11691: 9)

Ein derartiger Absorptionsschalldämpfer verlangt eine relativ große Packungsdicke, um auch in dem tiefen Frequenzbereich wirksam zu werden, wohingegen die Schalldämpferlänge recht knapp ausfallen muss, so dass die zu erreichende Dämpfung von 5 dB nicht allzu sehr überschritten wird. Würde die Dämpfung zu groß werden, könnten die Bedingungen der DIN EN ISO 3744 nicht mehr eingehalten werden, wonach der Pegelunterschied zwischen Umgebungsgeräusch und Messgeräusch mindestens 6dB, besser 15 dB betragen sollte. Die Auslegung erfolgt mit der Software AED 8001.

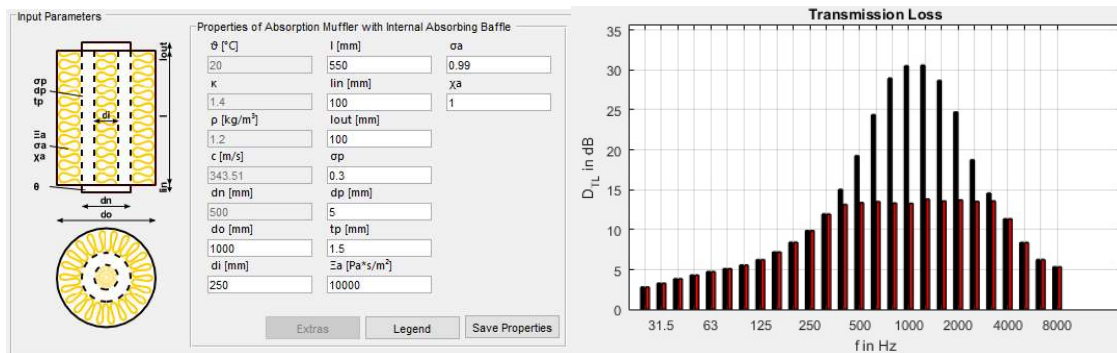


Abbildung 35 Auslegung Modenfilter (Quelle: AED 8001)

Durch die große Packungsdicke wird trotz der kurzen Bauform in den Frequenzen um 1000 Hz viel Dämpfung generiert. Das Programm AED 8001 gibt zwar die Werte mit Körperschallübertragung über das Modenfiltergehäuse mit ca. 14 dB an, nichtsdestotrotz könnte ohne diesen Effekt die Dämpfung um 1000Hz bei über 30 dB liegen.

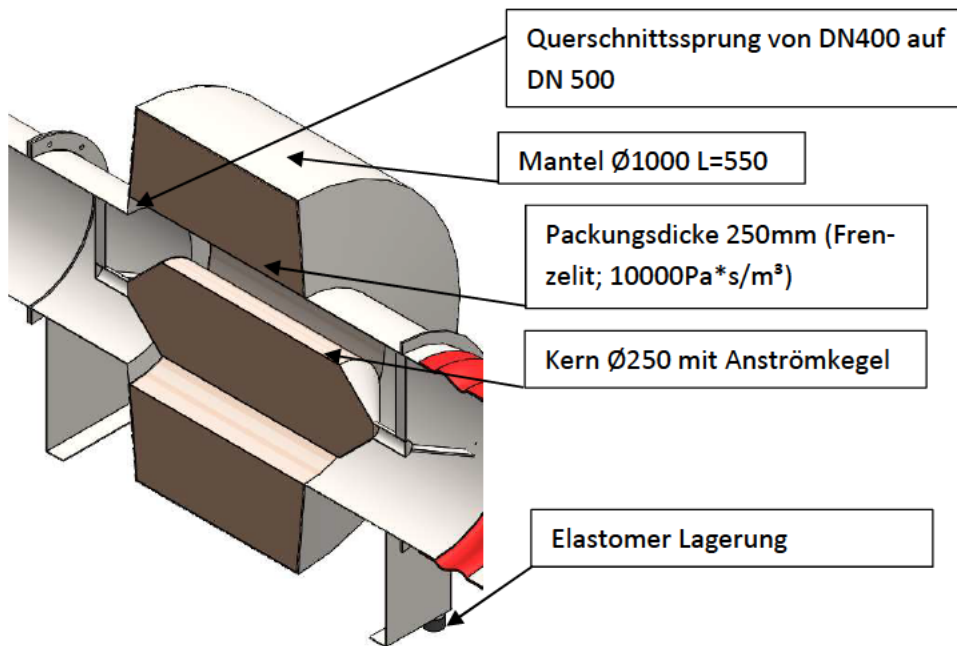


Abbildung 36 Schnittansicht Modenfilter ( Quelle: Eigene Darstellung)

### 6.2.3 Prüfkanal

Zweck der Prüfkanäle ist es, den Messgegenstand von der Schallquelle und dem Hallraum zu trennen. Der Prüfkanal soll dieselbe Länge und denselben Anschlussquerschnitt wie der Messgegenstand haben. Es kann ein handelsüblicher, direkt vom Lager erhältlicher Blechkanal, der üblicherweise in der Praxis zusammen mit dem zu prüfenden Schalldämpfer eingesetzt wird, verwendet werden. (vgl. DIN EN ISO 11691: 2021-03 S.9)

Wie in Punkt 3 beschrieben, bestehen Abgasrohre meist aus Hochlegierten Edelstählen (1.4571 oder 1.4404). Im Lüftungsbereich kommen aber auch gewöhnliche Edelstähle (1.4301) oder verzinktes Blech (DX51) zum Einsatz. Die Prüfkanäle werden aus Kostengründen aus verzinktem Stahlblech gefertigt, weil das bei relativ ähnlichen Materialeigenschaften wie Edelstahl auf die Messergebnisse keinerlei Einfluss hat. Die Wandstärke wird wie in der Praxis üblich mit 2mm festgelegt. Um die Ausbreitung von Körperschall zu vermindern, werden in der Messstrecke vier Weichstoffkompensatoren eingebaut, die jeweils am Anfang und Ende der Prüfkanäle sitzen. Die Gewebe Kompensatoren der



Firma Roth besteht aus 4mm dicker EPDM-Folie mit Gewebeeinlage, die mit Spannbändern an den Rohren befestigt werden. Durch die verhältnismäßig dicke EPDM-Folie soll die akustische Dämmung der Rohrleitung erhalten bleiben, sodass keine großen Anteile des Schalls in den umgebenden Raum abstrahlen. Auch bei realen Anlagen sind Gewebekompensatoren unverzichtbare Bauteile. Somit wird hier die Vorgabe der Norm erfüllt, dass der Prüfaufbau den realen Bedingungen entsprechen soll.

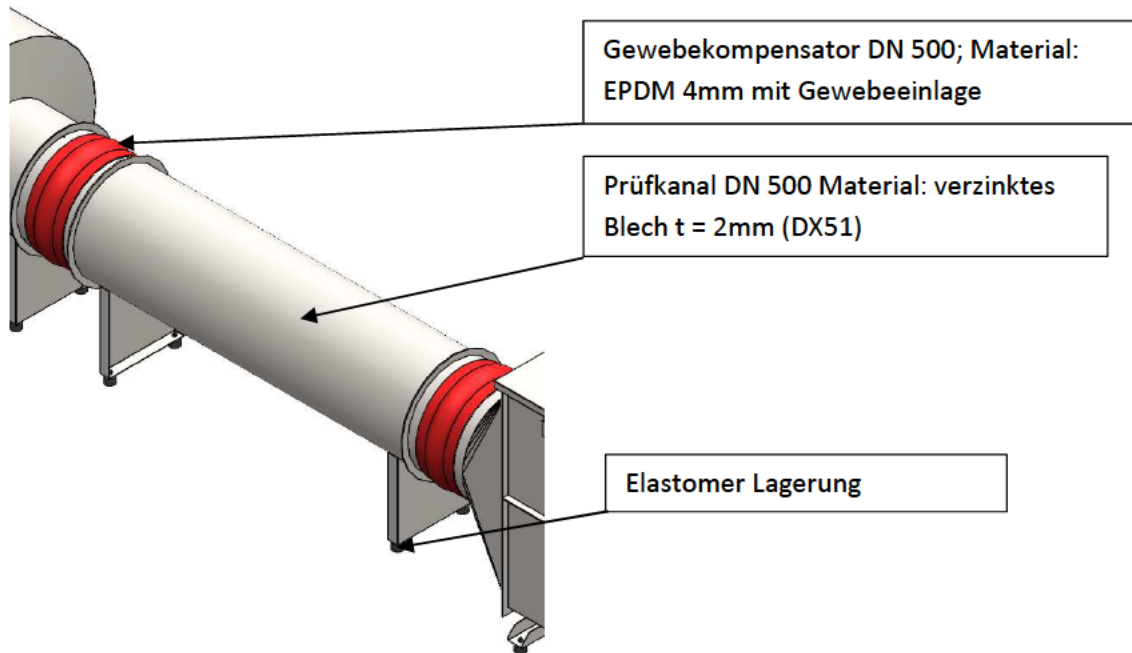


Abbildung 37 Prüfkanal mit Kompensatoren ( Quelle: Eigene Darstellung)

Wichtig ist, dass auf jeder Schalldämpferseite 3,5m Kanal bzw. Kanal zuzüglich Modenfilter vorhanden ist. Diese Forderung der Norm wird erfüllt.

#### 6.2.4 Gehäuse mit Testkulissen

Das Schalldämpfergehäuse wird ebenfalls aus verzinktem Stahlblech  $t = 2,0\text{mm}$  gefertigt. Es hat eine Größe von  $1500 \times 500 \times 1000\text{mm}$ . Die Größe wurde derart gewählt, dass zwei Kulissen mit einer Größe von  $1500 \times 1000 \times 100\text{mm}$  nebeneinander im Schalldämpfer gemessen werden können. Da es in der Praxis auch üblich ist, eckige Kulissenschalldämpfer mit Übergangsstück in eine Runde Leitung zu integrieren, soll das Schalldämpfergehäuse hier ebenfalls als Kanal ausgeführt werden. Die Wirkung des Gehäuses als  $\lambda/4$  Resonator ist bei der Messung mit und ohne Kulissee nahezu identisch und sollte auf die Ergebnisse keinen Einfluss haben. An beiden Seiten wird ein 250mm langer Übergang Eckig-Rund angebracht. Die Verbindung zur Leitung erfolgt über zwei Kompensatoren. Die ebenen Flächen des Gehäuses werden mit Flachprofilen versteift, sodass keine größeren unversteiften Flächen als  $0,25\text{m}^2$  entstehen. So wird vermieden,

dass die Seitenbelche des Gehäuses mitschwingen und den Lärmpegel im abgeschlossenen Raum erhöhen oder das Messergebnis verfälschen. Der Deckel des Gehäuses kann aufgeklappt werden. Über diese Öffnung können die zu testenden Kulissen eingebracht werden. Der Deckel wird mit Spannklemmen auf das Gehäuse gerückt. Eine Moosgummidichtung sorgt für die notwendige Dichtheit zwischen Gehäuse und Deckel. Im Gehäuse sind an den Seiten zwei Leisten angeschweißt. Auf der Leiste sind wiederum im Abstand von 140mm Muttern angeschweißt. So können die Kulissen in dem Gehäuse mit Profilen eingespannt werden.

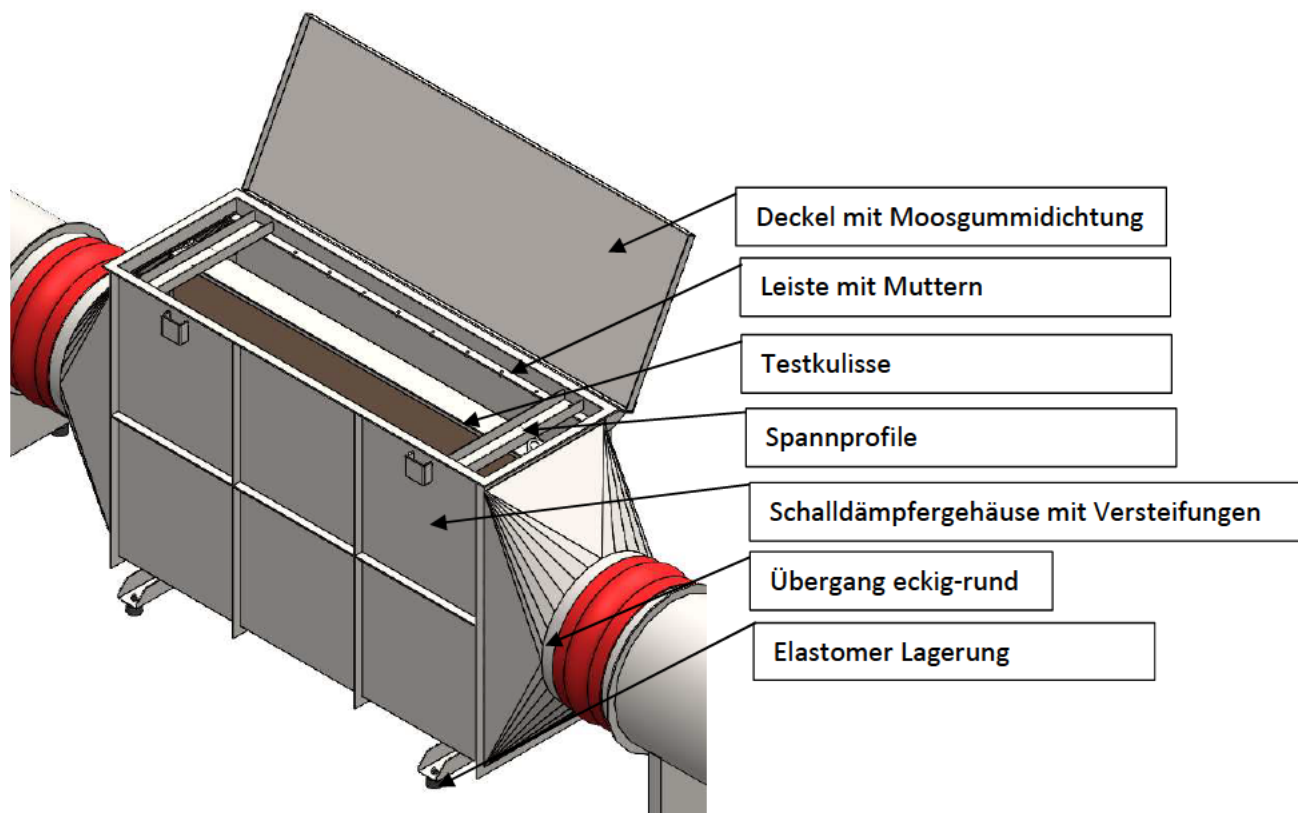


Abbildung 38 Gehäuse mit Testkulissen (Quelle: Eigene Darstellung)

