
BACHELORARBEIT

Herr/Frau
Hai Le

**Akustische Untersuchungen
an neuen Konzepten für Luft-
Auslassgitter**

2022

BACHELORARBEIT

Akustische Untersuchungen an neuen Konzepten für Luft- Auslassgitter

Autor/in:
Hai Le

Studiengang:
Media and Acoustical Engineering

Seminargruppe:
MG17wC-B

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:
Dr.-Ing. Karsten Hackeschmidt

BACHELOR THESIS

Topic of thesis

author:
Hai Le

course of studies:
Media and Acoustical Engineering

seminar group:
MG17wC-B

first examiner:
Prof. Dr. Ing. Jörn Hübelt

second examiner:
Dr. Ing. Karsten Hackeschmidt

submission:
Dresden, 31.03.2020

Bibliografische Angaben

Nachname, Vorname: Le, Hai

Thema der Bachelorarbeit

Akustische Untersuchungen an neuen Konzepten für Luftauslassgitter

55 Seiten, Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences,
Fakultät Medien, Bachelorarbeit, 2011

Abstract

Die Aufgabe dieser Arbeit ist es schalldämmende Konzepte für ein Luftauslassgitter zu entwickeln und auf ihre absorptionstechnischen Eigenschaften über Normschallpegel-Differenzmessungen zu prüfen. Beginnend mit einer gegebenen freien Strömungsfläche von $0,08 \text{ m}^2$ beschäftigt sich der erste Teil dieser Arbeit mit der konstruktiven Gestaltung des Gitters. Für die Wahl des Gitters wurde ein Halbkreis-Profil verwendet und über eingebaute Funktionen, wie die Rotationsfähigkeit des Gitters, werden Zusammenhänge von Öffnungen und Schalldämmmaßen untersucht. Die absorptionstechnische Gestaltung erfolgte hauptsächlich über die Auskleidung durch poröse Materialien und der Entwicklung eines Lochplattenresonators direkt am Luftauslassgitter. Für die Messung und Auswertung wurde nach der DIN EN ISO 10140-2 die Normschallpegeldifferenz unter Berücksichtigung der Flankenübertragung bestimmt. Die Ergebnisse zeigen, dass ein akustisch wirksames Lochplattenresonatorsystem ausgelegt und aufgebaut werden kann, welches um eine bis zu 5 dB erhöhte Normschallpegeldifferenz in seiner ausgelegten Resonanzfrequenz aufweist. Die Auskleidung nur durch poröse Absorbermaterialien führt nur zu einer Erhöhung der Dämpfung um 1-2 dB in bestimmten Frequenzbereichen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I-III
Abkürzungsverzeichnis	IV-V
Formelverzeichnis.....	VI-XII
Abbildungsverzeichnis	VIII-IVII
Tabellenverzeichnis	IX
Vorwort	XII-XIII

Inhalt

1 Einleitung.....	1
2 Grundlagen der Ventilatortechnik.....	2
3 Schallentstehung und -ausbreitung durch Strömungen und Ventilatoren	4
3.1 Umströmung von Körpern	4
3.2 Rotierende Druckfelder bei Ventilatoren.....	6
4 Wirkungsweise von Schallabsorbern	8
4.1 Poröse Schallabsorber	8
4.2 Der Plattenschwinger	11
4.3 Der Helmholtzresonator	12
5 Grundlagen der Luftschalldämmung	14
5.1 Schalldämmmaß und Bauschalldämmmaß	14
5.2 Das Schalldämmmaß zusammengesetzter Bauteile	15
6 Konzeptentwicklung für Schallabsorption am Luftgitter.....	16
6.1 Bedingungen am Luftauslassgitter mit hinterlegtem Ventilator	16
6.2 Auswahl eines Luftgitterprofils.....	18
6.3 Die Anwendung von Schallabsorbern.....	19
6.4 Dimensionierung und Simulation des Luftgitterprofils, inklusive Schallabsorber	20
6.5 Schallabsorptionsgradmessung über ein Kundtsches Rohr.....	23
6.5.1 Motivation und Vorbereitung	23
6.5.2 Darstellung und Auswertung der Messergebnisse	24

6.6	Erstellung eines Algorithmus für die Berechnung der Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators.....	25
7	Messung und Auswertung für die Normschallpegeldifferenz.....	28
8	Akustische Messung – Teil 1.....	30
8.1	Vorbereitung und Planung.....	30
8.1.1	3D – Druck und Zusammenstellung des zu untersuchenden Luftgitters 30	
8.1.2	Kalibrierung der Mikrofone und Probemessungen mit Samurai 30	
8.2	Messplan für die Messungen – Teil 1.....	30
8.3	Darstellung und Auswertung der Messungen- Teil 1	32
8.3.1	Darstellung und Beschreibung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters ohne Absorber und ohne Lochplatte	32
8.3.2	Auswertung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters ohne Absorber und ohne Lochplatte	33
8.3.3	Darstellung und Beschreibung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters mit Absorber und mit Lochplatte (HS2+HS3)	35
8.3.4	Auswertung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters mit Absorber und mit Lochplatte (HS2+HS3).....	37
8.4	Fazit und Ausblick der ersten Hauptmessung	39
9	Messung und Auswertung des Druckverlustes unterschiedlicher Luftauslassgitterstellungen.....	40
10	Akustische Messung – Teil 2.....	42
10.1	Messplan	42
10.2	Auswertung der akustischen Messungen - Teil 2	43
10.2.1	Untersuchungen zum geschlossenem Gitterprofil	43
10.2.2	Normschallpegeldifferenzmessung für Profile mit Absorbermaterial 2.....	44
10.2.3	Normschallpegeldifferenzmessung für Profile mit einer neu konstruierten Lochblech	45
11	Zusammenfassung und Ausblick	49
 Literaturverzeichnis		XIVV-XV
Anlagen.....		XV
Eigenständigkeitserklärung		XVIII

Abkürzungsverzeichnis

Formelverzeichnis

Formel 1 Formel für die Volumenstromberechnung	2
Formel 2 Reynolds Zahl	5
Formel 3 Strouhalzahl	6
Formel 4 Winkelgeschwindigkeit	6
Formel 5 Blade Passing Frequency, Drehton	7
Formel 6 Porositätsfaktor	8
Formel 7 Strukturfaktor.....	9
Formel 8 Berechnung der Strömungsresistenz.....	10
Formel 9 Strömungsresistenz.....	10
Formel 10 Resonanzfrequenz Plattenschwinger	11
Formel 11 Lochmasse.....	12
Formel 12 Mündungskorrektur in Abhängigkeit der Lochtiefe eines Helmholtz- Resonators.....	13
Formel 13 Schalldämmmaß R	14
Formel 14 Bauschalldämmmaß R'	14
Formel 15 Schalldämmung für N-Bauteile allgemein	15
Formel 16 Schalldämmung eines zusammengesetzten Bauteils aus zwei Bauelementen	15
Formel 17 Näherungsgleichung für $R_T \ll R_W$	15
Formel 18 Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators	25
Formel 19 Schallabsorptionsgrad eines Lochflächenresonators	26
Formel 20 Kennwiderstand $Z_{res,0}$ und die normierte Impedanz $Z_{r,0}$	26
Formel 21 Normschallpegeldifferenz	28
Formel 22 korrigierte Normschallpegeldifferenz des Prüfbauteils	29
Formel 23 Schalldämmung zwei zusammengesetzter Bauteiler	33
Formel 24 Schalldämmung einer einschaligen Wand (biegeweich)	34

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Geschwindigkeitsverteilung innerhalb eines Rohres	2
Abbildung 2 Kármánsche Wirbelstraße	4
Abbildung 3 Zylinderumströmung in Abhängigkeit der Reynoldszahl, vgl. Feynman (1974).....	5
Abbildung 4 Strouhalzahl in Abhängigkeit von der Reynoldszahl, vgl. Strüber, B., (1968).....	6
Abbildung 5 Rotierendes Druckfeld, verbunden mit einem Rotor mit $z = 5$ Schaufeln (schematisch)	7
Abbildung 6 Prinzipieller Verlauf des Schallabsorptionsgrades α einer dicken porösen Dämmschicht für verschiedene Porositäten σ (Fasold, 1987).....	9
Abbildung 7 Modelle für poröse Stoffe mit gleicher Porosität und unterschiedlichem Strukturfaktor.....	9
Abbildung 8 Modelle poröser Stoffe mit gleicher Porosität und unterschiedlicher Strömungsresistanz.....	10
Abbildung 9 Helmholtzresonator.....	12
Abbildung 10 Ventilator ebmpapst K3G250-RE07-07 (links) mit Drehgehäuse zur Änderung der Förderrichtung (rechts)	16
Abbildung 11 Schallleistungspegel des ILK Ventilators	17
Abbildung 12 Theoretischer Verlauf des Schallabsorptionsgrades $\alpha(\vartheta)$ bei verschiedenen Einfallswinkeln δ für poröse Schallabsorber mit starren Skelett dicht vor schallharter Wand	18
Abbildung 13 halbkreisförmiges Gitterprofil	19
Abbildung 14 Luftauslassgitter mit Absorber	20
Abbildung 15 Luftauslassgitter mit Absorber und Lochblech.....	20
Abbildung 16 Solidworks-Modell: Rahmen + Gitterprofil	21
Abbildung 17 Solidworks-Modell: Rahmen	21
Abbildung 18 Solidworks-Simulation: Aufnahme, Vor- und Rückseite	22
Abbildung 19 Solidworks-Simulation: Luftauslassgitter mit Lochblech und Rotationsfunktion	22
Abbildung 20 2-Mikrofon-Impedanzrohr.....	23
Abbildung 21 Schallabsorptionsgrad des Absorbermaterials 1	24
Abbildung 22 Schallabsorptionsgrad des Absorber 2	25
Abbildung 23 Excel – Rechenalgorithmus für die Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators	26
Abbildung 24 berechneter Schallabsorptionsgrad für das Luftauslassgitter mit 24x2mm Lochblech und einem Absorber mit einer Strömungsresistanz von $6000 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$	27
Abbildung 25 Schema für den Messaufbau zur Bestimmung der Normschallpegeldifferenz am ILK Hallraum.....	29
Abbildung 26 Konstruktionsaufbauten für die akustischen Messungen- Teil 1.....	31
Abbildung 27 gemessene Verläufe der Normschallpegeldifferenzen für das Luftauslassgitter ohne Absorber und ohne Lochplatte	32
Abbildung 28 Schalldämmmaß des Halbkreisprofils bestehend aus PLA-Material	34
Abbildung 29 berechnete Schalldämmung des Luftauslassgitter für 0° und 90°	35
Abbildung 30 Luftauslassgitter mit Absorber 1 für verschiedene Öffnungswinkel	36

Abbildung 31 Luftauslassgitter mit Absorber und Lochplatte für verschiedene Öffnungswinkel.....	36
Abbildung 32 Vergleich Konstruktionsausführung 1,2 und 3 bei 0°	37
Abbildung 33 Druckverlust über das Luftauslassgitter in Abhängigkeit des Volumenstromes für verschiedene Profilstellungen	40
Abbildung 34 Darstellung der Profilstellungen	41
Abbildung 35 Messablauf 2. Hauptmessung.....	42
Abbildung 36 Luftauslassgitter ohne und mit Platte für die 0 Grad Stellung	43
Abbildung 37 Luftauslassgitter mit und ohne Absorbermaterial 2	44
Abbildung 38 Luftauslassgitter mit den beiden Absorbermaterialien	45
Abbildung 39 berechneter Schallabsorptionsgrad für einen Lochplattenresonator (24 Löcher, a 5mm Durchmesser)	46
Abbildung 40 Luftauslassgitter nach H1,H2 und H3 (neue Lochplatte)	47
Abbildung 41 Luftauslassgitter als Lochplattenresonator mit verschiedenen Absorbermaterialien	48
Abbildung 42 Hallraum Grundriss.....	XV
Abbildung 43 Luftauslassgitter bei der 0 Grad Stellung	XV
Abbildung 44 modifizierter Radialventilator mit Drehventil im eingebauten Zustand am Kammerprüfstand.....	XVI
Abbildung 45 Gitterprofil mit Lochblech und Absorber 1	XVI
Abbildung 46 Luftauslassgitter bei 45 Grad	XVII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Einordnung ILK Absorber unterschiedlicher Dicke	24
Tabelle 2 Stellungsgrade mit ihrer jeweiligen Öffnungsfläche	31

Vorwort

Ich möchte mich beim ILK Dresden und Herrn Dr.-Ing. Karsten Hackeschmidt für die Kooperation und Unterstützung bedanken. Auch für die fachliche Unterstützung und Beratung durch Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Hübelt von der Hochschule Mittweida möchte ich mich recht herzlich bedanken.