## 6.2.5 Auslass mit Türverkleidung

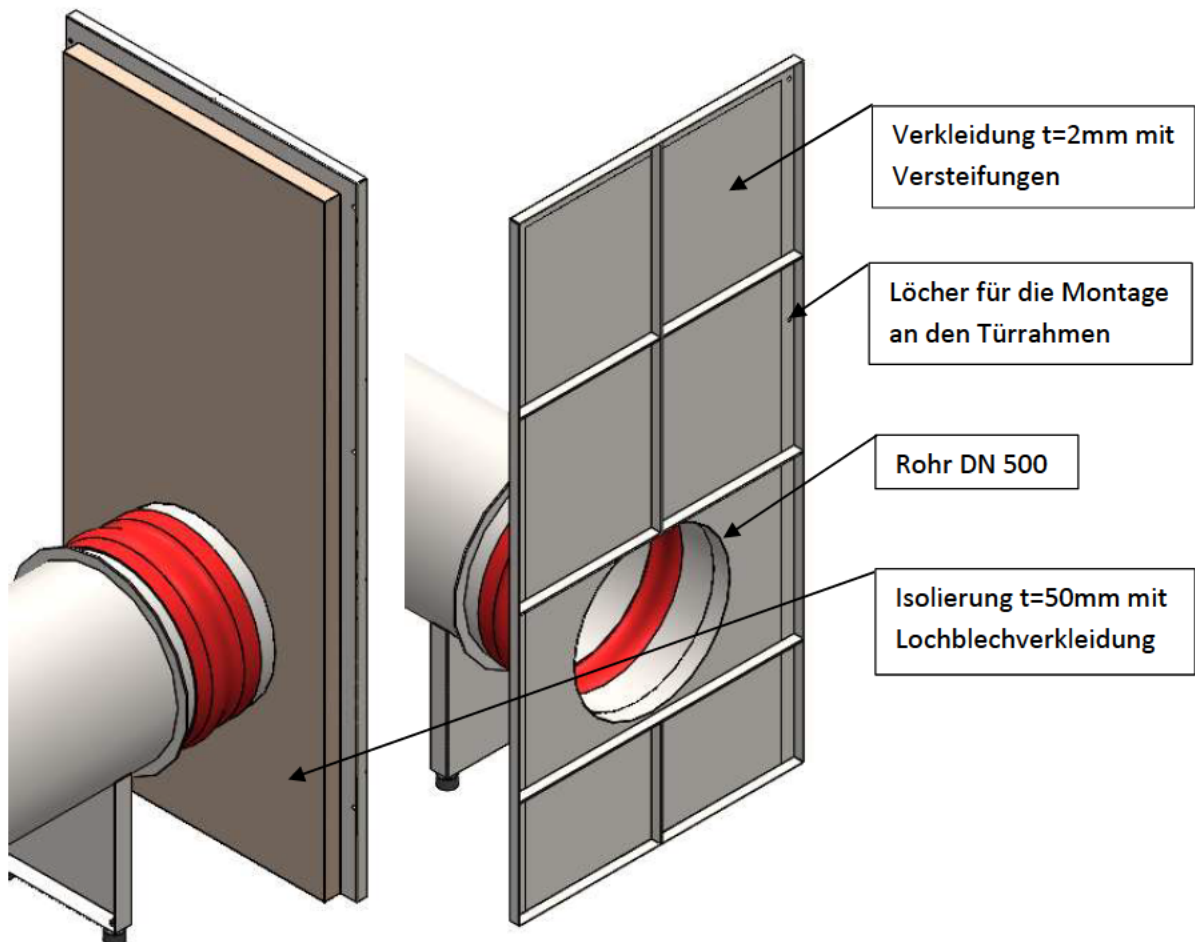


Abbildung 39 Türverkleidung (Quelle: Eigene Darstellung)

Für den Austritt der Rohrleitung in das Freie wird eine Türe aufgehängt und eine Verkleidung für die Türöffnung mit Rohraustritt gefertigt. Die Türverkleidung wird ebenfalls aus 2mm Blech gefertigt und mit Flachstahl versteift, sodass alle unversteiften Flächen kleiner als  $0,25\text{m}^2$  sind. Die Verkleidung wird an den Rahmen der Türe geschraubt und mittels Moosgummidichtung abgedichtet. An die Verkleidung wird 50mm Mineralwolle angebracht, die von einem Lochblech ummantelt wird. Die Mineralwolle sorgt für zusätzliche Dämmung, dass weniger Schall über die Türverkleidung zu den Messpunkten durchdringen kann.



## 6.2.6 Testkulissen

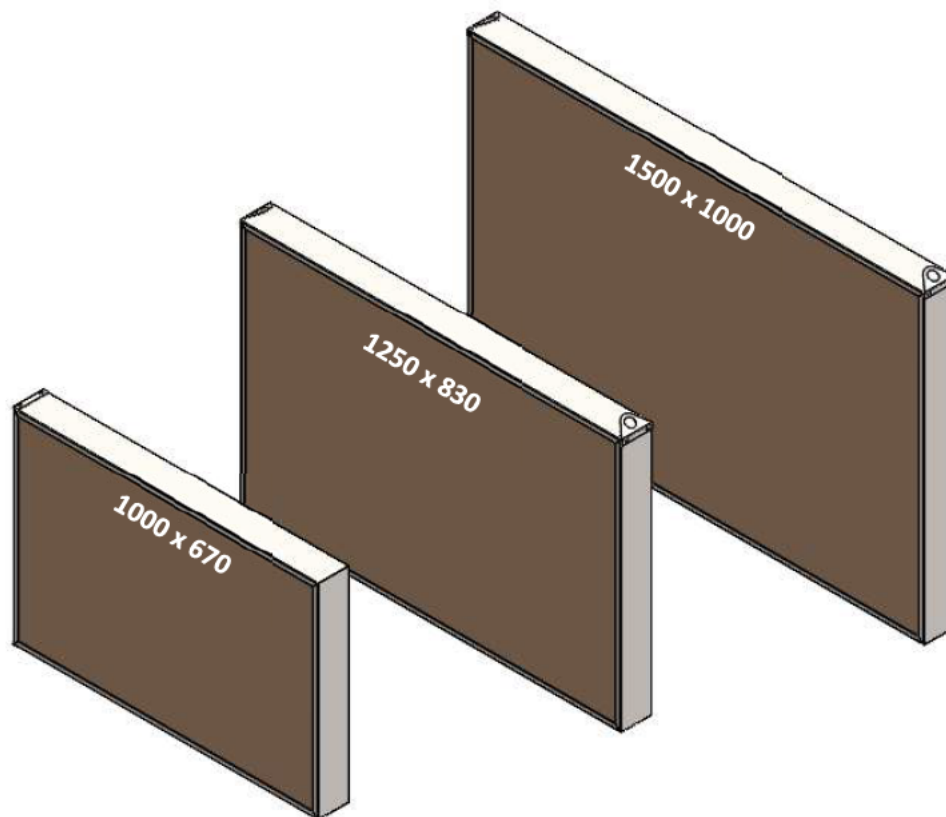


Abbildung 40 Testkulissen (Quelle: Eigene Darstellung)

Die Testkulissen werden in drei unterschiedlichen Größen gebaut. Die Seitenverhältnisse betragen hierbei immer 1:1,5 und die Kulissendicke ist immer mit 100mm ausgeführt. Die Größe der Kulissee ist folgendermaßen abgestuft: 1500x1000; 1250x830; 1000x670. Für jede Kulissee stehen vier unterschiedliche Resonatorplatten zur Verfügung, die ausgetauscht werden können. Aluminium in 1mm und 2mm sowie Edelstahl (1.4571) in 1,5mm und 2mm. Somit ergeben sich 12 unterschiedliche Kombinationen, die im Rahmen dieser Arbeit getestet werden sollen.

Die Rahmenecken werden schraubbar ausgeführt, sodass die Resonatorplatten gewechselt werden können.

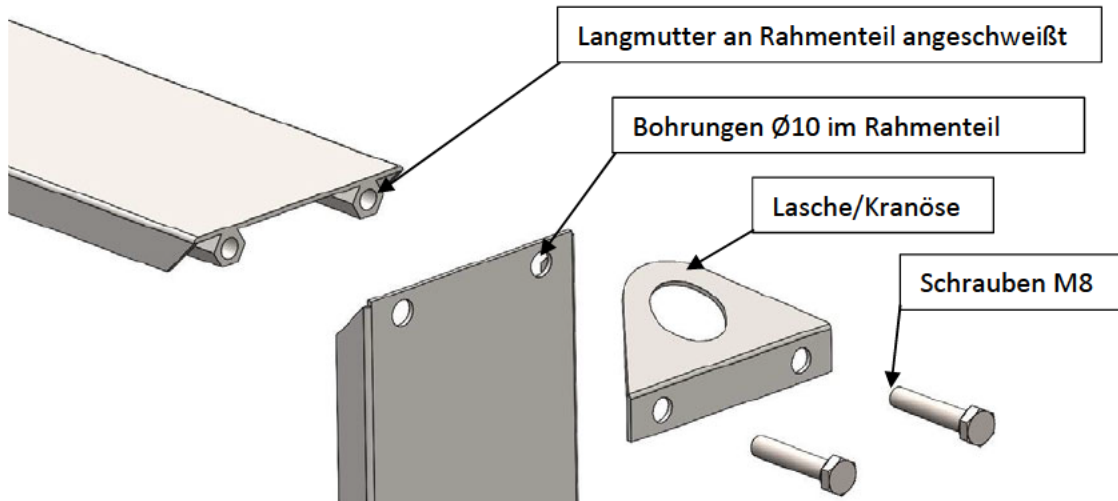


Abbildung 41 Explosionsansicht Rahmenecke (Quelle: Eigene Darstellung)

## 6.2.7 Anforderungen Messgeräte

Die folgenden Anforderungen an die Messgeräte werden sowohl in der DIN EN ISO 11691 als auch in der DIN EN ISO 3744 gefordert:

„Die Messgeräte einschließlich Mikrofon und Kabel müssen den Anforderungen an ein Messgerät der Klasse 1 nach IEC 61672-1 entsprechen. Filter müssen die Anforderungen an ein Messgerät der Klasse 1 nach IEC 61260-1 erfüllen.

Vor und nach jeder Messreihe muss die Kalibrierung des gesamten Messsystems mittels eines am Mikrofon angebrachten Schallkalibrators der Klasse 1 nach IEC 60942 mit einer höchstzulässigen Fehlergrenze von  $\pm 0,3$  dB für eine oder mehrere Frequenzen im interessierenden Bereich überprüft werden.“ (DIN EN ISO 11691: 8)

Um diese Anforderungen zu erfüllen, wurde von der Firma ALS GmbH das Messgerät „XL2“ der Firma „NTi Audio“ erworben. Das Klasse 1 Messgerät erfüllt alle geforderten Normen. Als Messmikrofon kommt das zertifizierte Messmikrofon „M2230“ mit Metallmembran für Messungen nach IEC 61672 ebenfalls von der Firma „NTi“ zum Einsatz.

Messmikrofon und Messgerät werden über ein 5m langes Kabel verbunden. So können Reflexionen vom Bediener vermindert werden.

Das Mikrofon ist ein zertifiziertes Klasse 1 Messmikrofon mit Metallmembran nach IEC 61672. Es ist ein Kondensator Freifeldmikrofon mit Dauerpolarisation (Omnidirektional). Die Mikrofonkapsel (1/2“) ist abnehmbar mit Gewinde.



Abbildung 42 Messgerät und Messmikrofon der Firma NTi (Quelle: NTi Audio)

Zur Kalibrierung des Messsystems kommt ein Klasse 1 Schallkalibrator ebenfalls von der Firma NTi zum Einsatz.



Abbildung 43 Klasse 1 Schallkalibrator der Firma NTi (Quelle: NTi Audio)

## 7 Messung

Insgesamt gibt es 12 Variationen an Kulissen, die im Umfang dieser Arbeit zu messen sind. Anhand der Messwerte sollen die  $\alpha$ -Werte bestimmt werden, die bei einer bestimmten Platte zu erwarten sind. Auf Grundlage dieser  $\alpha$ -Werte soll in Zukunft die Auslegung der Resonatoren erfolgen.

Nach Auswertung der Messungen, können mithilfe der Messwerte und der pieningschen Formel die  $\alpha$ -Werte für ein Terzspektrum bestimmt werden.

Vielleicht lassen sich algebraische Muster bilden, mit deren Hilfe man in Zukunft auch Platten mit unterschiedlichen Größen auslegen kann.

In die pieningsche Formel geht die freie Strömungsfläche  $S$  sowie die Resonatoroberfläche ( $L * U$ ) ein.  $D$  ist die gemessene Einfügungsdämpfung.

$$D = 1,5 * \alpha * \frac{U}{S} * L$$

*Formel 19 Piening Formel (Quelle: Brandstät 1997: 1)*

$$\alpha = \frac{D * S}{1,5 * U * L}$$

Mit dieser Formel kann für jede Plattengröße die Dämpfung ermittelt werden.

Interessant wäre, ob es bestimmte Eigenschwingformen der Platte gibt, bei denen die Platte stärker schwingt und somit Energie dissipiert.

### 7.1 Messunsicherheit

Die DIN EN ISO 11691 gibt eine Vergleichsstandardabweichung  $\sigma_{RI}$  des Einfügungsdämpfungsmaßes für unterschiedliche Terzbandmittenfrequenzen vor. „Sofern keine weiteren Erkenntnisse vorliegen, ist die erweiterte Messunsicherheit für eine angegebene Überdeckungswahrscheinlichkeit von 95% nach ISO/ IEC Guide 98-3[7], falls gewünscht, im Prüfbericht als zweifache Vergleichsstandardabweichung anzugeben.“ (DIN EN ISO 11691: 12)

Tabelle 1 — Geschätzte Vergleichstandardabweichung

Terzbandmittenfrequenzen Hz	Vergleichstandardabweichung $\sigma_{Ri}$ des Einfügungsdämpfungsmaßes dB
50 bis 100	1,5
125 bis 500	1
630 bis 1 250	2
1 600 bis 10 000	3

Tabelle 6 Vergleichsstandardabweichung des Einfügungsdämpfungsmaßes (Quelle: DIN EN ISO 11691:12)

## 7.2 Messbericht

In den folgenden Punkten werden die Angaben gemacht, welche nach DIN EN 11691 im Prüfbericht enthalten sein müssen.

### 7.2.1 Art des Schalldämpfers und sein Verwendungszweck

Im Rahmen dieser Arbeit werden 12 unterschiedliche Plattenresonatoren, die sich in Größe und Material der Platten unterscheiden, getestet. Die Plattenresonatoren dienen als Prototypen, um erste Messergebnisse zu erhalten.

### 7.2.2 Maße und Eintrittsquerschnitt

Das Schalldämpfergehäuse hat einen freien Querschnitt von 0,53 m<sup>2</sup> (1,05m x 0,5m), ohne Kulissen. Je nachdem, welche der drei unterschiedlichen Größen zum Einsatz kommt, verändert sich der Ein- und Austrittsquerschnitt. Bei den Kulissen (1500x1000) und (1000x670) ist der Querschnitt 0,43m<sup>2</sup> groß, bei der Kulisse mit (1250x830) ist der Querschnitt 0,44m<sup>2</sup> groß.

### 7.2.3 Gesamtmaße und Gesamtgewicht des Schalldämpfers.

Das Schalldämpfergehäuse hat eine Größe von 1,5m x 1,05m x 0,5m. Am Gehäuse schließen zwei Übergänge (eckig – rund) an. Mit Übergängen hat das Gehäuse ein Gewicht von ca. 110 kg. Hinzu kommt die jeweilige Konfiguration der Testkulisse.

Kulissen Gewicht		Alu		V4A	
Länge	Breite	1 mm	2 mm	1,5 mm	2 mm
1,50 m	1,00 m	34,5 kg	42,6 kg	61,7 kg	73,5 kg
1,25 m	0,83 m	25,9 kg	31,5 kg	44,7 kg	52,9 kg
1,00 m	0,67 m	18,6 kg	22,2 kg	30,8 kg	36,0 kg

Tabelle 7 Kulissen Gewicht (Quelle: Eigene Darstellung)

## 7.2.4 Dicke, Abstand und Oberfläche der Kulissen

Im Umfang dieser Arbeit werden immer Kulissen mit einer Kulissendicke von 100mm verwendet. Die Oberflächen der Kulissen aus Aluminium- und Edelstahlplatten sind unbehandelt. Der Abstand zwischen Wandung und Kulissee beträgt immer 200mm.

## 7.2.5 Bauparameter

Die Stopfdichte der Mineralwolle wird bei den Aluminiumresonatoren so gewählt, wie es bei der Firma ALS auch bei gewöhnlichen Absorptionskulissen der Fall ist. Hierbei ist das Verhältnis vom Volumen der Mineralwolle zum Raumvolumen der Kulissee im Bereich von 1,1 bis 1,15. Bei den weiteren Messungen mit den Edelstahlresonatoren wurde die Stopfdichte variiert, so dass die Auswirkungen unterschiedlicher Stopfungen ersichtlich werden.

## 7.2.6 Beschreibung der Messanordnung

18.08.2022; 18:00- 20:00Uhr bzw. 19.08.2022; 18:00- 20:00Uhr;

Verwendete Normen: DIN EN ISO 11691:2020; DIN EN ISO 3744:2010

Die Messergebnisse wurden in weitgehender Übereinstimmung mit den genannten Normen erstellt. Bei der Anwendung der DIN EN ISO 3744 wurde lediglich die Anzahl der Messpunkte reduziert, da es sich bei den Prüfobjekten nicht um fertige Produkte handelt, sondern um Prototypen, die mit Messreihen in kleinerem Umfang auf ihr Verhalten getestet werden sollen. Erst wenn ein fertiges Produkt, das in den Verkauf gehen soll, getestet wird, ist ein Messergebnis in vollständiger Übereinstimmung mit den genannten Normen erforderlich. Der Messaufbau entspricht den beschriebenen Details von Punkt 6.

Der Prüfstand wurde wie beschrieben in der Lagerhalle aufgebaut.



Abbildung 44 Aufgebauter Prüfstand Vorderseite mit Testkulissen ( Quelle: ALS GmbH)



Abbildung 45 Prüfstand Rückseite (Quelle: ALS GmbH)

Der Lautsprecher wurde in den Kanal eingebaut, wobei extra eine zusätzliche Moosgummidichtung zwischen Lautsprecher und Kanal eingeklemmt wurde, so dass die Körperschallübertragung minimiert wird. Die Öffnung für die Kabel wurde ebenfalls mit Moosgummi abgedichtet.





Abbildung 46 Lautsprecher im Testkanal ( Quelle: ALS GmbH)

Die Kulissen wurden mit einem Gabelstapler in das Gehäuse gehoben.



Abbildung 47 Einbringung der Kulissen mit Gabelstapler ( Quelle: ALS GmbH)

Die Kulissen werden mit zwei U-Profilen in dem Gehäuse befestigt. Es ist darauf zu achten, dass die Druckkraft auf die Kulisse gering ist, so dass der Rahmen nicht auf die Resonatorplatte drückt und somit die Lagerung der Platte beeinflusst.





Abbildung 48 Kulisse im Prüfstand (Quelle: ALS GmbH)

Draußen wurde das Messmikrofon mit einem Messradius von 3m aufgestellt.



Abbildung 49 Messmikrofon am Prüfstand (Quelle: ALS GmbH)

Die Messungen wurden jeweils am 18.08. bzw. am 19.08. ab 18:00 Uhr durchgeführt. Da zu diesem Zeitpunkt keinerlei Tätigkeiten auf dem Betriebsgelände ausgeführt wurden, konnte die Messung ohne störenden Lärm durchgeführt werden. Weil das Betriebsgelände abgelegen von großen Straßen ruhig liegt, waren während der Messungen Nebengeräusche mit einem Schalldruckpegel am Mikrofon von maximal  $L_{Zeq} = 40,7$  dB aufgetreten. Somit konnte die Forderung der DIN EN 11691 erfüllt werden, dass die Nebengeräusche mindestens 6 dB, besser 15 dB geringer sein sollen als die zu messende Schallquelle.

Leider wurde bei der Messung am 18.08 übersehen, dass ein Lautstärkeregler am PC, der das weiße Rauschen ausgegeben hat, nicht auf das Maximum eingestellt war. Insofern hatten die Messungen an den beiden Tagen einen geringfügig unterschiedlichen Quellenpegel. Nichtsdestotrotz wurde stets die Mindestanforderung nach 6dB Pegelunterschied eingehalten.

Messung ohne SD 18.08																												
Band [Hz]	25.0	44712.0	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
LZeq	47.8	47.2	62.0	69.7	72.0	73.3	76.9	74.7	75.0	76.0	73.3	67.5	71.4	75.2	76.3	72.7	74.1	72.3	72.5	72.8	69.5	69.8	63.3	63.0	49.6	44.5	39.5	
Messung ohne SD 19.08																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
LZeq	52.3	51.8	64.4	70.7	72.8	74.8	78.2	75.4	75.6	76.7	73.9	67.2	73.0	76.0	77.8	74.8	74.9	73.7	73.0	72.4	70.6	70.5	63.6	59.5	52.0	44.8	40.6	
Messung ohne Quelle																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
LZeq	36.4	35.3	39.2	37.6	37.6	38.9	40.7	37.6	37.7	39.9	34.8	32.5	33.1	26.7	26.9	23.3	21.1	20.4	20.7	25.0	24.4	18.8	17.7	17.0	15.6	13.5	11.8	
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]	[dB]
Delta min	11.4	11.9	22.8	32.1	34.4	34.4	36.2	37.1	37.3	36.1	38.5	35.0	38.3	48.5	49.4	49.4	53.0	51.9	51.8	47.8	45.1	51.0	45.6	44.0	34.0	31.0	27.7	

Tabelle 8 Ruhegeräusch ( Alle Messwerte und Tabellen sind im Anhang enthalten) (Quelle: Eigene Darstellung)

Vor und nach jeder Messreihe wurde eine Kalibrierung des Systems durchgeführt, wobei die Grenzwerte von maximal 0,3 dB Abweichung stets eingehalten werden konnten.

## 8 Messergebnisse

### 8.1 Auswertung Messung Resonator „Aluminium“

Am 18.08.2022 wurden alle sechs Resonator Konfigurationen mit Aluminium als Resonatorplatte gemessen. Die Stopfdichte entspricht hierbei der Standard Bauart von Kulissen bei der Firma ALS, die rechnerisch bei 1,1 liegt. Ziel ist es hierbei zu testen, wie sich die gewöhnliche Bauart der Kulissen von der ALS GmbH als Resonatoren verhalten.

Im Folgenden Diagramm sind die gemessenen  $\alpha$ -Werte der Resonatoren mit 1mm Aluminium Platten über das Terzspektrum aufgetragen.

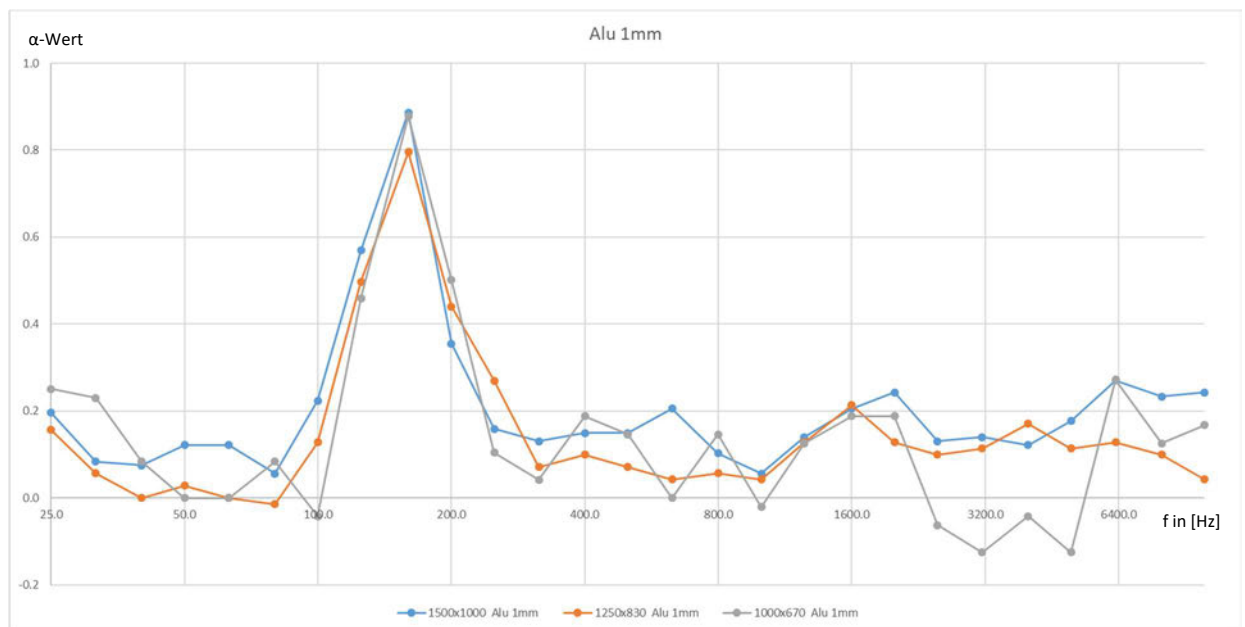


Abbildung 50  $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 1mm Alu Blech (Quelle: Eigene Darstellung)

Es ist die Dämpfung aus der Masse-Feder Frequenz bei 160 Hz deutlich zu erkennen, bei der alle drei Plattengrößen einen  $\alpha$ -Wert von über 0,8 erreichen. Damit kann man das Elastizitätsmodul der gestopften Mineralwolle bestimmen. Mit dieser Größe kann in Zukunft die Masse-Feder-Frequenz von Plattenresonatoren, die bei ALS gebaut werden, ermittelt werden.

$$f_r = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{E_{Luft}}{m''_{Platte} * d}} \Rightarrow E_{Mineralwolle} = (f_r * 2\pi)^2 * m''_{Platte} * d$$

$$E_{\text{Mineralwolle}} = (160\text{Hz} * 2\pi)^2 * 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,1\text{m} = 273 * 10^6 \text{N/m}^2$$

*Formel 20 Berechnung des E-Moduls der Mineralwolle aus der Resonanzfrequenz*

Dieser Wert ist natürlich nur bedingt genau, da die abgelesene Frequenz aus der Terzanalyse entsprechend ungenau ist.