1 Einleitung

Um das Wohlbefinden innerhalb eines Raumes positiv zu beeinflussen eignen sich Klimageräte als hervorragende Mittel unserer Zeit. Mithilfe der Anordnung von Wärmespeichern, Kompressoren bis zu Ventilatoren ist es möglich über die Endkonstruktion des Klimagerätes die Temperatur, Luftfeuchte, Luftgeschwindigkeit und Wärmestrahlung eines Raumes zu steuern und somit Empfehlungen zur optimalen Raumklimabedingungen umzusetzen. Jedoch sind die oben genannten Parameter nicht nur für das Wohlbefinden innerhalb eines Raumes zuständig.

Der durch die Klimaanlage entstehende Lärm kann z.B. durch ungünstiger Konstruktion einem hohen Gesamtschallpegel erzeugen und als störend empfunden werden. Dadurch wird das Wohlbefinden negativ beeinflussen. Um dies vorzubeugen sind akustische Maßnahmen zur Reduzierung des Eigengeräusches bei der Konstruktion eines Klimasystems wichtig. Eine Möglichkeit dabei sind sogenannte schallabsorbierende Komponenten. Dabei ist es immer eine Herausforderung, dass sich die strömungstechnischen und thermischen Leistungsdaten solcher Geräte nicht verschlechtern, wenn solche akustisch aktiven Komponenten eingesetzt werden.

In dieser Bachelorarbeit werden im Rahmen eines Projektes und in Kooperation mit dem Institut für Luft- und Kältetechnik schalldämmende Konzepte am Beispiel eines Luftauslassgitters für die Anwendung in Klima- bzw. Lüftungsgeräten untersucht. Die dafür zukünftigen Anwendungsbereiche werden vor allem in den Schulen (Klassenräumen) gesehen. Die ausreichende Versorgung der Klassenräume mit temperierter Außenluft während des Unterrichtes wird dabei nur akzeptiert, wenn die Geräusentwicklungen solcher Geräte im allgemeinen Hintergrundgeräusch untergehen. Dabei können auch Strömungsgeräusche einen erheblichen Einfluss haben. Deshalb wird ein Konzept akustisch aktiver Auslassgitter erarbeitet, konstruiert und im Hallraum des ILK Dresden akustisch vermessen.

Bestandteil der Untersuchungen sind auch akustische Messungen an einem neuen Ventilatorsystems für ein zukünftiges neues Lüftungskonzept. Dabei sollen typische frequenzabhängige Schallpegelverläufe als Beispiel ermittelt werden. Für die Untersuchungen stellt das ILK eine Version der Lüfterkonstruktion zur Verfügung. Durch eine Öffnung im ILK Hallraum lässt sich das Lüftungssystem durch einen selbst erstellten und modifizierbaren Ventilator simulieren. Über diese Anordnung ist es möglich verschiedene schalldämmende Konzepte über den ILK Hallraum nach der DIN EN ISO 10140-2 „Messung der Schalldämmung von Bauteilen im Prüfstand – Teil2: Messung der Luftschalldämmung“ zu messen und auszuwerten. Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung der Schalldämmung verschiedener Luftgitterprofile. Dabei werden Ideen gesammelt inwiefern es möglich ist mit den gegebenen Rahmenbedingungen die Schallabsorption über unterschiedliche Absorptionsmethoden zu maximieren. Nach der Auswahl und Berechnung der Schallabsorptionsmethoden am Gitter werden diese schließlich ausgemessen und ausgewertet.

2 Grundlagen der Ventilatortechnik

Ein Ventilator ist ein maschinelles Konstrukt, dass Arbeit in ein gasförmiges Medium transformiert. Meistens handelt es sich bei dem Medium um Luft, welches über einen sogenannten „Volumenstrom“ durch ein System geleitet werden muss. Der Volumenstrom definiert sich aus der Strömungsgeschwindigkeit c und der durchströmten Fläche A (Carolus, 2020).

$$\dot{V} = c \cdot A$$

Formel 1 Formel für die Volumenstromberechnung

Das System besitzt einen Strömungswiderstand, der durch einen Druckaufbau bzw. der Totaldruckerhöhung des Ventilators kompensiert werden muss. Für die Widerstände gibt es die Unterteilung in Reibungswiderstand und dem Formwiderstand.

Ist die Betrachtung der Widerstände notwendig, so wird die Formel für die Totaldruckberechnung erweitert, indem die Summe aller Formwiderstände und Reibungswiderstände der BERNOULLI'schen Gleichung hinzugefügt werden. Der vom Ventilator zu generierende Druck (p_t) ergibt sich über die BERNOULLI'sche Gleichung für reale Strömungen.

$$p_t = \frac{\rho}{2} \cdot c_m^2 + p_s + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot p_{d_i} + \sum_{i=1}^m \lambda \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot p_{d_i}$$

c_m ... mittlere Strömungsgeschwindigkeit

p_s ... statischer Druck

p_d ... dynamischer Druck

ρ ... Dichte

ζ ... Widerstandsbeiwert

λ ... Reibungsbeiwert

Der Einfluss der Reibung und der Wandhaftung beeinflusst ebenfalls die über den Querschnitt betrachtende Geschwindigkeitsverteilung. Es bildet sich ein Geschwindigkeitsprofil aus.

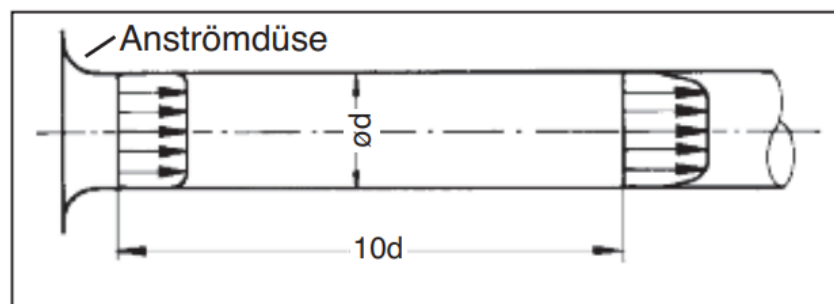
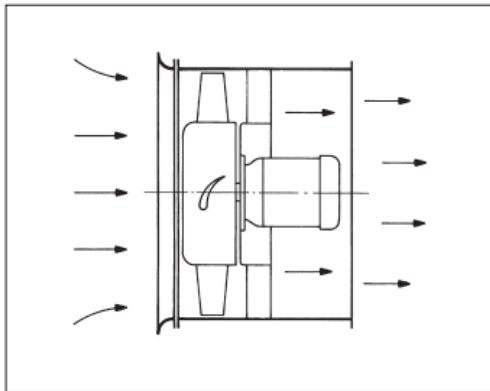
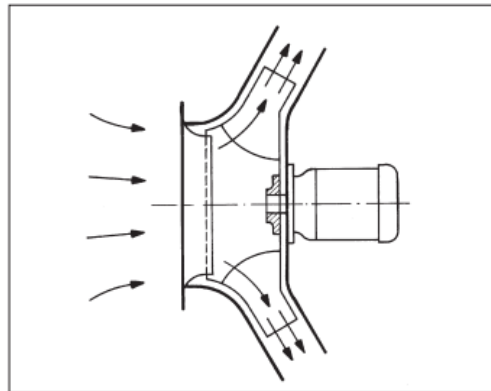


Abbildung 1 Geschwindigkeitsverteilung innerhalb eines Rohres

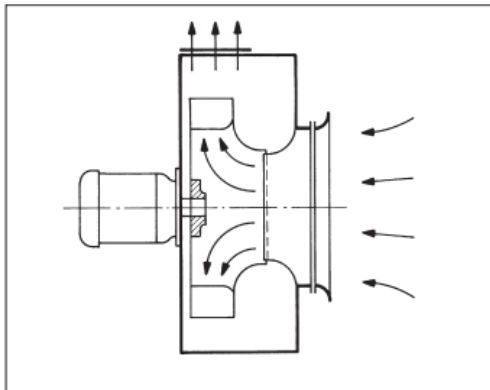
Für die wesentliche Unterscheidung der Ventilatorarten, betrachtet man den Verlauf der sogenannten „Flusslinie“, welches durch das Laufrad verläuft.



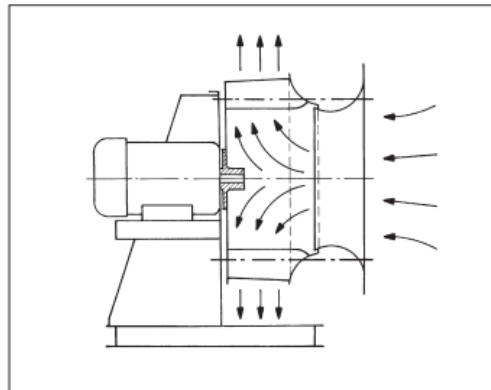
a) die axiale Bauart:
die Flusslinie verläuft in axialer Richtung gerade durch das Laufrad



c) die halbaxiale Bauart
sie liegt zwischen der axialen und radialen Bauart, die Flusslinie verläuft gekrümmt durch das Laufrad



b) die radiale Bauart:
die Flusslinie verläuft in radialer Richtung (senkrecht zur Achse) gerade durch das Laufrad



d) die radiale Bauart ohne Spiralgehäuse:
die Flusslinie verläuft nahezu wie bei der radialen Bauart mit Spiralgehäuse

Technische Änderungen vorbehalten

Axialventilatoren werden dann verwendet, wenn ein großer Volumenstrom bei geringen Druckaufbau gefördert wird. Radialventilatoren erzeugen einen hohen Druck und fördern dabei geringerer Volumenströme. Diese Sachverhalte beeinflussen auch die akustischen Eigenschaften solcher Ventilatoren. Vergleicht man das Betriebsverhalten von Axial- und Radialventilatoren für einen Betriebspunkt (Druck und Volumenstrom) drehen die axialen Laufräder in der Regel mit schnellerer Geschwindigkeit. Bei Radialventilatoren verschieben sich die dominanten Geräusche in Richtung tieferer Frequenzen. Die Leistungsanforderungen für die hier geplanten Lüftungsgeräte erfordern den Einsatz von Radialventilatoren.