Bei den Messwerten der kleinsten Platte ist zu erkennen, dass die Werte volatil sind und teilweise sogar einen negativen Wert liefern, was bedeuten würde, dass hier sogar Schall erzeugt wird. Das ist mit der Prüfstandsgeometrie zu erklären, die insbesondere für die kleinste Platte im Grunde zu groß gewählt ist. Das Verhältnis in der pieningschen Formel zwischen Strömungsquerschnitt  $S$  und der Resonatoroberfläche ( $U \cdot L$ ) wird hierbei zu groß, sodass auch schon kleine Messabweichungen große Auswirkungen haben und teilweise negative Werte liefern. Insofern hätten bei den Kulissenabmessungen 1000x670 mehr Kulissen oder ein kleineres Gehäuse zum Einsatz kommen müssen. Das Gehäuse wurde allerdings so ausgelegt, dass auch zwei Kulissen parallel Platz finden können, so dass der Prüfstand für eine Vielzahl von Variationen zu verwenden ist. Insofern wäre im Rahmen dieser Arbeit, wo nur einzelne Kulissen getestet wurden ein schmaleres Gehäuse besser gewesen. Je größer nämlich das Verhältnis zwischen Dämpfung des Schalldämpfers im Prüfstand und der Vergleichsstandardabweichung des Messwertes ist, umso exakter lässt sich der  $\alpha$ -Wert bestimmen.

Unabhängig davon lässt sich leider der gewünschte Effekt, wonach die Eigenschwingformen der Platte zusätzliche Dämpfung, insbesondere im tieffrequenten Bereich generieren, nicht genau feststellen. Der  $\alpha$ -Wert im tieffrequenten Bereich ist bei allen drei Plattengrößen nur sehr gering. Eine breitbandige tieffrequente Dämpfung ist nicht zu erkennen.

Ein ähnliches Verhalten wie bei der Resonatorplatte aus 1mm-Blech, ist auch bei der Resonatorplatte mit 2 mm Stärke zu erkennen.

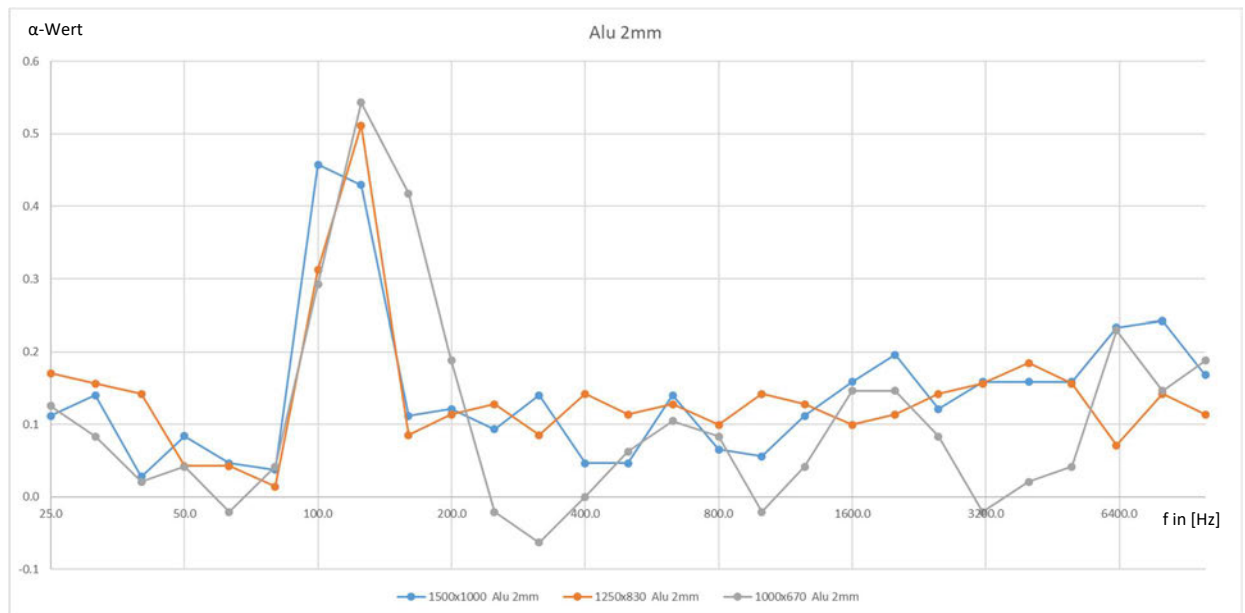


Abbildung 51  $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 2mm Alu Blech (Quelle: Eigene Darstellung)

Die größte Dämpfung wird bei den kleineren Platten bei 125 Hz erreicht, mit einem  $\alpha$ -Wert von über 0,5. Die maximale Dämpfung der großen Platte (1500x1000) wird bei 100 Hz erreicht, wobei die Dämpfung auch bei 125 Hz noch relativ hoch ist. Diese Frequenzen entsprechen wiederum der Masse-Feder Frequenz des Systems. Berechnet man hier das E-Modul der Mineralwolle kommt man auf ähnliche Größenordnungen wie bei der 1mm Platte.

$$E_{\text{Mineralwolle}} = (100\text{Hz} * 2\pi)^2 * 5400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,1\text{m} = 213 * 10^6 \text{N/m}^2$$

$$E_{\text{Mineralwolle}} = (125\text{Hz} * 2\pi)^2 * 5400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,1\text{m} = 333 * 10^6 \text{N/m}^2$$

Formel 21 Berechnung des E-Moduls der Mineralwolle aus der Resonanzfrequenz

Ebenso wie bei den 1mm Platten ist auch hier die Volatilität der kleinsten Platte groß, was auf dem selben Effekt beruht.

Die geringere Dämpfung in der Masse-Feder-Frequenz im Vergleich zur 1mm Platte lässt sich mit der größeren Masse der Platte erklären. Die größere Massenträgheit der Platte setzt der Schwingung einen erhöhten Widerstand entgegen. „Eine Vergrößerung des Widerstandes setzt nämlich auch die Schwingamplitude und die Schnellen herab, so dass weniger Energie in Wärme umgewandelt werden kann“ (SINAMBARI 2014: 330)

## 8.2 Auswertung Messung Resonator „Edelstahl“

Nachdem die Aluminium-Resonatoren keine relevanten Dämpfungen im tieffrequenten Bereich erzeugt haben, hat man sich nun bei den Edelstahlresonatoren dazu entschieden, unterschiedliche Stopfdichten als üblich zu verwenden. Insofern hat man bei dem 1,5mm Edelstahl Blech eine Stopfdichte von 1 gewählt und bei dem 2 mm Blech eine Stopfdichte von 1,28. Die sehr lockere Stopfdichte könnte dazu beitragen, dass die Platten besser in ihren Eigenfrequenzen anregbar sind und damit breitbandiger wirken. Im Umkehrschluss soll bei den 2mm Platten ermittelt werden, inwiefern sich sehr große Stopfdichten auf das Verhalten auswirken.

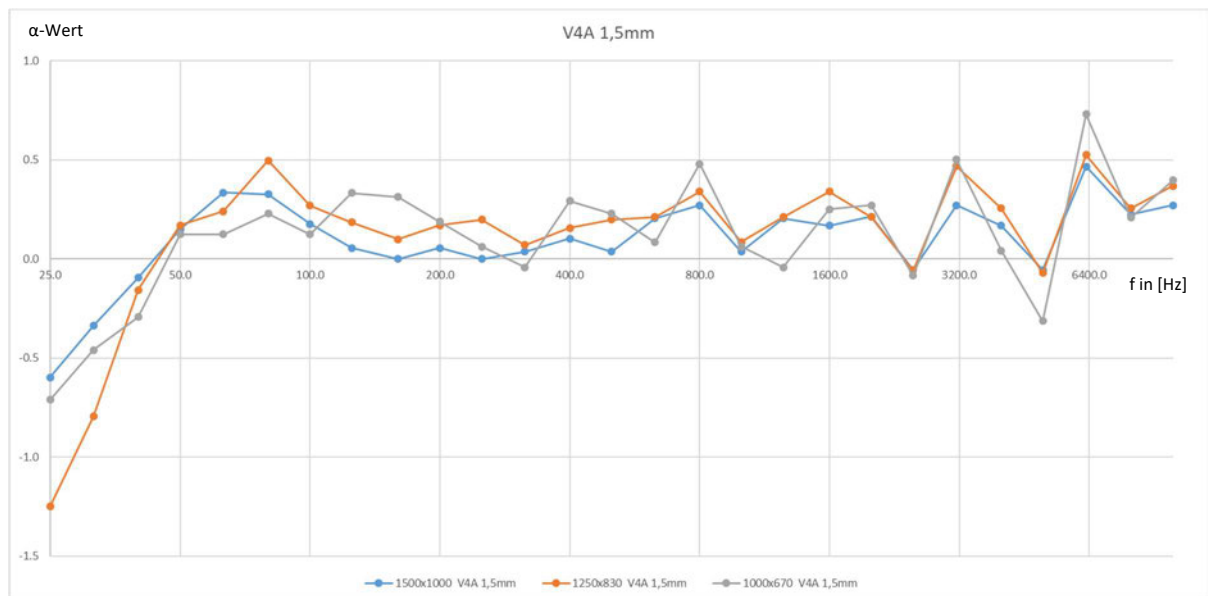


Abbildung 52  $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 1,5mm V4A Blech (Quelle: Eigene Darstellung)

Die Auswirkungen der geringen Stopfdichte waren bei der Messung deutlich hörbar. Bei den tiefen Frequenzen kamen Anteile hinzu. Anscheinend wurde das Blech in den tiefen Frequenzen zwar wie gewünscht stark zum Mitschwingen angeregt, allerdings kann die Mineralwolle bei derart geringen Stopfdichten diese Schwingungen nicht mehr dämpfen, wodurch das Blech als zusätzliche Schallquelle fungiert. Es lässt sich also feststellen, dass Stopfdichten die im Bereich von 1 sind, für diese Bauart von Resonatoren unbrauchbar sind. Dennoch lässt sich auch hierbei die Masse-Feder Frequenz des Systems im Bereich von 63 bis 80 Hz im geringen Maße feststellen.

Die Stopfdichte bei der Resonatorplatte aus 2 mm Edelstahl ist hingegen mit 1,28 hoch angesetzt. Hierbei ist wiederum deutlich die Masse Feder Frequenz des Systems bei 63 Hz zu erkennen. Die Dämpfung im tieffrequenten Bereich ist wiederum gering und nichts deutet auf das Mitschwingen der Platte in ihren Eigenfrequenzen hin. Interessant ist auch, dass ab 800 Hz alle weiteren Oktaven ein Maximum an Dämpfung aufweisen.

Woher dieser Effekt rührt, kann nicht beantwortet werden. Mit den Eigenfrequenzen kann der Effekt eigentlich nichts zu tun haben, da ja die unterschiedlichen Plattengrößen unterschiedliche Eigenfrequenzen der Eigenschwingformen aufweisen. Positiv ist hier jedoch die anscheinend breitbandige Wirkung der kleinen Platte (1000x670), welche im Bereich von 100 bis 200 Hz auftritt. Hier könnte die Möglichkeit bestehen, dass in diesem Bereich Eigenschwingformen der Platte auftreten.

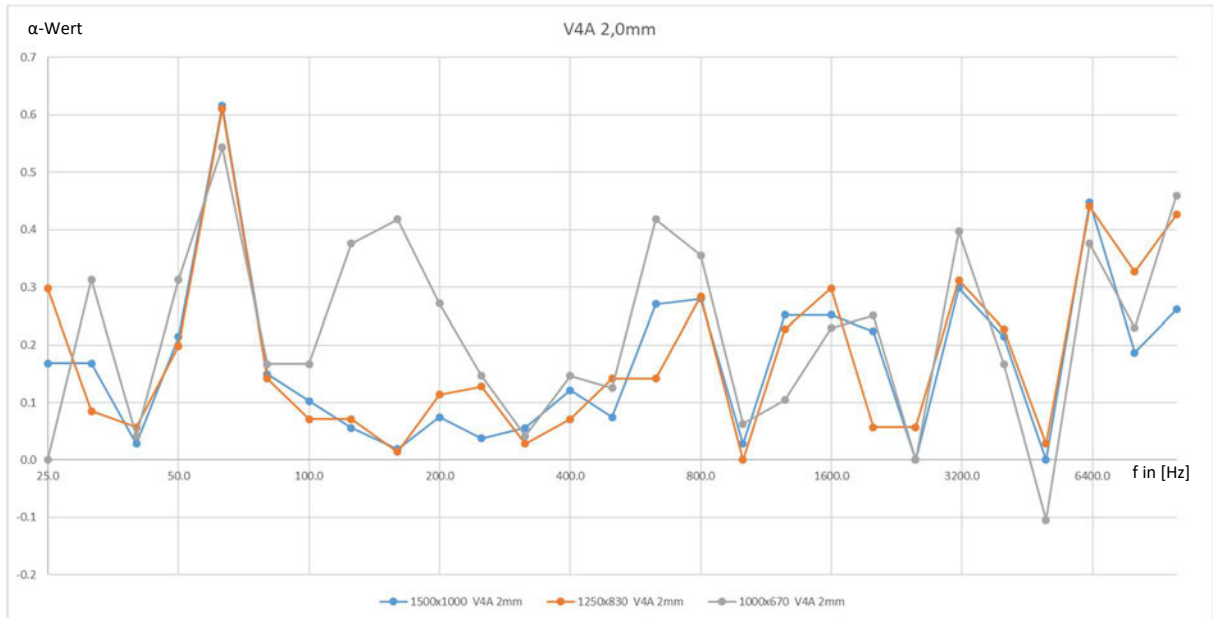


Abbildung 53  $\alpha$ -Wert der Resonatoren mit 2mm V4A Blech (Quelle: Eigene Darstellung)



## 9 Fazit

Die getesteten Resonatoren fungieren als gute Plattenresonatoren, welche in ihrer Masse-Feder-Frequenz  $\alpha$ -Werte von bis zu 0.8 erreichen. „Ein solcher sehr universell einsetzbarer Akustikbaustein (Verbundplattenresonator) nach Fuchs et al. (1996) verwirklicht – als ersten wichtigen Wirkungsmechanismus – den Masse-Feder Resonator nach Abschn. 5.1 auf geradezu ideale Weise“ (FUCHS 2017: 60). Diese Aussage von Fuchs kann mit den erprobten Resonatoren in jedem Fall bestätigt werden. Jeder getestete Resonator hat einen deutlichen Zuwachs der Dämpfung in der Masse-Feder-Frequenz. Sogar die Resonatoren, bei denen die Stopfdichte zu gering ausgeführt wurde, erreichen einen Zuwachs der Dämpfung in deren Masse-Feder-Frequenzen.