3 Schallentstehung und -ausbreitung durch Strömungen und Ventilatoren

Der Schall kann in Strömungen durch Fluidverdrängung, Kräfte auf umströmte Flächen und durch Turbulenz in der freien Strömung erzeugt werden. Bei der Umströmung von Körpern ist das klassische Beispiel für die Erzeugung von strömungsinduzierten Geräuschen die an einem Kreiszylinders.

Für die Schallentstehung an Ventilatoren entsteht ein Großteil durch Wirbelablösung und turbulente Anströmung von Konstruktionsteilen, sowie durch Wechselwirkung von bewegten und unbewegten Konstruktionsteilen des Ventilators. Als Beispiel entstehen an den Schaufelhinterkanten Wirbelablösungen, die für Wechselkräfte und somit eine Schallerzeugung sorgen.

Neben den oben genannten Phänomenen sind rotierende Druckfelder eine weitere Ursache für Schallentstehungen am Ventilator. Diese sind gekennzeichnet durch ihren schmalbandigen Charakter. Bezeichnet wird dies auch als sogenannter „Drehton“.

3.1 Umströmung von Körpern

Durch die Anströmung fester Körper mit einem flüssigen oder gasförmigen Medium mit Unterschallgeschwindigkeit entstehen ab einer bestimmten Reynoldszahl Wirbel, die sich von der Körperoberfläche lösen. Diese Wirbelablösungen führen zu örtliche und zeitliche Druckschwankungen und somit auch zu einer Schallentstehung (Möser, 2015).

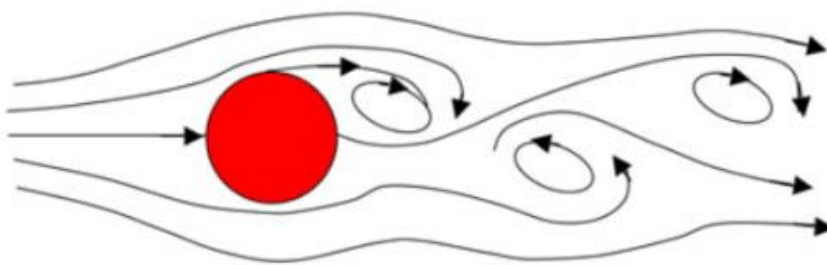


Abbildung 2 Kármán'sche Wirbelstraße

Über die Reynolds- Zahl wird mit der Anströmungsgeschwindigkeit c , dem Durchmesser D des Zylinders (charakteristische Länge) und der kinematischen Zähigkeit ν die Art des Strömungszustandes bestimmt. Dieser wiederum ruft unterschiedliche Schallereignisse hervor.

$$Re = \frac{c D}{\nu}$$

Formel 2 Reynolds Zahl

Bei sehr kleinen Reynoldszahlen ist die Umströmung des Kreiszylinders reversibel, d.h. es wirken keine Kräfte und es entsteht auch wahrnehmbarer kein Schall. Für Reynoldszahlen größer 100 tritt eine periodische Wirbelablösung auf, die auch als Kármán'sche Wirbelstraße bekannt ist und eine diskrete Frequenz erzeugt (Kameier und Reinartz, 2001). Die Grenzwerte für die Wirbelbildung variieren jedoch von Literatur zu Literatur. Nach Möser bilden sich bereits ab einem Re – Wert von 40 Kármán'sche Wirbelstraßen. Diese sollen aufgrund der asymmetrischen Wirbelformation entstehen (Möser, 2015).

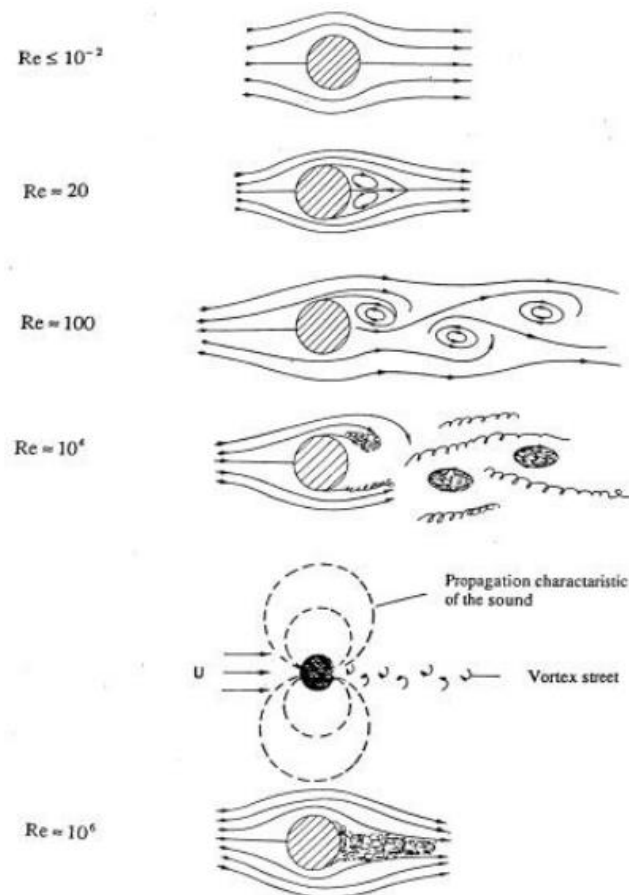


Abbildung 3 Zylinderumströmung in Abhängigkeit der Reynoldszahl, vgl. Feynman (1974)

Die Wirbelfrequenz, auch „Hiebton“ genannt bildet den Hauptteil der akustischen Leistung von angeströmten bzw. umströmten Kreiszylindern. Diese sind darauf zurückzuführen, dass Wechselkräfte senkrecht zur Strömungsrichtung mit der Frequenz der Wirbelauflösung auftreten.

Über die Abbildung 4 ist es möglich mithilfe der Reynoldszahl die Strouhalzahl zu bestimmen und somit den Hiebton zu berechnen.

$$St = \frac{f D}{c}$$

Formel 3 Strouhalzahl

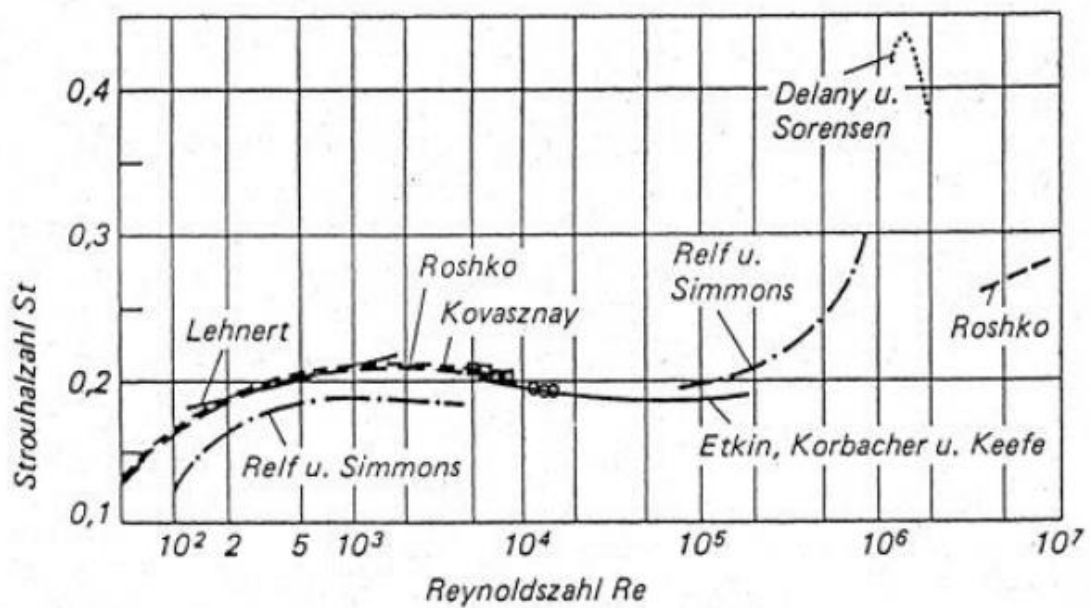


Abbildung 4 Strouhalzahl in Abhängigkeit von der Reynoldszahl, vgl Strüder, B., (1968)

3.2 Rotierende Druckfelder bei Ventilatoren

Der axiale und radiale Rotor besitzt die Anzahl z an Schaufeln, die zumeist äquidistant in Umfangsrichtung auf der Nabe angeordnet sind. Diese rotieren aufgrund der Rotordrehzahl n mit der Winkelgeschwindigkeit Ω .

$$\Omega = 2\pi n$$

Formel 4 Winkelgeschwindigkeit

Das schaufelgebundene Bezugssystem ist mit einem Druckfeld verbunden, das ebenfalls mit der Winkelgeschwindigkeit des Laufrades Ω rotiert und in Umfangsrichtung periodisch ist, d.h. charakteristische Knoten hat (Carolus, 2020).

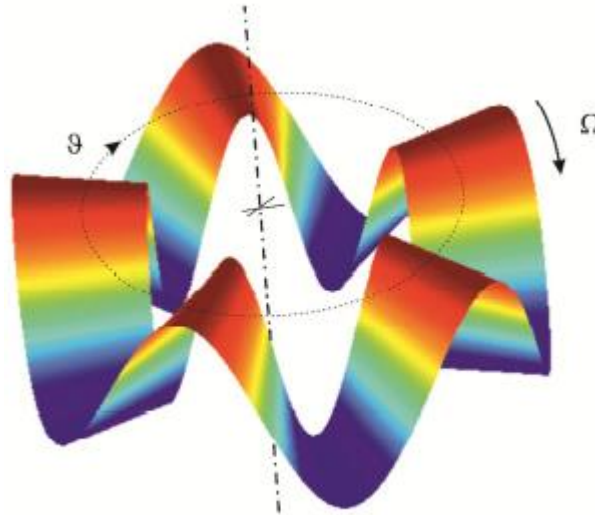


Abbildung 5 Rotierendes Druckfeld, verbunden mit einem Rotor mit $z = 5$ Schaufeln (schematisch)

Die Frequenz der Druckfluktuation wird durch den Drehton bestimmt.

$$BPF = z \cdot n = \frac{z\Omega}{2\pi}$$

Formel 5 Blade Passing Frequency, Drehton

In Wirklichkeit sind die Druckfluktuationen jedoch nicht harmonisch, die Details des Stromfelds bestimmt letztlich die Form des $2\pi/z$ – periodischen Musters. Über eine Fourier-Analyse lassen sie sich jedoch als einfaches diskretes Spektrum harmonischer Schwingungen darstellen. Die Druckfelder rotieren alle mit der Laufradwinkelgeschwindigkeit Ω und sind in Umfangsrichtung $2\pi/(j \cdot z)$ periodisch.

Der Index j bestimmt die Ordnung der Harmonischen, $j = 1$ ist der Grundton bzw. Drehton. Bei $j > 1$ spricht man von den Obertönen. Der Drehton bildet zusammen mit den Obertönen den Drehklang.

4 Wirkungsweise von Schallabsorbern

Für die Bearbeitung raumakustischer und bauakustischer Aufgaben sind Schallabsorber aufgrund ihrer wesentlichen Funktion Schall zu absorbieren wichtige Hilfsmittel. Diese werden genutzt, um bei den klassischen, akustischen Aufgabenstellungen den Lärm infolge Schallverringern passiv zu mindern.

Die Schallabsorber lassen sich prinzipiell in drei verschiedene Absorberarten zuordnen. Das sind poröse Schallabsorber, Platten- und Lochplattenschwinger und Helmholtzresonatoren, wobei man auch häufig Kombinationen aus den verschiedenen Absorberarten in der Praxis vorfindet. Über Ihre verschiedenen Funktionsweisen werden unterschiedliche Absorptionseigenschaften hervorgerufen. Die porösen haben oftmals eine breitbandige Absorption, während die Plattenschwinger und Helmholtzresonatoren eine schmalbandige Absorption aufweisen. Ein Vorteil der schmalbandigen Absorption wäre die gezielte Absorption von bestimmten problematischen Frequenzen.

4.1 Poröse Schallabsorber

Die schallabsorbierende Wirkung der porösen Schallabsorber entsteht durch die Umwandlung der Schallenergie in Wärme. Neben den Körpereigenschaften wie z.B. der Dicke haben die Materialeigenschaften Porosität, Strukturfaktor und der längenspezifischen Strömungsresistenz einen ebenso wichtigen Einfluss auf den Grad der Absorption.

Die Porosität δ beschreibt das Verhältnis aus den durch die Poren geschlossenem Volumen und dem Gesamtvolumen des Körpers.

$$\delta = \frac{V_L}{V_{ges}}$$

Formel 6 Porositätsfaktor

Für die schallabsorbierende Wirkung ist als Bedingung die Offenheit und Verbundenheit der Poren vorausgesetzt, ansonsten würden sie als geschlossenporige Stoffe der Wärmedämmung dienen.

Der durch die Porosität erzielte, maximale Schallabsorptionsgrad wird mit dem Wert 1 erreicht. Bis zu einer Porosität von 0,5 verringert sich der Schallabsorptionsgrad jedoch minimal. (siehe Abbildung 6) Die Porositäten üblicher Schalldämmstoffe wie z.B. der Glas- und Mineralfaserplatten und offenporiger Schaumkunststoffe liegen etwa zwischen 0,8 und 1,0.

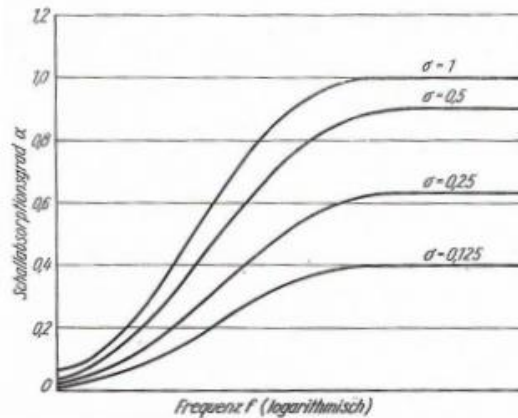


Abbildung 6 Prinzipieller Verlauf des Schallabsorptionsgrades α einer dicken porösen Dämmschicht für verschiedene Porositäten σ (Fasold, 1987)

Als nächste Materialkenngröße beschreibt der Strukturfaktor ebenfalls ein Volumenverhältnis. Dabei steht das Gesamtvolumen der Innenkanäle zu einem Teilvolumen der Kanäle. Das Teilvolumen V_w beschreibt die Kanäle die an der Schallübertragung beteiligt sind.

$$s = \frac{V_L}{V_w}$$

Formel 7 Strukturfaktor

Über sogenannte „tote Volumen“ in der Innenstruktur entstehen Sackgassen, die die Schallübertragung in den Kanälen einschränken. In folgender Abbildung 7 werden bei gleicher Porosität die unterschiedlichen Strukturfaktoren dargestellt.



Abbildung 7 Modelle für poröse Stoffe mit gleicher Porosität und unterschiedlichem Strukturfaktor

Für die Porosität und dem Strukturfaktor wird mit den meisten zurzeit verfügbaren Dämmstoffen ein Wert erreicht, bei dem diese Eigenschaften selbst vernachlässigbar sind. Dafür wird der folgenden Kenngröße, Strömungsresistenz umso mehr Gewicht gegeben.

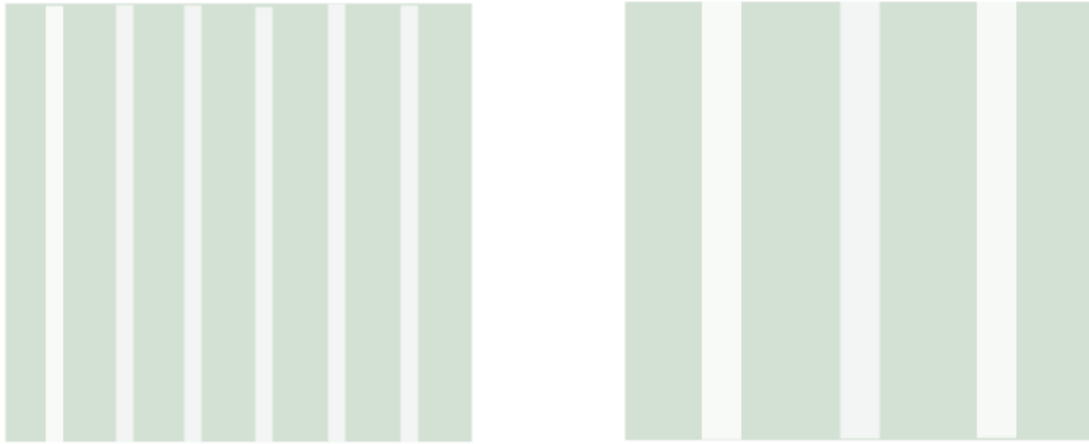


Abbildung 8 Modelle poröser Stoffe mit gleicher Porosität und unterschiedlicher Strömungsresistenz

In der Abbildung 8 erkennt man unterschiedliche Kanalquerschnitte mit gleicher Porosität. Durch die Verengung der Kanäle, soll die damit in Verbindung gebrachte erhöhte Strömungsresistenz visualisiert werden. Da beim Schalldurchgang die praktische, wirk-same Strömungsresistenz gleich der, die beim langsamen Durchströmen des Stoffes mit einem Luftstrom ist, ergibt sich folgende Definition.

Die Strömungsresistenz R_{Ξ} beschreibt das Verhältnis der Druckdifferenz Δp vor und hinter dem Material zur Geschwindigkeit v der hindurchströmenden Luft.

$$R_{\Xi} = \frac{\Delta p}{v}$$

Formel 8 Berechnung der Strömungsresistenz

Die längenspezifische Strömungsresistenz Ξ bildet sich mit dem Einbringen der Stoff-dicke d in Strömungsrichtung.

$$\Xi = \frac{\Delta p}{v \cdot d}$$

Formel 9 Strömungsresistenz

4.2 Der Plattenschwinger

Das Prinzip des Plattenschwingers beruht sich auf eine Resonanzerscheinung bei einem Feder-Masse-System. Als Masse des Resonators wirkt die schwingende Platte und als Feder wirkt hinter der Platte das eingeschlossene Luftvolumen. Im Allgemeinen wird dem Luftzwischenraum ein offenporiger Dämmstoff hinzugefügt, um zusätzliche Absorption zu gewährleisten. Das Maximum der Schallabsorption wird im Bereich der Resonanzfrequenz f_r erreicht. Diese kann man näherungsweise nach der Beziehung aus der flächenbezogenen Masse M der schwingenden Masse und dem Wandabstand d_w bestimmen.

$$f_r = \frac{600}{\sqrt{d_w M}}$$

Formel 10 Resonanzfrequenz Plattenschwinger

Damit das eingeschlossene Luftvolumen als Feder betrachtet werden kann, sollte der Wandabstand d_w sehr klein gegenüber der Wellenlänge der Resonanzfrequenz sein. Daraus entsteht folgende Bedingung.

$$d_w \leq \frac{\lambda_r}{12} \quad \text{oder} \quad d_w \leq \frac{2800}{f_r}$$

Die Auslegung der Resonanzfrequenz auf den tiefen und mittleren Bereich stellt prinzipiell keine Probleme dar. Mit der Erhöhung der Masse wird die Absorption schmalbandiger und mit der Erhöhung des Wandabstandes wird die Absorption breitbandiger (Fasold,1975). Für hohe Frequenzen erweist sich das als schwieriger, denn es wird eine Masse von so kleiner Menge benötigt, dass die Herstellbarkeit aus Festigkeitsgründen problematisch werden könnte. Ebenso müsste man die Bedingung des kleinen Wandabstandes gegenüber der Frequenz einhalten und man würde bei hohen Frequenzen zu sehr kleinen Abständen kommen.

Um die freie Schwingung der Platte nicht zu beeinträchtigen, darf, falls der potentielle Dämmstoff verwendet wird, nicht fest zwischen Platte und Wand eingepresst werden. Gleichzeitig ist eine Mindestgröße von 0,5 m² erforderlich, um Unterstüzungen und Versteifungen an der Platte vorzubeugen. Anstelle der geschlossenen Platten können auch gelochte Platten mit einem festzulegenden Lochflächenverhältnis ϵ und mit bestimmten Lochabmessungen zum Aufbau von Plattenschwingern verwendet werden. Die Lochplattenschwinger unterliegen den gleichen Gesetzmäßigkeiten wie Plattenschwinger. Man ersetzt dabei die Plattenmasse M mit der wirksamen Lochmasse M_L . Die Lochmasse M_L beschreibt die Masse der im Loch mitschwingender Luft. Zusammen mit der wirksamen Lochtiefe l^* ergibt sich folgendes Verhältnis:

$$M_L = 0,12 \frac{l^*}{\varepsilon}$$

Formel 11 Lochmasse

Die wirksame Lochtiefe l^* ergibt sich aus der tatsächlichen Lochtiefe (Plattendicke) l und der Mündungskorrektur $2\Delta l$.

4.3 Der Helmholtzresonator

Neben den Plattenschwingern sind Helmholtzresonatoren ein weiteres Mittel, um vor allem bei tiefen Frequenzen hohe Schallabsorptionsgrade zu erzielen. Der klassische Helmholtzresonator besteht aus einem Resonatorvolumen V , das die Wirkung einer Feder simuliert und einem Resonatorhals, der die Querschnittsfläche S und die Länge l_0 aufweist. Die Funktionsweise des Helmholtzresonators ähnelt dem des Plattenschwingers. Statt einer Plattenmasse schwingt aber die Luftmasse in dem Loch. In Abbildung 9 ist der Aufbau eines Helmholtzresonators skizziert.

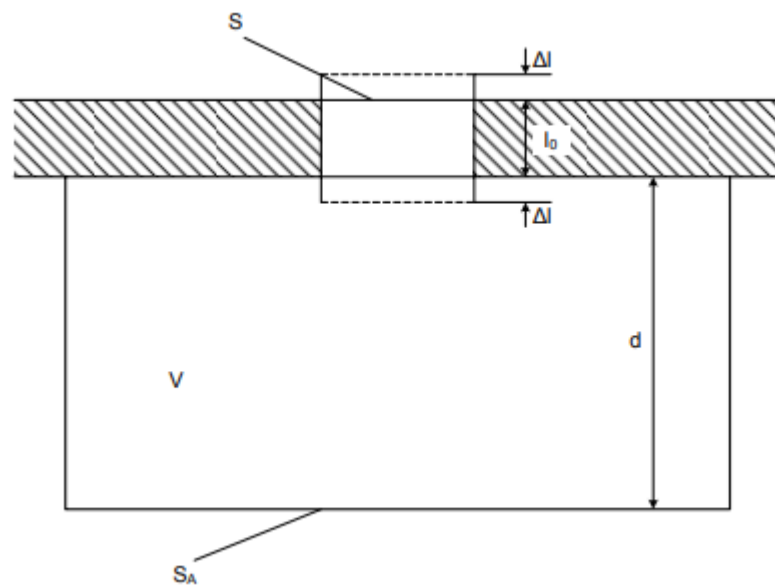


Abbildung 9 Helmholtzresonator

Für die Resonanzfrequenz f_r gilt die Beziehung

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l_0 + 2\Delta l)}}$$

Die wirksame Resonatorhalslänge l_0 ist um die sogenannte „Mündungskorrektur $2\Delta l$ “ größer als die tatsächliche Resonatorhalslänge. Durch die schwingenden Luftteilchen in den Löchern bilden sich jeweils zusätzliche Luftvolumen, die mitschwingen.