Die Erwartungen bezüglich der zusätzlichen Dämpfung über die Schwingung der Eigenfrequenzen der Platten wurden leider nicht erfüllt. Es wurde angenommen, dass durch die weiche Dichtung, die zwischen Rahmen und Resonatorplatte eingebracht wurde, „die Platte ohne Fesselung an einen vorgegebenen Rahmen in allen ihr selbst eigenen Moden frei schwingen kann.“ (FUCHS 2017: 60). Der somit entstandene breitbandige Resonator könnte dann jede beliebige Eigenfrequenz der Platte dämpfen und dem Schallfeld Energie entziehen. Fuchs beschreibt hierzu eine Platte, die auf einem Holzrahmen aufliegt „Die Platte kann offenbar, trotz der allerdings relativ weichen Auflage, bis in die Randbereiche sehr gut schwingen.“ (FUCHS 2017: 60) Insofern hätte man annehmen können, dass die Platten der Versuchsanordnung mit der Dichtung am Randbereich ebenfalls über eine weiche Auflage verfügen, und so bis in die Randbereiche sehr gut schwingen können. Es ist sogar möglich, dass die geringen  $\alpha$ -Werte der Resonatoren im Bereich von 0,1 bis 0,2 jenseits der Masse-Feder-Frequenz von eben diesem Effekt herrühren. Allerdings würde dieser Effekt deutlich unter den Erwartungen liegen, insbesondere bei den tiefen Frequenzen.

Die von Fuchs beschriebenen Verbundplattenresonatoren in einem Kamin erreichen  $\alpha$ -Werte von über 0,25 bei 31,5 Hz und 0,45 bei 63 Hz. (vgl. FUCHS 2017: 165). Derart hohe  $\alpha$ -Werte konnten mit den getesteten Resonatoren nicht erreicht werden.

Ein Effekt der sich negativ auf die Messung der tiefen Frequenz ausgewirkt haben könnte, ist die Geometrie des Prüfstandes. Es wurde angenommen, dass die Eigenschaft des Gehäuses als  $\lambda/4$ -Resonator keinen Einfluss auf die Messung hat. Jedoch ist die mögliche Dämpfungswirkung des Gehäuses ohne Kulissee größer als mit Kulissee, da die Wirksamkeit eines  $\lambda/4$ -Resonator mit der Kammergröße steigt. Bei der Messung mit Kulissee ist die Kammer kleiner und erzeugt somit weniger Dämpfung, gleichzeitig erzeugt der Plattenresonator nun Dämpfung. Wenn sich diese beiden Effekte aufheben, könnte

---

man in den Messergebnissen keinerlei Dämpfung bei den Plattenresonatoren feststellen, obwohl sie eigentlich vorhanden ist. Demnach könnte die erzielte Dämpfung der Verbundplattenresonatoren bei tiefen Frequenzen größer sein als die Messwerte vermuten lassen. Deshalb müssten die Messungen noch einmal in einem durchgehend eckigen Kanal durchgeführt werden, um hier eine Aussage treffen zu können in wie weit dieser Effekt die Messergebnisse beeinflusst hat.

Dann kann auch in weiteren Testreihen außerhalb dieser Arbeit versucht werden, mit anderen Randbedingungen der Plattenlagerung, die Dämpfung auch außerhalb der Masse-Feder-Frequenz zu erhöhen.

---

## Literaturverzeichnis

SINAMBARI, R. (2014) Ingenieurakustik \_ Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele 5.Auflage. Wiesbaden: Springer Verlag

FUCHS, H. (2017) Raum-Akustik und Lärm-Minderung Konzepte mit innovativen Schallabsorbern und –dämpfern 4. Auflage. Berlin: Springer Verlag

BRANDSTÄTT, P: FUCHS, H.(1997) Die Piening-Formel für Schalldämpfer wurde erweitert. Fraunhofer-Institut für Bauphysik

ECKOLDT, D: KRÄMER, M: HADDER, C: HEMSING,J: (2004) Eckiger Innenzug im Schornstein als Schalldämpfer für den gesamten Frequenzbereich. Fraunhofer-Institut für Bauphysik

HANISCH, R: KRÄMER, M: RAMBAUSEK, N: BRANDSTÄTT, P: (2004) Plattenresonatoren und Streifenabsorber als Schalldämpfer für tiefe und mittlere Frequenzen. Fraunhofer-Institut für Bauphysik

AED (2018) Anlage zum praktischen Teil des Seminars “Optimieren von Schallabsorbern und Schalldämpfern“. Dresden: Acoustic Engineering Dresden.

AED (2018) Auslegung von Schallabsorbern und Schalldämpfern. Dresden: Acoustic Engineering Dresden.

DIN EN ISO 11691 (2020) Akustik-Messung des Einfügungsdämpfungsmaßes von Schalldämpfern in Kanälen ohne Strömung-Laborverfahren der Genauigkeitsklasse 3

DIN EN ISO 3744 (2011) Akustik-Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen- Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene.

DIN EN ISO 7235 (2010) Akustik-Labormessungen an Schalldämpfern in Kanälen-Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch und Gesamtdruckverlust

DIN EN ISO 11820 (1997) Messungen an Schalldämpfern im Einsatzfall

DIN EN ISO 3741 (2011) Akustik-Bestimmung der Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen – Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1

# Anlagen

Messung ohne SD 18.08																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
LZeq	47.8	47.2	62.0	49.7	72.0	73.3	76.9	74.7	75.0	76.0	73.3	67.5	71.4	75.2	76.3	72.7	74.1	72.3	72.5	72.8	69.5	69.8	63.3	61.0	49.6	44.5	39.5	
Messung ohne SD 19.08																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
LZeq	52.3	51.8	64.4	70.7	72.8	74.8	78.2	75.4	75.6	76.7	73.9	67.2	79.0	76.0	77.8	74.8	74.9	73.7	73.0	72.4	70.5	70.5	63.6	59.5	52.0	44.8	40.9	
Messung ohne Quelle																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
LZeq	36.4	35.3	39.2	37.6	37.6	38.9	40.7	37.6	37.7	39.9	34.8	32.5	33.1	26.7	26.9	23.3	21.1	20.4	20.7	25.0	24.4	18.8	17.7	17.0	15.6	13.5	11.8	
Delta,min	11.4	11.9	22.8	32.1	34.4	34.4	36.2	37.1	37.3	36.1	36.5	35.0	38.3	48.5	49.4	49.4	53.0	51.9	51.8	47.8	45.1	51.0	45.6	44.0	34.0	31.0	27.7	

Tabelle 9 Messergebnisse (Quelle: Eigene Darstellung)

Messung Kulisse: 1500x1000																												
Material: Alu 1mm																												
L = 1.50 m																												
S = 0.42 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	45.7	46.3	61.2	68.4	70.7	72.7	74.5	68.6	65.5	72.2	71.6	66.1	69.8	73.6	74.1	71.6	73.5	70.8	70.3	70.2	68.1	68.3	62.0	59.1	46.7	42.0	36.9	
Dämpfung	2.1	0.9	0.8	1.3	1.3	0.6	2.4	6.1	9.5	3.8	1.7	1.4	1.6	1.6	2.2	1.1	0.6	1.5	2.2	2.6	1.4	1.5	1.3	1.9	2.9	2.5	2.6	
α-Wert	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.6	0.9	0.4	0.2	0.1	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	0.2	0.2	
Messung Kulisse: 1250x830																												
Material: Alu 1mm																												
L = 1.25 m																												
S = 0.44 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	46.7	46.8	62.0	69.5	72.0	73.4	76.0	71.2	69.4	72.9	71.4	67.0	70.7	74.7	76.0	72.3	73.8	71.4	71.0	71.9	68.8	69.0	62.1	60.2	48.7	43.8	39.2	
Dämpfung	1.1	0.4	0.0	0.2	0.0	-0.1	0.9	3.5	5.6	3.1	1.9	0.5	0.7	0.5	0.3	0.4	0.3	0.9	1.5	0.9	0.7	0.8	1.2	0.8	0.9	0.7	0.3	
α-Wert	0.2	0.1	0.0	0.0	0.0	0.1	0.5	0.8	0.8	0.4	0.3	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.0	
Messung Kulisse: 1000x670																												
Material: Alu 1mm																												
L = 0.67 m																												
S = 0.42 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	46.6	46.1	63.6	69.7	72.0	72.9	77.1	72.5	70.8	73.6	72.8	67.3	70.5	74.5	76.3	72.0	74.2	71.7	71.6	71.9	69.8	70.4	63.5	61.6	48.3	43.9	38.7	
Dämpfung	1.2	1.1	0.4	0.0	0.0	0.4	-0.2	2.2	4.2	2.4	0.5	0.2	0.9	0.7	0.0	0.7	-0.1	0.6	0.9	0.9	-0.3	-0.6	-0.2	-0.6	1.3	0.6	0.8	
α-Wert	0.3	0.2	0.1	0.0	0.0	0.1	0.0	0.5	0.9	0.5	0.1	0.0	0.2	0.1	0.0	0.1	0.0	0.1	0.2	0.2	0.2	-0.1	0.0	-0.1	0.3	0.1	0.2	
Messung Kulisse: 1500x1000																												
Material: Alu 2mm																												
L = 1.50 m																												
S = 0.42 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	46.6	45.7	61.7	68.8	71.5	72.9	72.0	70.1	73.8	74.7	72.3	66.0	70.9	74.7	74.8	72.0	73.5	71.1	70.8	70.7	68.2	68.1	61.6	59.3	47.1	41.9	37.7	
Dämpfung	1.2	1.5	0.3	0.9	0.5	0.4	4.9	4.6	1.2	1.3	1.0	1.5	0.5	0.5	1.5	0.7	0.6	1.2	1.7	2.1	1.3	1.7	1.7	1.7	2.5	2.6	1.8	
α-Wert	0.1	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.5	0.4	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	
Messung Kulisse: 1250x830																												
Material: Alu 2mm																												
L = 1.25 m																												
S = 0.44 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	46.6	46.1	61.0	69.4	71.7	73.2	74.7	71.1	74.4	75.2	72.4	66.9	70.4	74.4	75.4	72.0	73.1	71.4	71.8	72.0	68.5	68.7	62.0	59.9	49.1	43.5	38.7	
Dämpfung	1.2	1.1	1.0	0.3	0.3	0.1	2.2	3.6	0.6	0.8	0.9	0.6	1.0	0.8	0.9	0.7	1.0	0.9	0.7	0.8	1.0	1.1	1.3	1.1	0.5	1.0	0.8	
α-Wert	0.2	0.2	0.1	0.0	0.0	0.0	0.3	0.5	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	
Messung Kulisse: 1000x670																												
Material: Alu 2mm																												
L = 0.67 m																												
S = 0.42 m²																												
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0	
[dB]																												
LZeq	47.2	46.8	61.9	69.5	72.1	73.1	75.5	72.1	73.0	75.1	73.4	67.8	71.4	74.9	75.8	72.3	74.2	72.1	71.8	72.1	69.1	69.9	63.2	60.8	48.5	43.8	38.6	
Dämpfung	0.6	0.4	0.1	0.2	-0.1	0.2	1.4	2.6	2.0	0.9	-0.1	-0.3	0.0	0.3	0.5	0.4	-0.1	0.2	0.7	0.7	0.4	-0.1	0.1	0.2	1.1	0.7	0.9	
α-Wert	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	0.5	0.4	0.2	0.0	-0.1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.1	0.2

Tabelle 10 Messergebnisse Resonator "Aluminium" (Quelle: Eigene Darstellung)

Messung Kullise: 1500x1000																													
Material: V4A 1,5mm																													
U= 2.0 m			U= 1.50 m			S= 0.42 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	58.7	55.4	65.4	69.1	69.2	71.3	76.3	74.8	75.6	76.1	73.9	66.8	71.9	75.6	71.9	71.5	71.1	70.1	71.1	67.6	61.1	60.1	67.6	61.1	60.1	47.0	42.4	37.1	
Dämpfung	-6.4	-3.6	-1.0	1.6	3.6	3.5	1.9	0.6	0.0	0.6	0.0	0.4	1.1	0.4	2.2	2.9	0.4	2.2	1.8	2.1	-0.4	2.5	1.8	-0.4	2.5	0.0	2.4	2.9	
α-Wert	-0.6	-0.3	-0.1	0.1	0.3	0.3	0.2	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.1	0.0	0.2	0.3	0.0	0.2	0.2	0.3	0.2	0.1	0.3	0.2	-0.1	0.3	0.2	0.3	

Messung Kullise: 1250x830																													
Material: V4A 1,5mm																													
U= 1.7 m			U= 1.25 m			S= 0.44 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	61.1	57.4	65.5	69.5	71.1	71.3	76.3	74.1	74.9	75.5	72.5	66.7	71.9	74.6	76.3	72.4	74.1	72.2	70.6	67.2	61.1	60.0	67.2	61.1	60.0	48.1	43.0	38.0	
Dämpfung	-8.8	-5.6	-1.1	1.2	1.7	3.5	1.9	1.3	0.7	1.2	1.4	0.5	1.1	1.4	1.5	2.4	0.8	1.5	2.4	1.1	-0.4	3.1	1.8	-0.1	3.1	1.8	2.6		
α-Wert	-1.2	-0.8	-0.2	0.2	0.2	0.5	0.3	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.1	0.2	0.3	0.2	0.3	0.2	0.3	0.2	-0.1	0.3	0.3	0.4	

Messung Kullise: 1000x670																													
Material: V4A 1,5mm																													
U= 2.0 m			U= 1.50 m			S= 0.42 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	55.7	54.0	65.8	70.1	72.2	73.7	77.6	73.8	74.1	75.8	73.6	67.4	71.6	74.9	77.4	72.5	74.6	73.9	71.8	71.1	68.1	63.2	63.2	61.1	48.1	43.8	38.7		
Dämpfung	-3.4	-2.2	-1.4	0.6	1.1	0.6	1.1	0.6	1.5	0.9	0.3	-0.2	1.4	1.1	0.4	2.3	0.1	-0.2	1.1	1.1	-0.4	2.4	0.0	-1.1	3.1	1.0	1.9		
α-Wert	-0.7	-0.5	-0.3	0.1	0.1	0.2	0.1	0.3	0.3	0.2	0.1	0.0	0.3	0.2	0.1	0.5	0.1	0.0	0.3	0.1	0.0	0.3	0.0	-0.1	0.1	0.2	0.4		

Messung Kullise: 1500x1000																													
Material: V4A 2mm																													
U= 2.0 m			U= 1.50 m			S= 0.42 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	50.5	50.0	64.1	68.4	66.2	73.2	77.1	74.8	75.4	75.9	73.5	66.6	71.7	75.2	74.9	71.8	74.8	71.0	70.1	70.1	70.1	70.1	67.1	61.1	59.1	47.1	42.8	37.8	
Dämpfung	1.8	1.8	0.3	2.3	6.6	1.6	1.1	0.6	0.2	0.8	0.4	0.6	1.3	0.8	2.9	3.0	0.3	2.7	2.2	2.2	2.2	0.0	3.2	2.2	0.4	4.8	2.0	2.8	
α-Wert	0.2	0.2	0.0	0.2	0.6	0.1	0.1	0.1	0.0	0.1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.3	0.3	0.0	0.3	0.3	0.3	0.1	0.0	0.3	0.2	0.0	0.4	0.1	0.1	

Messung Kullise: 1250x830																													
Material: V4A 2mm																													
U= 1.7 m			U= 1.25 m			S= 0.44 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	50.2	51.2	64.0	69.3	68.5	73.8	77.7	74.9	75.5	75.9	73.0	67.0	72.5	75.0	76.8	72.8	74.9	72.1	70.3	72.1	70.1	70.1	68.1	62.0	59.1	48.1	42.5	37.8	
Dämpfung	2.1	0.6	0.4	1.4	4.3	1.0	0.5	0.5	0.1	0.8	0.9	0.2	0.5	1.0	1.0	2.0	0.2	1.6	2.1	0.4	0.4	2.1	1.6	0.2	3.1	2.3	3.0		
α-Wert	0.3	0.1	0.1	0.2	0.6	0.1	0.1	0.1	0.0	0.1	0.1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.3	0.0	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.2	0.1	0.0	0.4	0.1	0.1	

Messung Kullise: 1000x670																													
Material: V4A 2mm																													
U= 2.0 m			U= 1.50 m			S= 0.42 m²																							
Band [Hz]	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100.0	125.0	160.0	200.0	250.0	315.0	400.0	500.0	630.0	800.0	1000.0	1250.0	1600.0	2000.0	2500.0	3150.0	4000.0	5000.0	6300.0	8000.0	10000.0		
[dB]	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)	(dB)
Lzeq	52.3	50.3	64.2	69.2	70.2	74.0	77.4	73.6	75.4	73.2	67.0	73.1	74.8	75.8	73.1	74.8	73.2	71.5	71.1	70.8	68.8	62.8	60.0	50.1	43.1	38.1			
Dämpfung	0.0	1.5	0.2	1.5	2.6	0.8	0.8	1.8	2.0	1.3	0.7	0.2	0.7	0.6	2.0	1.7	0.3	0.5	1.1	1.1	0.0	1.5	0.8	-0.1	1.8	1.1	2.2		
α-Wert	0.0	0.3	0.0	0.3	0.5	0.2	0.2	0.4	0.4	0.3	0.1	0.0	0.1	0.1	0.4	0.4	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.0	0.4	0.2	-0.1	0.4	0.2	0.3	

Tabelle 11 Messergebnisse Resonator "Edelstahl" (Quelle: Eigene Darstellung)





Größe: 1250x830			Material: Alu 2mm												
E=	7E+10	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,002	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	10,1	19,4	34,9	56,6	84,5	118,6	158,8	205,3	258,0	316,8	381,9
δ=	2700	kg/m <sup>3</sup>		2	31,2	40,5	56,0	77,7	105,6	139,6	179,9	226,4	279,0	337,9	403,0
m''=	5,4	kg/m <sup>2</sup>		3	66,3	75,6	91,1	112,8	140,7	174,8	215,0	261,5	314,2	373,0	438,1
Lx=	0,83	m		4	115,5	124,8	140,3	162,0	189,9	224,0	264,2	310,7	363,4	422,2	487,3
Ly=	1,25	m		5	178,8	188,1	203,5	225,2	253,1	287,2	327,5	373,9	426,6	485,5	550,5
				6	256,1	265,4	280,8	302,5	330,4	364,5	404,8	451,2	503,9	562,8	627,8
				7	347,4	356,7	372,2	393,9	421,8	455,8	496,1	542,6	595,2	654,1	719,2
				8	452,8	462,1	477,6	499,3	527,2	561,2	601,5	648,0	700,6	759,5	824,6
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1000x670			Material: Alu 2mm												
E=	7E+10	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,002	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	15,6	30,1	54,3	88,2	131,8	185,0	248,0	320,6	402,9	494,9	596,5
δ=	2700	kg/m <sup>3</sup>		2	48,0	62,5	86,7	120,6	164,2	217,4	280,3	352,9	435,2	527,2	628,9
m''=	5,4	kg/m <sup>2</sup>		3	101,9	116,4	140,6	174,5	218,1	271,3	334,2	406,9	489,1	581,1	682,8
Lx=	0,67	m		4	177,4	191,9	216,1	250,0	293,6	346,8	409,7	482,3	564,6	656,6	758,3
Ly=	1	m		5	274,4	288,9	313,2	347,0	390,6	443,8	506,8	579,4	661,7	753,7	855,3
				6	393,0	407,6	431,8	465,7	509,2	562,5	625,4	698,0	780,3	872,3	973,9
				7	533,2	547,7	572,0	605,8	649,4	702,7	765,6	838,2	920	1012	1114
				8	695,0	709,5	733,7	767,6	811,2	864,4	927,3	999,9	1082	1174	1276
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1500x1000			Material: V4A 1,5mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,0015	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	5,3	10,2	18,4	29,9	44,7	62,7	84,0	108,6	136,5	167,6	202,0
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	16,4	21,3	29,5	41,0	55,7	73,8	95,1	119,7	147,5	178,7	213,1
m''=	11,775	kg/m <sup>2</sup>		3	34,8	39,7	47,9	59,4	74,2	92,2	113,5	138,1	166,0	197,1	231,5
Lx=	1	m		4	60,6	65,6	73,8	85,2	100,0	118,0	139,3	163,9	191,8	222,9	257,3
Ly=	1,5	m		5	93,8	98,8	106,9	118,4	133,2	151,2	172,5	197,1	225,0	256,1	290,5
				6	134,4	139,3	147,5	159,0	173,7	191,8	213,1	237,7	265,5	296,7	331,1
				7	182,3	187,3	195,5	206,9	221,7	239,7	261,0	285,6	313	345	379
				8	237,7	242,6	250,8	262,2	277,0	295,0	316,3	340,9	369	400	434
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1250x830			Material: V4A 1,5mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,0015	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	7,7	14,8	26,6	43,1	64,4	90,3	121,0	156,4	196,5	241,4	290,9
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	23,8	30,9	42,7	59,2	80,4	106,4	137,1	172,5	212,6	257,4	307,0
m''=	11,775	kg/m <sup>2</sup>		3	50,5	57,6	69,4	85,9	107,2	133,1	163,8	199,2	239,4	284,2	333,8
Lx=	0,83	m		4	88,0	95,1	106,9	123,4	144,7	170,6	201,3	236,7	276,8	321,7	371,2
Ly=	1,25	m		5	136,2	143,3	155,1	171,6	192,8	218,8	249,5	284,9	325,0	369,9	419,4
				6	195,1	202,2	214,0	230,5	251,7	277,7	308,4	343,8	383,9	428,7	478,3
				7	264,7	271,8	283,6	300,1	321,3	347,3	378,0	413,4	453	498	548
				8	345,0	352,0	363,9	380,4	401,6	427,6	458,3	493,7	534	579	628
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1000x670			Material: V4A 1,5mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,0015	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	11,9	23,0	41,4	67,2	100,4	141,0	188,9	244,2	306,9	377,0	454,4
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	36,5	47,6	66,1	91,9	125,1	165,6	213,6	268,9	331,6	401,6	479,1
m''=	11,775	kg/m <sup>2</sup>		3	77,6	88,7	107,1	132,9	166,1	206,7	254,6	310,0	372,7	442,7	520,2
Lx=	0,67	m		4	135,1	146,2	164,6	190,5	223,6	264,2	312,2	367,5	430,2	500,2	577,7
Ly=	1	m		5	209,1	220,1	238,6	264,4	297,6	338,1	386,1	441,4	504,1	574,2	651,6
				6	299,4	310,5	328,9	354,8	387,9	428,5	476,5	531,8	594,5	664,5	742,0
				7	406,2	417,3	435,7	461,6	494,7	535,3	583,3	638,6	701	771	849
				8	529,5	540,5	559,0	584,8	618,0	658,5	706,5	761,8	824	895	972
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1500x1000			Material: V4A 2mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,002	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	7,1	13,7	24,6	39,9	59,6	83,6	112,0	144,8	181,9	223,5	269,4
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	21,9	28,4	39,3	54,6	74,3	98,3	126,8	159,5	196,7	238,2	284,1
m''=	15,7	kg/m <sup>2</sup>		3	46,4	53,0	63,9	79,2	98,9	122,9	151,3	184,1	221,3	262,8	308,7
Lx=	1	m		4	80,9	87,4	98,3	113,6	133,3	157,3	185,8	218,5	255,7	297,2	343,1
Ly=	1,5	m		5	125,1	131,7	142,6	157,9	177,6	201,6	230,0	262,8	299,9	341,5	387,4
				6	179,2	185,8	196,7	212,0	231,7	255,7	284,1	316,9	354,0	395,6	441,5
				7	243,1	249,7	260,6	275,9	295,6	319,6	348,0	380,8	418	459	505
				8	316,9	323,4	334,4	349,7	369,3	393,4	421,8	454,6	492	533	579
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

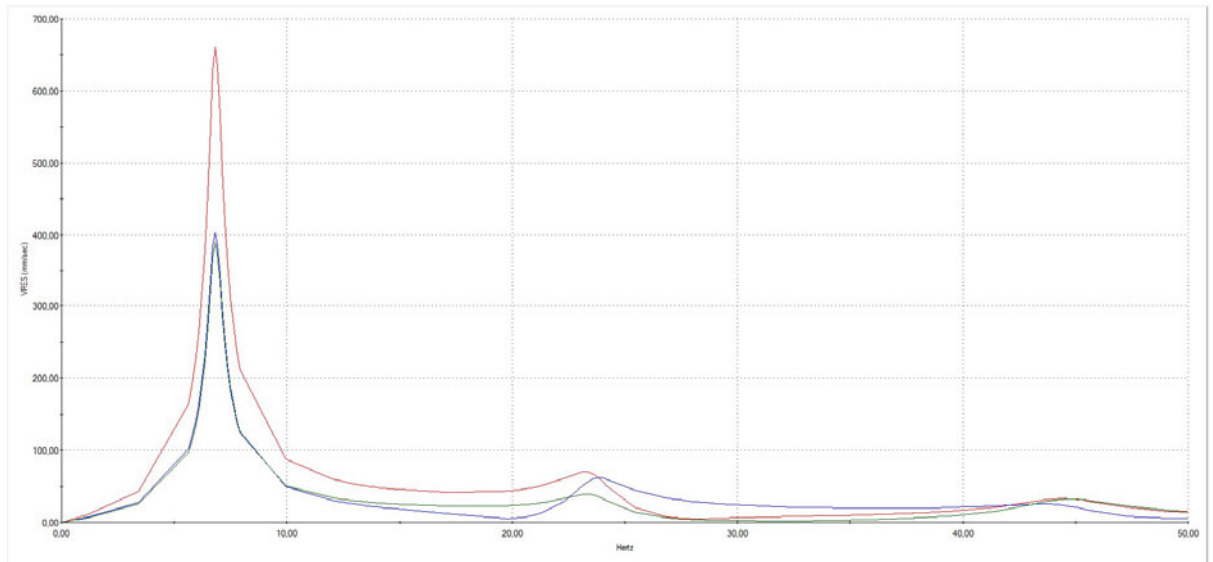
Größe: 1250x830			Material: V4A 2mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,002	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	10,3	19,7	35,5	57,5	85,8	120,4	161,3	208,5	262,0	321,8	387,9
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	31,7	41,1	56,9	78,9	107,2	141,8	182,8	230,0	283,5	343,2	409,3
m''=	15,7	kg/m <sup>2</sup>		3	67,4	76,8	92,6	114,6	142,9	177,5	218,4	265,6	319,1	378,9	445,0
Lx=	0,83	m		4	117,3	126,8	142,5	164,6	192,9	227,5	268,4	315,6	369,1	428,9	495,0
Ly=	1,25	m		5	181,6	191,0	206,8	228,8	257,1	291,7	332,6	379,8	433,3	493,1	559,2
				6	260,1	269,5	285,3	307,3	335,6	370,2	411,2	458,4	511,9	571,7	637,7
				7	352,9	362,3	378,1	400,1	428,4	463,0	503,9	551,2	604,7	664,4	730,5
				8	460,0	469,4	485,1	507,2	535,5	570,1	611,0	658,2	711,7	771,5	837,6
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