In der Literatur findet man mehrere Möglichkeiten die Mündungskorrektur herzuleiten. Nach der Herleitung von Ingard ergibt sich für Lochflächenverhältnisse kleiner 0,2 die Gleichung

$$\Delta l = 0,8a(1 - 1,4\sqrt{\sigma})$$

Für $\sigma \geq 0,2$ gilt

$$\Delta l = 0,8a(1 - 1,4\sqrt{\sigma} + 0,47\sqrt{\sigma^3})$$

Formel 12 Mündungskorrektur in Abhängigkeit der Lochtiefe eines Helmholtz-Resonators

5 Grundlagen der Luftschalldämmung

Spricht man in der Bauakustik von der Luftschalldämmung, so bezieht es sich in den meisten Fällen auf die Schalldruckpegeldifferenzen zwischen einem Senderaum und einem Empfangsraum. Diese Schalldruckpegeldifferenzen werden nicht ausschließlich von der Art der trennenden Baukonstruktion bestimmt, sondern auch von ihrer Größe und ihrer Lage bezüglich zum Sende- und Empfangsraum. Sende und Empfangsraum besitzen gleichzeitig unterschiedliche Absorptionseigenschaften, die für die Schalldruckpegeldifferenzbildung im spürbaren Maße liegt. Die Schalldruckpegeldifferenz alleine ist daher nicht für die Charakterisierung der Schalldämmung einer Trennkonstruktion geeignet. Möchte man jedoch Größen benutzen, die weitgehend von der flächenhaften Ausdehnung der Trennkonstruktion unabhängig sind, so verwendet man das Schalldämmmaß oder das Bauschalldämmmaß. Mit den Größen ist eine eindeutige Zuordnung zwischen Querschnitt der Konstruktion und Schalldämmmaß möglich. Neben den zuvor genannten Größen benutzt man Norm-Schallpegeldifferenzen und die nachhallzeitreduzierten Schallpegeldifferenzen. Sie vernachlässigen die geringe Größe des Bauteils und charakterisieren mehr die allgemeine Schalldämmung zwischen zwei Räumen, auch wenn gar kein gemeinsames, trennendes Bauwerksteil vorhanden ist.

5.1 Schalldämmmaß und Bauschalldämmmaß

Das Schalldämmmaß R ist die logarithmische Darstellung einer durch eine Trennkonstruktion transmittierten Schallenergie. Durch einen Senderaum wird eine auf die Trennkonstruktion fallende Schallleistung P_1 generiert, die als Schallleistung P_2 im Empfangsraum ankommt.

$$R = 10 \lg \left[\frac{1}{\tau} \right] = 10 \lg \left[\frac{P_1}{P_2} \right] \text{ dB}$$

Formel 13 Schalldämmmaß R

Da die Schallübertragung nicht ausschließlich über einer trennenden Wandkonstruktion (Hauptweg) erfolgt, sondern auch über gegebenen Nebenwege, ist das Bauschalldämmmaß R' eingeführt worden.

$$R' = 10 \lg \left[\frac{P_1}{P'_2} \right] \text{ dB}$$

Formel 14 Bauschalldämmmaß R'

Hier wird die Schallübertragung durch flankierende Bauteile und Öffnungen mit einbezogen. Möchte man trotzdem nur das Schalldämmmaß verwenden, so darf die übertragene Schalleistung durch Nebenwege maximal 10% sein. Für hohe Schalldruckpegel werden die 10% meisten überschritten und für kleinere Schalldruckpegel ist das Schalldämmmaß oft gleich dem Bauschalldämmmaß (Fasold, 1987).

5.2 Das Schalldämmmaß zusammengesetzter Bauteile

In der Praxis besteht oftmals die Trennkonstruktion aus mehreren Bauelementen unterschiedlicher Schalldämmung.

$$R_{ges} = -10 \cdot \lg \left[\frac{1}{S_{ges}} \sum_i^n (S_i \cdot 10^{\frac{-R_i}{10}}) \right] \text{dB}$$

Formel 15 Schalldämmung für N-Bauteile allgemein

Ein Beispiel wäre die klassische Wand mit einer Tür. Für diese Betrachtung entsteht die Schalldämmung R_{ges} bestehend aus zwei Teilflächen mit unterschiedlichem Schalldämmmaßen.

$$R_{ges} = -10 \cdot \lg \left[\frac{1}{S_{ges}} \left(S_w \cdot 10^{\frac{-R_w}{10}} + S_T \cdot 10^{\frac{-R_T}{10}} \right) \right] \text{dB}$$

Formel 16 Schalldämmung eines zusammengesetzten Bauteils aus zwei Bauelementen

Oftmals besitzt eine der beiden Teilflächen eine wesentlich kleinere Schalldämmung. Unter dieser Voraussetzung erhält man eine vereinfachte Näherungsgleichung.

$$R \approx R_T - 10 \lg \left[\frac{S_T}{S_{ges}} \right] \text{dB}$$

Formel 17 Näherungsgleichung für $R_T \ll R_w$

Für diese Näherungslösung muss das resultierende Schalldämmmaß mindestens 5 dB unter dem größeren Schalldämmmaß, also R_w , sein. Das kleinere Schalldämmmaß R_T ist in diesem Falle der ausschlaggebende Parameter neben dem Flächenverhältnis für die Bestimmung der Schalldämmung des zusammengesetzten Bauteils. Nähert sich R_T dem Wert 0, so bestimmt ausschließlich das Flächenverhältnis der Fläche des Bauteils mit der wesentlich kleineren Schalldämmung zur Gesamtfläche das Schalldämmmaß.

6 Konzeptentwicklung für Schallabsorption am Luftgitter

6.1 Bedingungen am Luftauslassgitter mit hinterlegtem Ventilator

Für die zukünftige Entwicklung eines neuen Lüftungsgerätes wird angestrebt, dass die Strömungsöffnungen so dimensioniert sind, dass deren mittlere Strömungsgeschwindigkeiten kleiner als 3 m/s sind. Diese Geschwindigkeit gilt bei Kanalströmungen als akustisch unbedenklich. Dafür ist hier eine Strömungsfläche 0,08m² festgelegt worden. Diese Fläche wird das Layout für das zu entwickelnde Luftauslassgitter sein.

Für die Auswahl möglicher Absorber ist es von Bedeutung, einen realen Schallpegelverlauf eines Ventilators zu ermitteln. Im Ergebnis entstehen Verläufe, aus denen die Informationen für die Bedingungen einer wirkungsvollen frequenzabhängigen Absorption ersichtlich sind. Dafür wurde nach der DIN EN ISO 3741 der Schalleistungspegel des modifizierten Ventilators vom Typ ebmpapst K3G250-RE07-07 für verschiedene Drehzahlen (Speisespannungen) gemessen. Ein solcher Ventilator ist potenziell für den Einsatz in einem leistungsstarken Lüftungsgerät geeignet. Die Modifizierung besteht darin, dass dieser Radialventilator in einen Drehgehäuse zur Änderung der Förderrichtung integriert ist (siehe Abbildung 10)

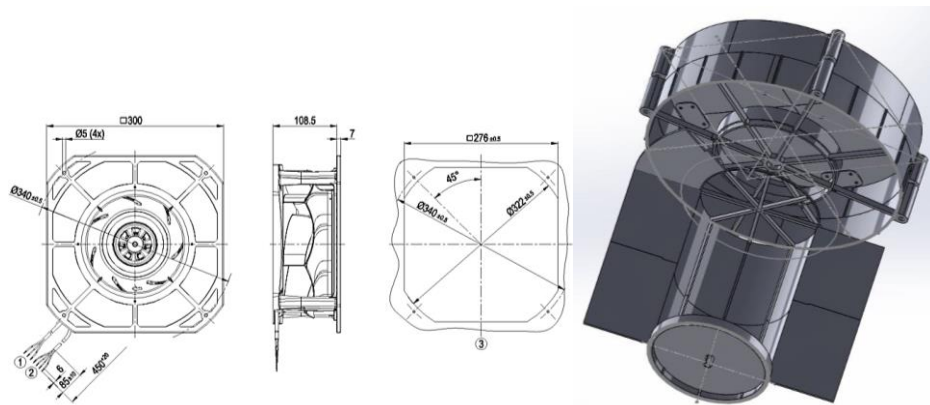


Abbildung 10 Ventilator ebmpapst K3G250-RE07-07 (links) mit Drehgehäuse zur Änderung der Förderrichtung (rechts)

Das Drehgehäuse wird als akustisch relevante Komponente vermutet.

Es wurde der Schallleistungspegel für insgesamt 7 verschiedene Drehzahlen (Speisespannungen) gemessen. Für jede Speisespannung, außer die bei 5 Volt, ist ein ähnlicher Schallleistungspegelverlauf zu erkennen. Im Frequenzbereich zwischen 100 und 500 Hz bilden sich Peaks, die sich je nach Speisespannung verschieben. Mit der Erhöhung der Speisespannung verschieben sich die Peaks in den hochfrequenten Bereich. Für den weiteren Verlauf des Schallleistungspegels nach dem Peak, ist eine leichte Senkung des Schallleistungspegels zu beobachten. Ab 2000 Hz sinkt der Schallleistungspegel deutlich stärker. Die Peaks zwischen 100 und 500 Hz lassen sich durch den Drehton erklären.

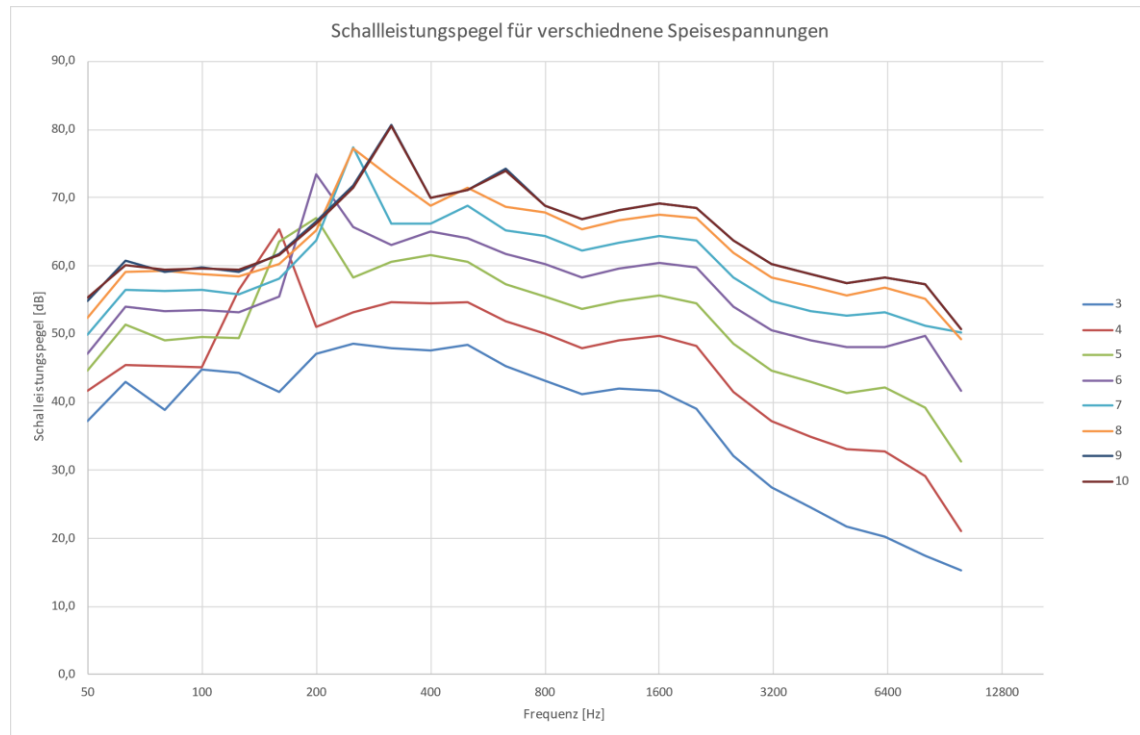


Abbildung 11 Schallleistungspegel des ILK Ventilators

Eine Speisespannung repräsentiert eine bestimmte Rotordrehzahl, die sich mit der Steigung der Speisespannung erhöht. Aus der Rotordrehzahl lassen sich die Drehtöne errechnen. Für die Speisespannung von 8 V und damit einer Rotordrehzahl von 2400 Umdrehungen pro Minute ergibt sich nach der Formel 5 ein Drehklang bei der Frequenz von 280 Hz. Aus Abbildung 11 lässt sich der Drehklang bei ca. 250 Hz ablesen. Diese Abweichung kann mit der Drehgehäuse-Modifizierung des Ventilators erklärt werden.