Größe: 1000x670			Material: V4A 2mm												
E=	2,1E+11	N/m <sup>2</sup>	f in [Hz]	m <sub>x</sub>											
t=	0,002	m		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
μ=	0,3		m <sub>y</sub>	1	15,9	30,6	55,2	89,6	133,9	188,0	251,9	325,7	409,2	502,7	605,9
δ=	7850	kg/m <sup>3</sup>		2	48,7	63,5	88,1	122,5	166,7	220,8	284,8	358,5	442,1	535,5	638,8
m''=	15,7	kg/m <sup>2</sup>		3	103,5	118,3	142,8	177,3	221,5	275,6	339,5	413,3	496,9	590,3	693,6
Lx=	0,67	m		4	180,2	194,9	219,5	253,9	298,2	352,3	416,2	490,0	573,5	667,0	770,2
Ly=	1	m		5	278,8	293,5	318,1	352,5	396,8	450,9	514,8	588,5	672,1	765,6	868,8
				6	399,3	414,0	438,6	473,0	517,3	571,4	635,3	709,0	792,6	886,1	989,3
				7	541,7	556,4	581,0	615,4	659,7	713,8	777,7	851,4	935,0	1028	1132
				8	706,0	720,7	745,3	779,7	824,0	878,1	942,0	1016	1099	1193	1296
				32Hz-63Hz											
				63Hz-125Hz											

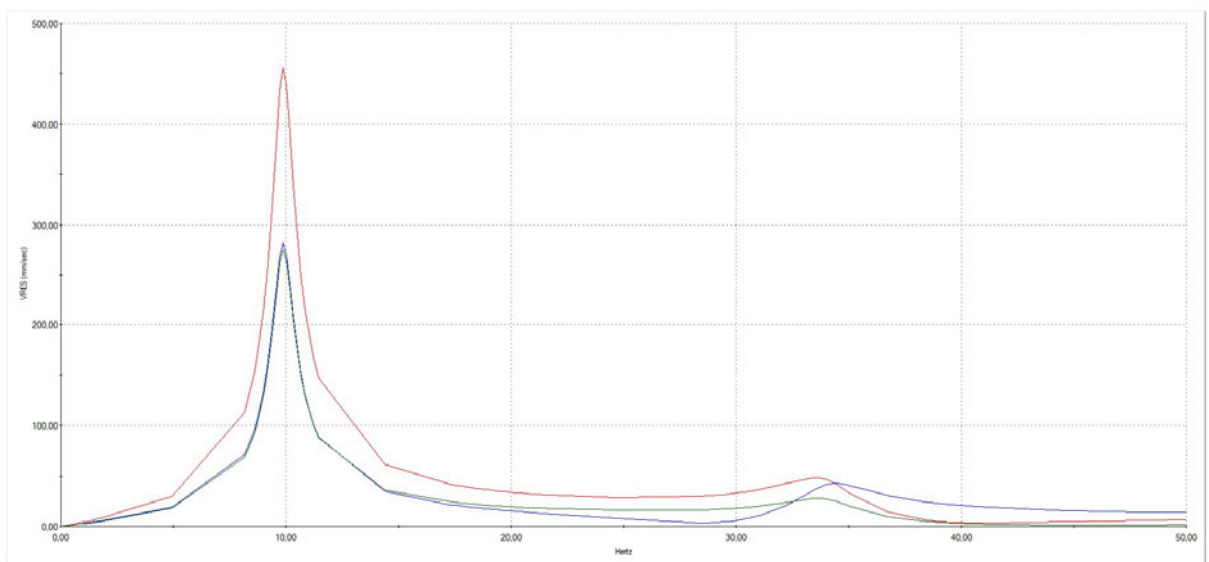
Tabelle 12 Analytische Berechnung aller Eigenfrequenzen der zu testenden Resonatorplatten (Quelle: Eigene Darstellung)

Die Folgenden Diagramme wurden auf dieselbe Art und Weise ermittelt wie in Punkt 5.1 beschrieben. Die Graphen geben jeweils die Schnelle der Platte auf drei Punkten der Platte an bei unterschiedlicher Erregerfrequenz.