Insgesamt zeigt das Ventilatorsystem eine breitbandige Schallcharakteristik mit jeweils einem dominierenden Drehklang. In Auswertung der theoretischen Vorarbeiten erscheint für die Wahl der Absorberkonstruktion eine Zusammensetzung aus einem porösen Material und einem Resonanzabsorber als gut geeignet. Der poröse Absorber

absorbiert breitbandig, während der Resonanzabsorber mit seiner Resonanzfrequenz auf den Drehklang abgestimmt werden kann.

6.2 Auswahl eines Luftgitterprofils

Das Profil bestimmt in unserem Falle die geometrische Beschaffenheit des Gitters. Dabei sind als erstes die Öffnungsformen gemeint und im späterem Verlauf auch die Abstände bzw. das Öffnungsverhältnis im Abhängigkeit der Profilstellungen. In dem Fachartikel „Schallschutz mit schalldämmenden Lüftungsgittern“ (Georg Eßer, Elmar Sälzer, 2004) wurden beispielsweise dachförmige und elliptisch geformte Profile nach ihrem Schalldämmmaß mit verschiedenen Spaltlängen und Spaltbreiten untersucht. Aus den Messungen ergibt sich ein Nomogramm in Abhängigkeit der Spaltlänge und der Spaltbreite für ein dachförmiges Gitterprofil. Bei einer Messung mit der Spaltlänge von 264mm und einer Spaltbreite von 60mm verringerte sich bei einem elliptischen Profil das Schalldämmmaß um 3 dB. Diese Beobachtung deutet auf eine Verringerung des Schalldämmmaßes aufgrund einer Veränderung der Öffnungsform. Jedoch ist aus dem Artikel nicht erschießbar, weshalb das dachförmige Profil, einen größeren Wert aufweist. Da es sich bei den Messungen um Luftgitterprofile mit porösen Absorbermaterial handelt, lässt sich vermuten, dass eine effektivere Absorberanordnung über das dachförmige Gitter ein Grund für das veränderte Schalldämmmaß sein könnte. Poröse Absorber ändern beispielsweise Ihre Wirkungsweise durch verschiedene Dicken. Gleichzeitig spielt der Einfallswinkel der Schallwellen eine wesentliche Rolle bei der Schallabsorption.

Die folgende Abbildung zeigt den theoretischen Verlauf des Schallabsorptionsgrades $\alpha(\vartheta)$ bei verschiedenen Einfallswinkeln ϑ für poröse Absorber mit starren Skelett dicht angeordnet vor einer schallharten Wand.

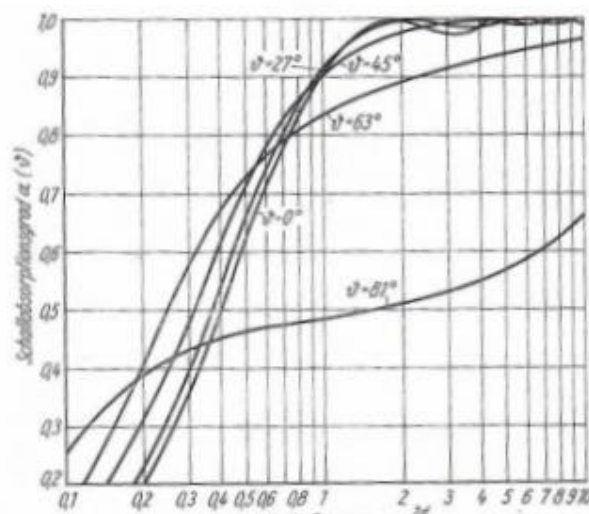


Abbildung 12 Theoretischer Verlauf des Schallabsorptionsgrades $\alpha(\vartheta)$ bei verschiedenen Einfallswinkeln ϑ für poröse Schallabsorber mit starren Skelett dicht vor schallharter Wand

Für die Einfallswinkel 27° , 45° und 0° sind die Schallabsorptionsgradverläufe untereinander sehr ähnlich. Mit der Erhöhung des Einfallswinkels verschiebt sich die Kurve leicht in den tieffrequenten Bereich. Ab einem Einfallswinkel von 63° ist eine Absorptionsgradverkleinerung von ca. 0,1 zu erkennen. Der Schallabsorptionsgrad halbiert sich nach Abbildung 12 bei einem Einfallswinkel von 81° .

Für die Messung könnte man in Betracht ziehen den Öffnungswinkel und die Spaltenbreite zu variieren um die oben genannten Erscheinungen weitergehend zu untersuchen.

Die Kanten des dachförmigen Profils könnten Durchströmung Turbulenzen hervorrufen. Diese Turbulenzen sind erfahrungsgemäß Ursachen für Schallentstehung und höherer Druckverluste infolge Durchströmung.

Der beschriebene Lösungsansatz ist Vorbild für das hier zu entwickelnde Auslassgitter, aber es sollen halbkreisförmige Gitterprofile dimensioniert werden. Solche Profile besitzen eine Kante weniger und haben bei einer günstigen Dimensionierung inklusive mit der Schließung durch eine Platte ein größeres Körpervolumen. Das ist relevant, da es Ideen gibt über eine Lochplatte aus dem Gitterprofil ein Lochflächenresonator zu entwickeln. Dafür ist ein erhöhtes Körpervolumen vorteilhaft. Die gewählte prinzipielle Gitterform ist in Abbildung 13 skizziert.



Abbildung 13 halbkreisförmiges Gitterprofil

6.3 Die Anwendung von Schallabsorbern

Auf der Innenseite des Gitterprofils entsteht ein „Stauraum“ der für die Aufnahme von Absorbermaterial sehr gut verwendet werden kann. Die Flexibilität, durch beispielsweise das Kleben, ist es möglich, einfach und gezielt, die Absorbermaterialien zu befestigen. Durch die breite Palette an Absorbern, die das ILK zu bieten hat, ist es möglich, poröse Absorber von verschiedenen Herstellern zu verwenden. Für den ersten Aufbau wird ein poröser, filzartiger Absorber verwendet. Das Montageprinzip des Absorbermaterials auf der Innenseite des Profils zeigt Abbildung 14.



Abbildung 14 Luftauslassgitter mit Absorber

Das Schließen der offenen Fläche des Profils kann mit einer speziell dimensionierten Lochplatte erfolgen. Damit wird aus dem Gitterprofil ein potenzieller Lochflächenresonator kreiert. Die Idee zu dieser Anordnung bietet den Vorteil ein Absorbersystem für bestimmte Resonanzfrequenzen auszulegen. Im Abschnitt 5 sind im Schallpegelspektrum des Ventilatorsystems bestimmte Peaks, die den Summenpegel am stärksten beeinflussen, zu erkennen. Es wird angestrebt diese Peaks über die Konstruktion eines Lochflächenresonators zu reduzieren. In Abbildung 15 ist der prinzipielle Aufbau mit Lochplatte skizziert.



Abbildung 15 Luftauslassgitter mit Absorber und Lochblech

6.4 Dimensionierung und Simulation des Luftgitterprofils, inklusive Schallabsorber

Die Dimensionierung und Konstruktion des Luftgitterprofils erfolgte mit der Software „Solidworks“. Für den Messversuch ist es sinnvoll insgesamt 5 Halbkreisprofile zu erstellen. Der Außendurchmesser des Halbkreisprofils beträgt 44mm und die Länge gleich 186mm. Die Halbkreisprofile sind gleichmäßig in der Höhe verteilt und in der gegebenen 0,08 m² großen Strömungsfläche angeordnet. Diese Grundkonstruktion

bildet die Basis für alle weiteren Modifizierungsschritte. Die Abbildung 16 zeigt den Aufbau des Modellgitters. Im weiteren folgt eine detailliertere Beschreibung des Aufbaus.

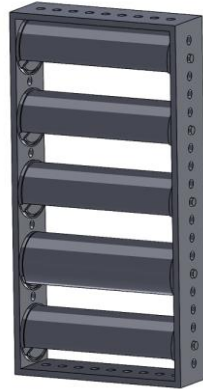


Abbildung 16 Solidworks-Modell: Rahmen + Gitterprofil

Für die Modellierung des Luftgitterprofils mit Lochflächenresonator ist die Baugruppe in insgesamt 4 Bauteile aufgeteilt. Das sind der Rahmen, die Profilaufnahme, das Halbkreisprofil und die Lochplatte. Der Rahmen besteht dabei aus Holz und dient der Aufnahme für die Halbkreisprofile. Die Aufnahmen sind einfache Löcher im Rahmen. Die Abstände der Löcher beeinflussen die Öffnungsfläche und somit die Spaltbreite des Luftgitters. Daher sind in den Rahmen möglichst viele Löcher mit kleinem Abstand integriert, um eine Änderung der Öffnungsfläche, zu gewährleisten. Abbildung 17 zeigt das Modell vom Rahmen.

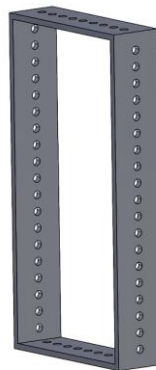


Abbildung 17 Solidworks-Modell: Rahmen

Die Aufnahme für die Halbrundprofile und für die Lochplatte zeigt Abbildung 18. Über diese erfolgt die drehbare Befestigung des Halbkreisprofils und der Lochplatte an den Rahmen. Über eine kreisförmige Einkerbung in der Aufnahme ist es möglich, den Öff-

nungswinkel zu verstellen und die freie Spaltenbreite im Gitter zu verändern. Über eine zweite Einkerbung wird die Befestigung einer Lochplatte gewährleistet

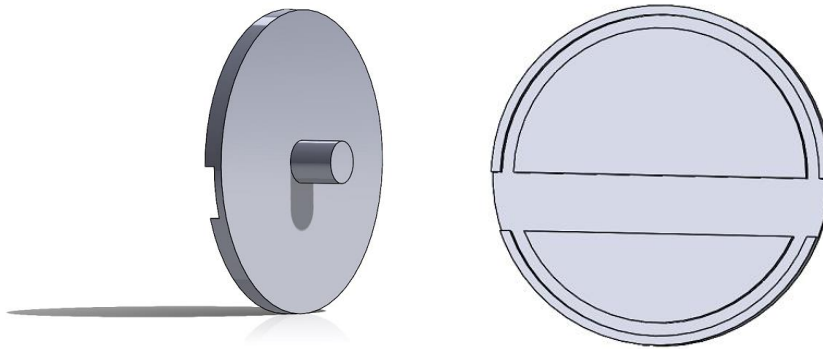


Abbildung 18 Solidworks-Simulation: Aufnahme, Vor- und Rückseite

Das Verschließen des offenen Halbkreisprofils erfolgt mit einer Lochplatte, die in Größe und Anzahl der Löcher variiert wird. Wenn man den Hohlraum vor der Montage der Lochplatten mit Absorbermaterial auskleidet, entsteht ein Lochplattenresonator. Mit einer gezielten Auslegung des Lochflächenverhältnis und der Lochtiefe kann man dieses System auf eine definierte Resonanzfrequenz einstellen. In Abbildung 19 ist das Modell des Luftauslassgitters dargestellt.



Abbildung 19 Solidworks-Simulation: Luftauslassgitter mit Lochblech und Rotationsfunktion

6.5 Schallabsorptionsgradmessung über ein Kundtsches Rohr

6.5.1 Motivation und Vorbereitung

Da die Informationen zum Schallabsorptionsgrad und zur Strömungsresistenz der ILK Absorber nicht ausreichend zur Verfügung stehen, bietet sich an, über die Hochschule Mittweida eine Messung mit dem Zwei-Mikrofon-Impedanzrohr von B&K durchzuführen. Dazu werden die Absorbermaterialien gemäß ihrer Materialstruktur hier nur mit einer Zählnummer charakterisiert.

Das Prinzip des Kundtsches Rohres basiert auf die Messung des Maximas und Minimas stehender Wellen. Im Impedanzrohr wird eine ebene Schallwelle gegen die Materialprobe vor einem schallhartem Abschluss ausgesendet und über Reflexionen überlagern sich die Wellen, was zu einer Stehwellenbildung führt. In Abbildung 20 ist der prinzipieller Aufbau eines Zwei-Mikrofon-Impedanzrohres dargestellt.

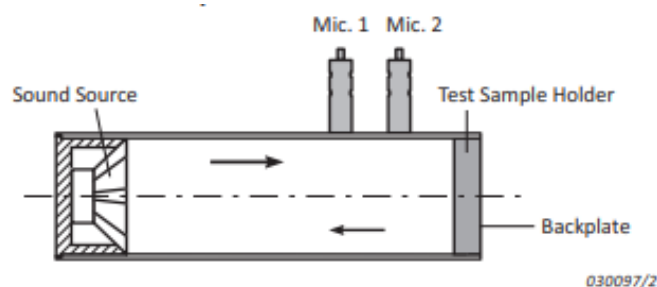


Abbildung 20 2-Mikrofon-Impedanzrohr

Über zwei Impedanzrohre unterschiedlicher Größe wird jeweils eine Schallabsorptionsgradmessung durchgeführt. Für das Impedanzrohr mit größerem Durchmesser von 10cm ist das zu gemessene Frequenzband auf 361Hz bis 2000 Hz abgestimmt. Das kleinere Impedanzrohr misst von 860 Hz bis 6640 Hz.

Für die Wahl der zu untersuchenden Absorbermaterialien ist die Dicke der Probe ausschlaggebend. Das im Versuchsmodell zu integrierende Absorbermaterial wird in das Halbrohrprofil platziert und ist dementsprechend vom Abmaß des Profils abhängig. Der Innenraum des Halbrohrprofils besitzt einen Radius von 28mm. Die Dicke des Absorbermaterials 2 beträgt 20mm und passt gerade so noch in den gebogenen Hohlraum. Somit macht es keinen Sinn Absorber oberhalb der Dicke des Absorbermaterials 2 für diese Arbeit zu untersuchen.

Tabelle 1 Einordnung ILK Absorber unterschiedlicher Dicke

Absorber	Dicke
1	10mm
2	20mm
2	5mm

6.5.2 Darstellung und Auswertung der Messergebnisse

Das Diagramm in Abbildung 21 veranschaulicht den frequenzabhängigen Absorptionsgrad für das Absorbermaterial 1. Der gemessene Absorptionsgrad für das Absorbermaterial 2 zeigt das Diagramm in Abbildung 22.

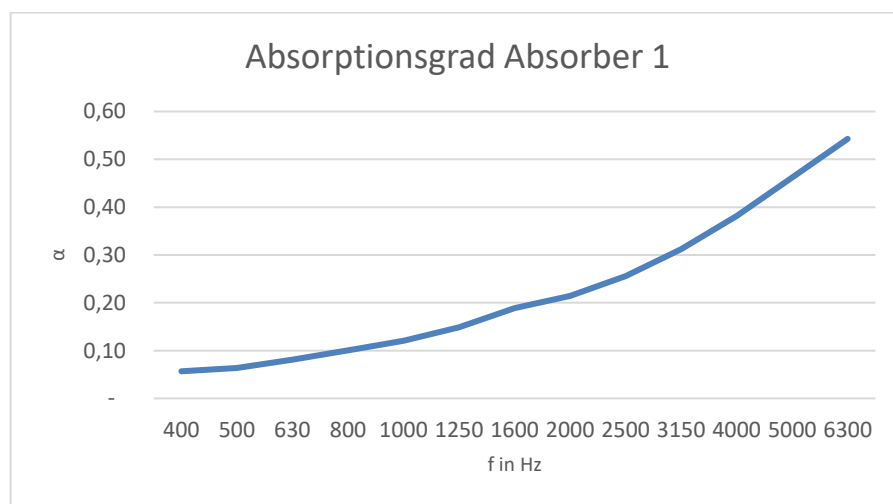


Abbildung 21 Schallabsorptionsgrad des Absorbermaterials 1

Der Schallabsorptionsgrad steigt stetig mit zunehmender Frequenz, beginnend bei 400 Hz, von 0,06 bis auf 0,55. Dieses Absorbermaterial ist für eine hochfrequente Absorption gut geeignet.

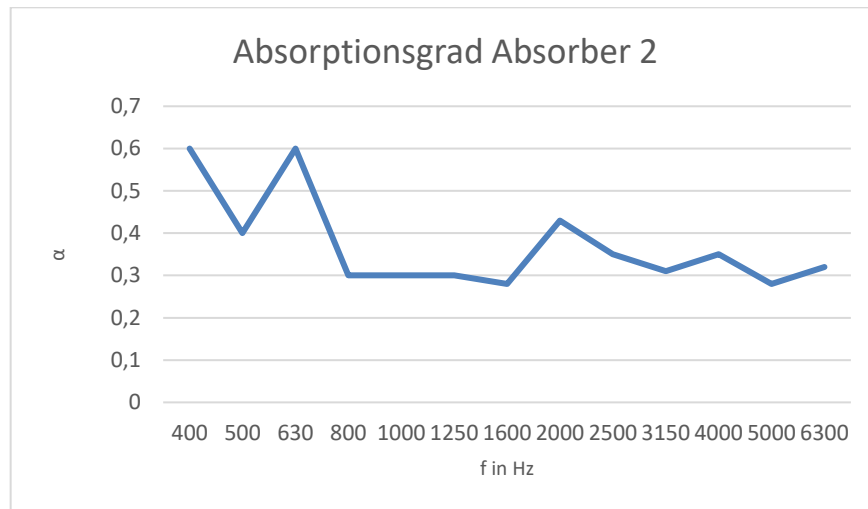


Abbildung 22 Schallabsorptionsgrad des Absorber 2

Der Absorptionsgrad des Absorbermaterials 2 schwankt zwischen 0,4 und 0,6 im Bereich zwischen 400 und 630 Hz und sinkt bei 800 Hz auf 0,3 ab. Der Absorptionsgrad behält seinen Verlauf bis 1600 Hz und steigt bei 2000 Hz auf 0,4. Mit einer leichten Senkung schwankt der Absorptionsgrad zwischen 0,35 und 0,29 im weiteren Frequenzverlauf. Das Absorbermaterial 2 hat demnach eine breitbandige Absorptionscharakteristik.

6.6 Erstellung eines Algorithmus für die Berechnung der Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators

Wie bereits in Kapitel 6.2. erwähnt, ist für die Wahl der Resonanzfrequenz der Drehklang des Ventilatorsystems entscheidend. Aus der Abbildung 11 ergeben sich Drehklänge und Peaks im Frequenzbereich von 150 bis 700 Hz. Um diese Peaks zu beeinflussen, müssen die parametrischen Zusammenhänge über die Formel der Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators bzw. Helmholtzsystem angewendet werden.

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l_0 + 2\Delta l)}}$$

Formel 18 Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators

Das Körpervolumen V ergibt sich aus dem Radius r und der Länge l des Halbgitterprofils und ist für die Berechnung der Resonanzfrequenz die einzige feste Kenngröße, neben der Schallgeschwindigkeit c . Die Kenngrößen Plattendicke und Lochfläche sind

für die Berechnung variierbar. Die Lochfläche berechnet sich aus der Anzahl der Löcher und der jeweiligen Lochflächen. Um auf die gewünschte Resonanzfrequenz zu kommen, werden die variierbaren Kenngrößen manuell geändert. Als Beispiel wird die Plattendicke vergrößert um die Resonanzfrequenz in den tieffrequenten Bereich zu schieben. In Abbildung sind die variierbaren Kenngrößen grün markiert.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
1	Strömungsresistenz des Absorbers				Volumenberechnung				Lochplattenfläche				Lochfläche + Mündungskorrektur				Impedanzberechnung		
2	Σ	6000	Pa*s/m²		d_R=	24	mm		l=	181	mm		n=	24	[1]		d_quader=	31,391138	mm
3	Plattendicke	10	mm		l_R=	181	mm		b=	56	mm		d_L=	2	mm		Z_res,0=	8,3504677	
4	t	10	mm		c_0=	343,100	mm/s		S_A=	10136	mm²		S_H=	75,398224	mm²		Z_r,0=	0,2769718	
5					V_R=	222902,282	mm³						e=	0,0074387			p_L	1,4	kg/m³
6													t_eff=	11,406805	mm				
7	Resonanzfrequenz																		
8	fr=	297,446386	Hz																
9																			
10																			
11	Schallabsorptionsgrad																		
12	F=	-2,0752858		-1,653944	-1,321128	-1,0473288	-0,8148418	-0,6124	-0,432492	-0,269917456	-0,120962	0,0170972	0,1463042	0,2682208	0,3840622	0,4947875	0,6011642	0,70381349	0,8032437
13	f	120		140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
14	Schallabs	0,00366916	0,0057588	0,0089826	0,01418228	0,02311503	0,0398781	0,0755018	0,165087977	0,4179217	0,6710238	0,354725	0,1666691	0,0929737	0,05924	0,0412912	0,03062847	0,0237639	0,0190698
15	fr	297,446386	297,44639	297,44639	297,446386	297,446386	297,44639	297,44639	297,44639	297,4463862	297,44639	297,44639	297,44639	297,44639	297,44639	297,44639	297,44639	297,446386	297,44639
16																			
17																			

Abbildung 23 Excel – Rechenalgorithmus für die Resonanzfrequenz eines Lochflächenresonators

Für die Berechnung des Schallabsorptionsgrades wird die folgende Formel verwendet

$$\alpha = \frac{4Z_{r,0}}{(Z_{r,0} + 1)^2 + (Z_{res,0} \cdot F)^2}$$

Formel 19 Schallabsorptionsgrad eines Lochflächenresonators

Der Kennwiderstand $Z_{res,0}$ und die normierte Impedanz $Z_{r,0}$ lassen sich über folgende Formel veranschaulichen.

$$Z_{res,0} = \sqrt{\frac{t_{eff}}{d \cdot \varepsilon}} \quad Z_{r,0} = \frac{\varepsilon \cdot t}{\rho_0 \cdot c_0}$$

Formel 20 Kennwiderstand $Z_{res,0}$ und die normierte Impedanz $Z_{r,0}$

Über den Kennwiderstand wird die Strömungsresistenz des Absorbermaterials eingeführt. Die Strömungsresistenz, als variierbare Kenngröße, beeinflusst erheblich den Absorptionsgrad. Da es nicht möglich ist, die Strömungsresistenzen von den ILK gestellten Absorbermaterialien zu bestimmen, ist ein gewählter Wert von 6000 Pa*s/m² für die Berechnung und Veranschaulichung des Schallabsorptionsgrades verwendet worden.