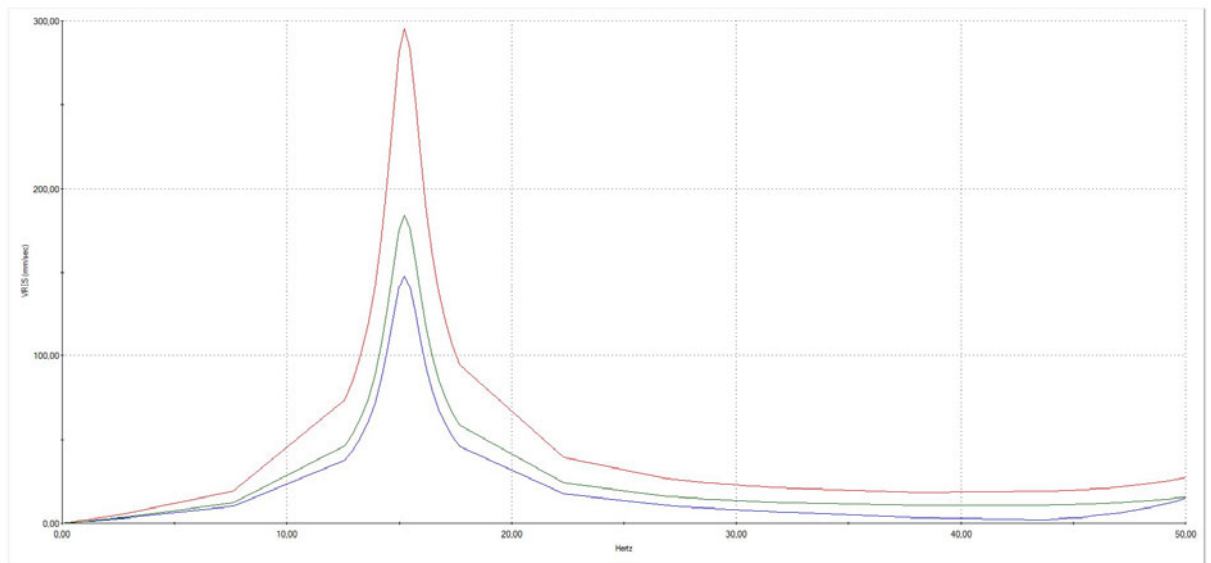
V4A 2mm; 1 m x 1,5m



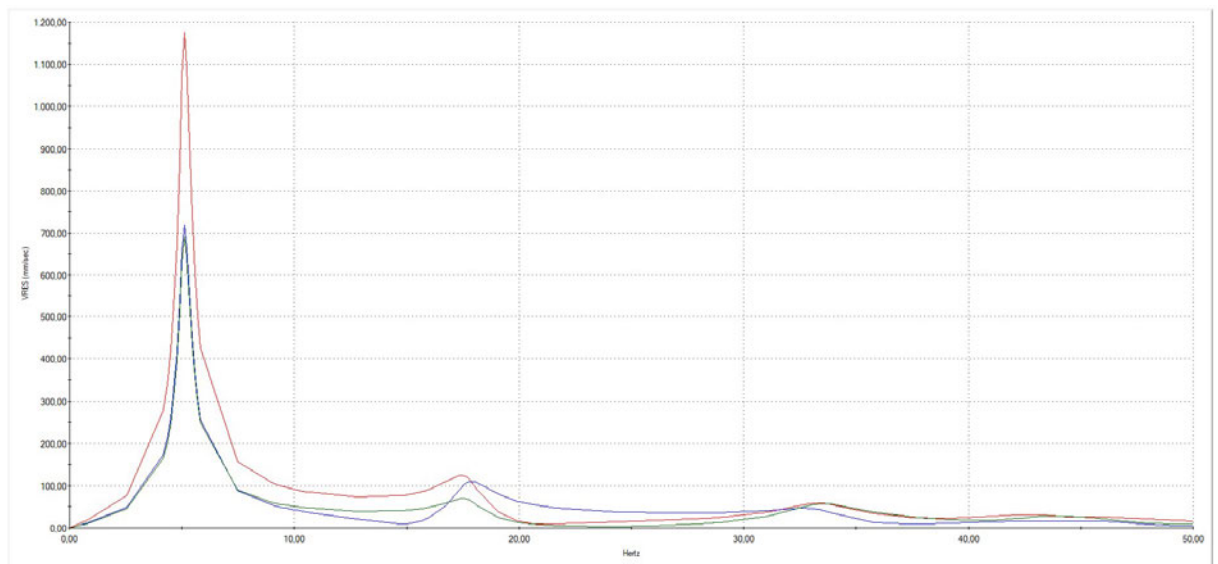
V4A 2mm 1,25 m x 0,83 m



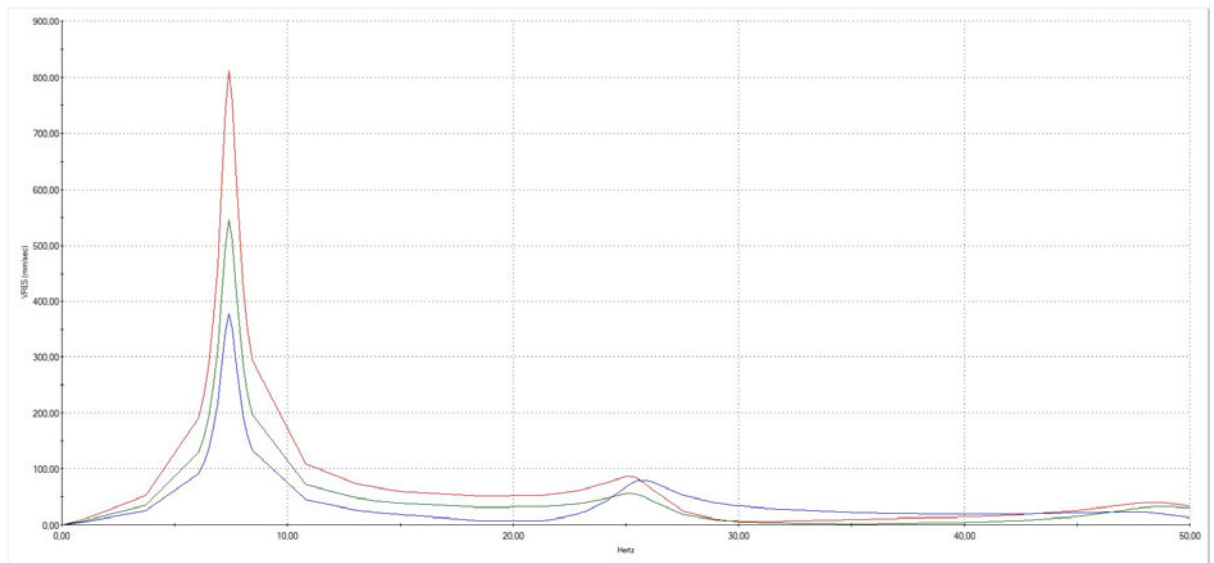
V4A 2mm 1,0 m x 0,67 m



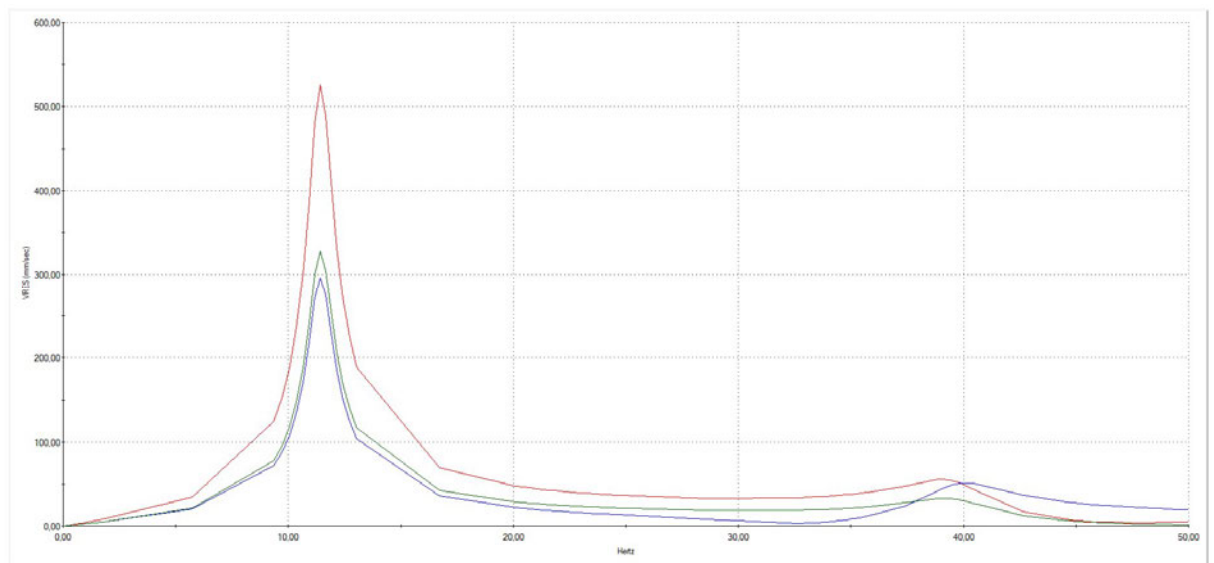
V4A 1,5 mm; 1 m x 1,5 m



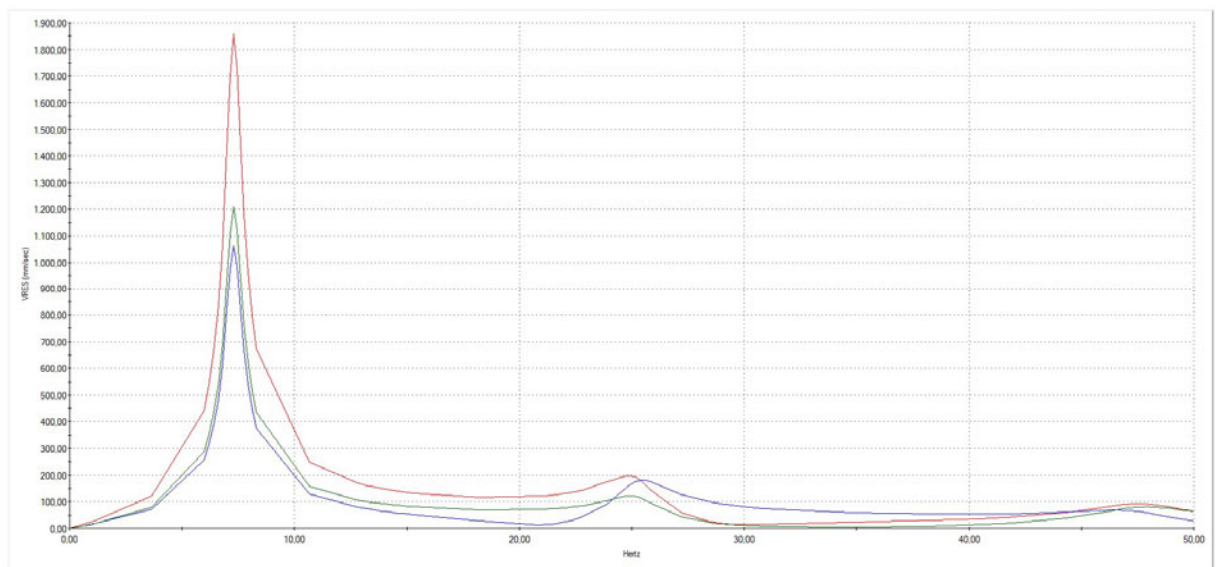
V4A t=1,5mm 1,25 m x 1,0 m



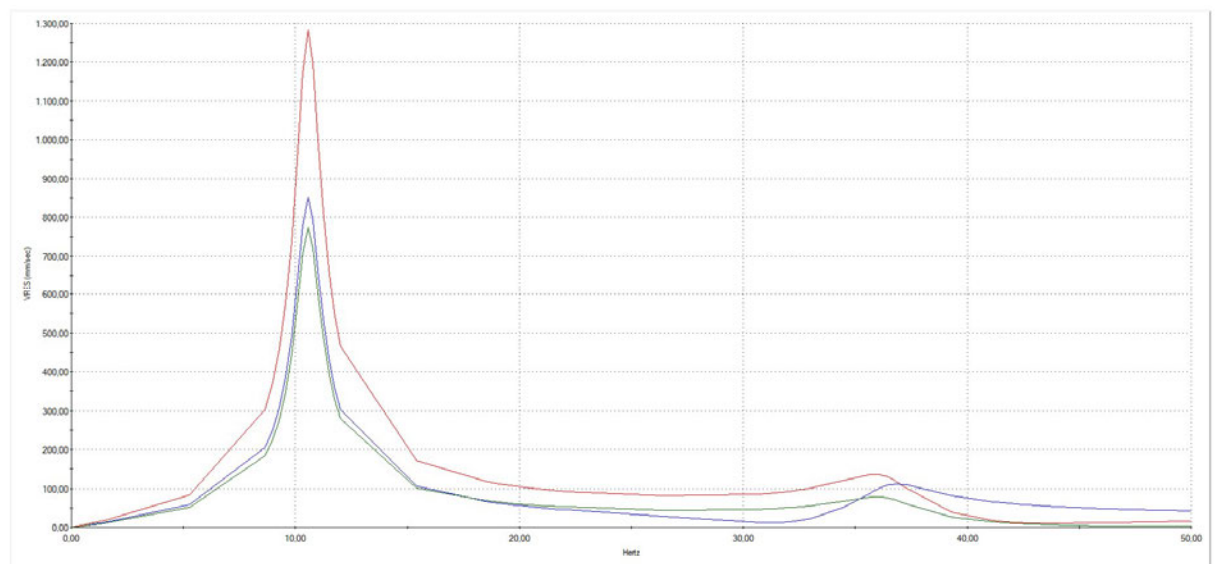
V4A t=1,5mm 1 m x 0,67 m



Alu 2mm; 1,0 m x 1,5 m

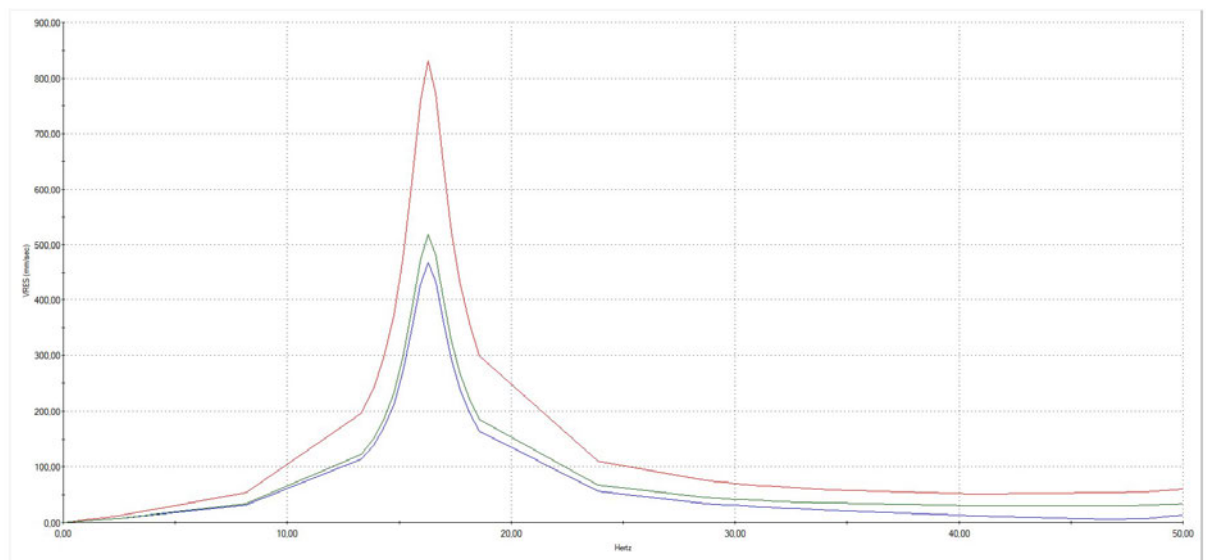


Alu 2mm 1,25 m x 0,83 m

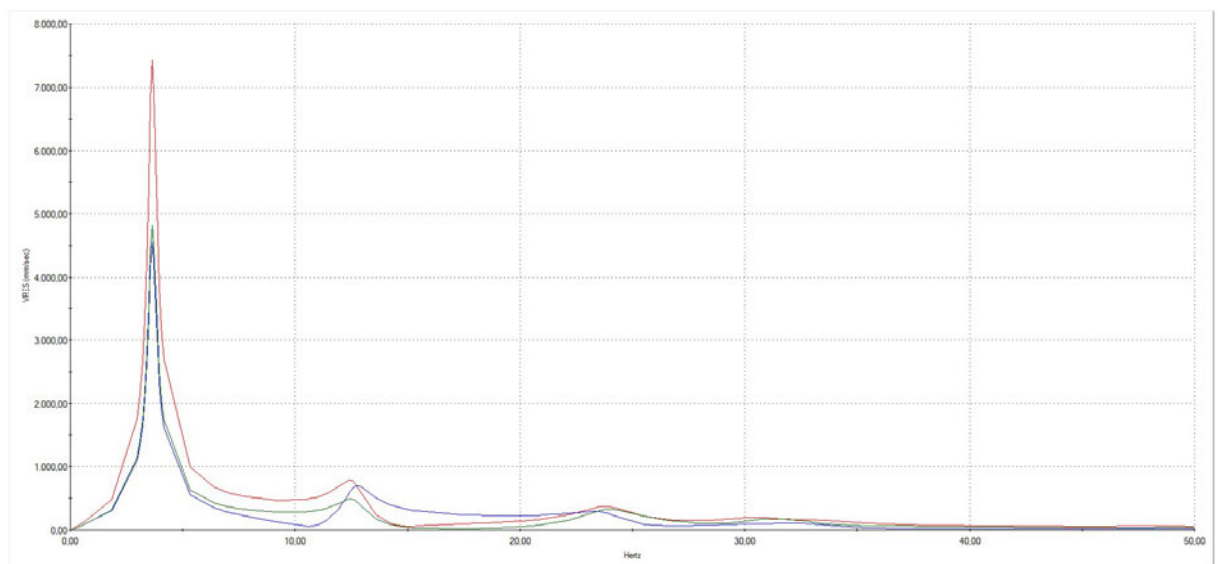




Alu 2mm 1,0 m x 0,67 m

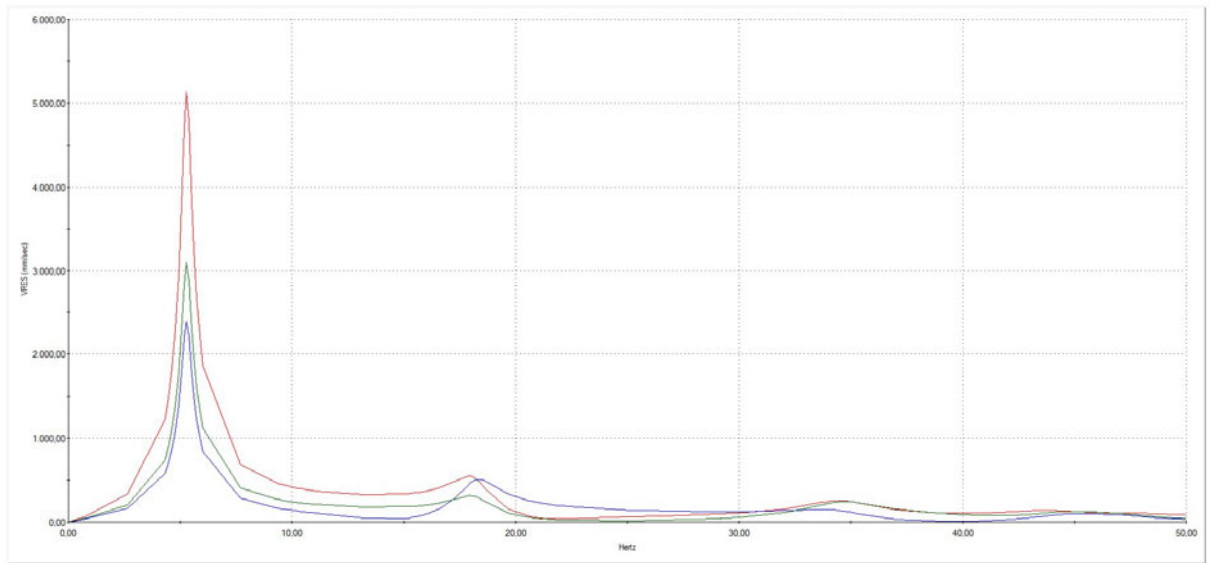


Alu 1mm; 1 m x 1,5 m





Alu 1mm 1,25 m x 0,83 m



Alu 1mm 1,0 m x 0,67m

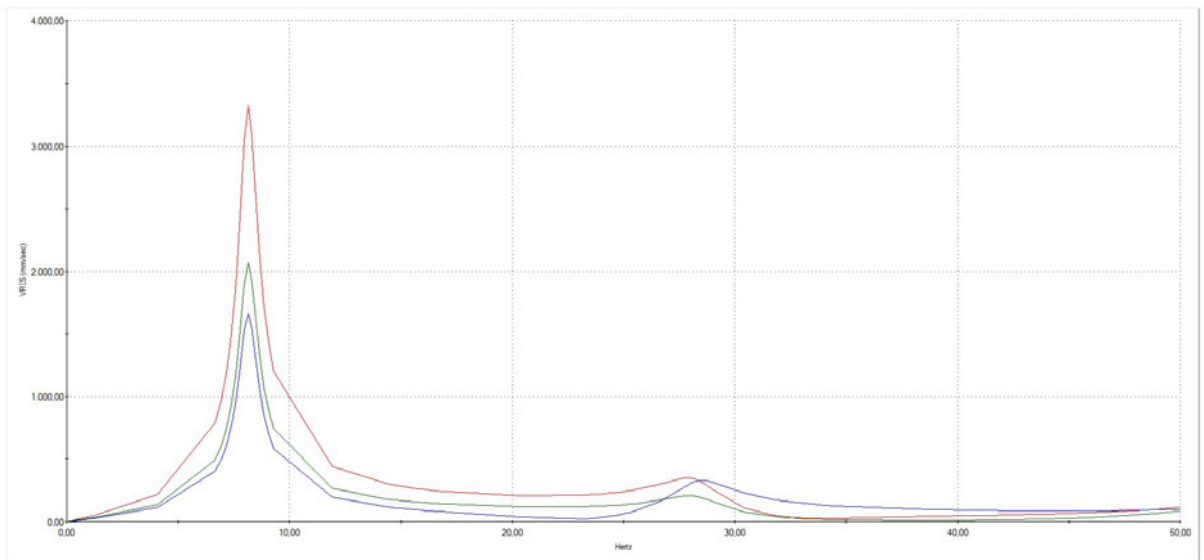


Abbildung 54 Harmonische Analyse aller zwölf Resonatorplatten an drei Punkten (Quelle: Eigene Darstellung)

## Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Steinkirchen, 29.08.2022

Ort, Datum

Vorname Nachname