Für die Dimensionierung der Lochplatte ist eine Dicke von 10mm und 24 Löcher mit dem Durchmesser von 2mm gewählt worden. Die resultierende Resonanzfrequenz liegt bei 297 Hz.

Aus der Abbildung 24 ist die Resonanzfrequenz mit einer relativ kleinen Güte bei 300 Hz zu erkennen. Durch einen Absorber mit einer Strömungsresistenz von 6000 Pa*s/m² erreicht der Schallabsorptionsgrad bei ca. 300 Hz einen Absorptionsgrad von fast 0,5. Von der Resonanzfrequenz aus betrachtet fällt der Absorptionsgrad bis 260 Hz und 340 Hz auf ca. 0,1. Unterhalb 260 Hz und oberhalb 340 Hz wird die Absorption unwirkung unbedeutend klein.

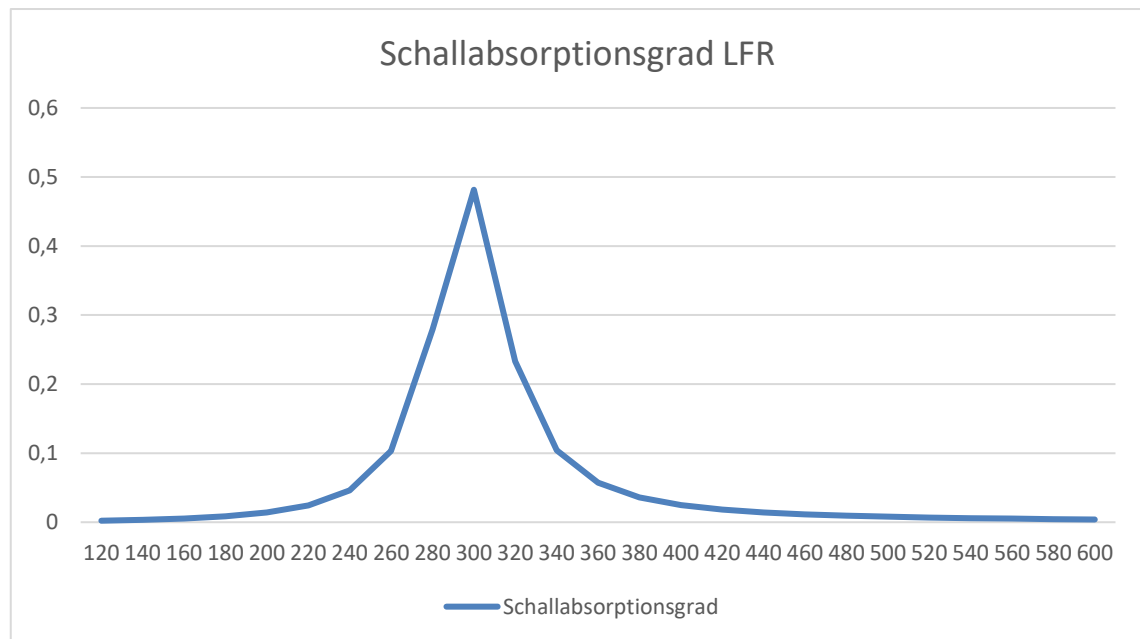


Abbildung 24 berechneter Schallabsorptionsgrad für das Luftauslassgitter mit 24x2mm Lochblech und einem Absorber mit einer Strömungsresistenz von 6000 Pa*s/m²

7 Messung und Auswertung für die Normschallpegeldifferenz

Für eine geplante Messung ist es nötig zu wissen, welche zu untersuchenden Messgrößen vergleichbar und auswertbar sind. In dieser Arbeit handelt es sich um die Entwicklung eines Bauteils für ein Ventilatorsystem, welches zukünftig als Produkt entwickelt werden soll. Um eine Vergleichbarkeit zu ermöglichen, ist es sinnvoll mit bereits für die Klimatechnik bzw. Ventilatorentechnik etablierten Messgrößen für die Schalldämmung zu arbeiten. Eine Messgröße für vor allem für kleine Bauteile wäre die Normschallpegeldifferenz nach DIN EN ISO 10140-2. „Die Normschallpegeldifferenz beschreibt die Pegeldifferenz, die einem Bezugswert der Absorptionsfläche im Empfangsraum mit Schallübertragung nur durch das kleine technische Bauteil entspricht.“ (DIN EN ISO 10140-2)

$$D_{n,e,m} = L_1 - L_2 + 10 \lg\left(\frac{A_0}{A}\right) \text{dB}$$

Formel 21 Normschallpegeldifferenz

Für die Messung der Schallübertragung wird das Prüfobjekt in eine Wand, die sich zwischen zwei Räumen befindet, verbaut. Bei den zwei Räumen handelt es sich um einen Senderraum und einem Empfangsraum. Der Senderraum strahlt über eine Schallquelle weißes Rauschen aus, welches bis zum Empfangsraum eindringt. Für beide Räume wird der Schalldruckpegel gemessen und in die Formel 21 als Messwerte eingegeben. L_1 ist der energetisch gemittelte Schalldruckpegel im Senderraum und L_2 ist der energetisch gemittelte Schalldruckpegel im Empfangsraum. Den prinzipiellen Messaufbau zur Bestimmung der Normschallpegeldifferenz veranschaulicht Abbildung 25.

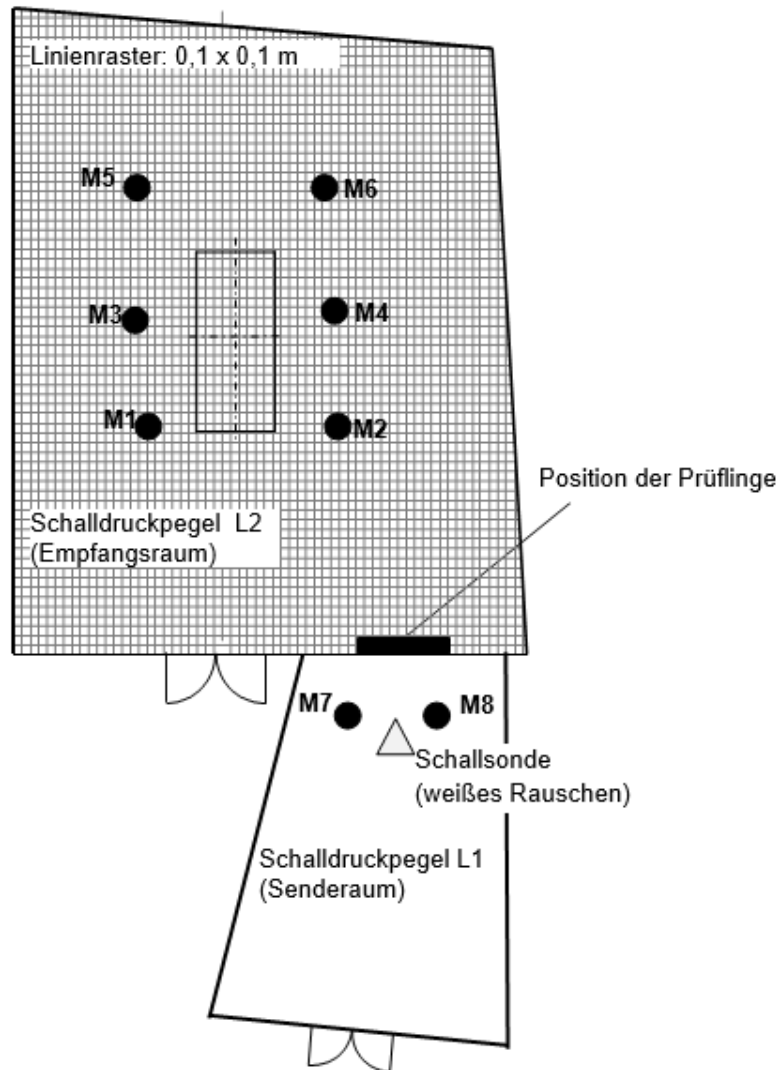


Abbildung 25 Schema für den Messaufbau zur Bestimmung der Normschallpegeldifferenz am ILK Hallraum

Für die Bestimmung der Flankenübertragung wird eine Normschallpegeldifferenzmessung für eine geschlossene Trennwand durchgeführt. Die so ermittelte Normschallpegeldifferenz wird als $D_{n,e,f}$ bezeichnet. Bildet man die Differenz aus $D_{n,e,f}$ und $D_{n,e,m}$, können Korrekturwerte für die frequenzabhängigen Differenzen wirksam werden. Ist in einem der Frequenzbänder die Differenz kleiner als 6 dB, so beträgt die Korrektur 1,3 dB. Diese wird auf die Pegeldifferenz addiert. Befindet sich die Differenz oberhalb der 6 dB und unterhalb von 15 dB so wird nach folgender Korrekturformel die Normschallpegeldifferenz bestimmt.

$$D_{n,e} = -10 \lg \left(10^{\frac{-D_{n,e,m}}{10}} - 10^{\frac{-D_{n,e,f}}{10}} \right)$$

Formel 22 korrigierte Normschallpegeldifferenz des Prüfbauteils

8 Akustische Messung – Teil 1

8.1 Vorbereitung und Planung

8.1.1 3D – Druck und Zusammenstellung des zu untersuchenden Luftgitters

Die berechneten Gittergrößen für das zu untersuchende Luftgitter sind auf die Software „Solidworks“ übertragen worden. Über das 3D-CAD-Programm ist es möglich mit dem ILK 3D – Drucksystems die Aufnahmen, Halbkreisprofile und die Lochplatte zu drucken. Der Rahmen besteht aus Holz und ist selbst gebaut. Dieser gestaltet sich als einfach und schnell montierbar. Mit dem Fertigstellen der 4 Bauteile und der Bereitstellung unterschiedlicher Absorbermaterialien waren die Untersuchungsgegenstände nach Montage bereit für den ersten Teil der Messung.

8.1.2 Kalibrierung der Mikrofone und Probemessungen mit Samurai

Die Messungen werden über die Software für Schall- und Schwingungsanalyse, Samurai durchgeführt. Die entscheidenden Messparameter sind für die Messungen eingestellt worden. Erwähnenswert ist die Messezeit von 20 Sekunden pro Messung. Danach wurden alle 8 am Messsystem verbundenen Mikrofone kalibriert. Nach der Kalibration erfolgt eine Probemessung. Mit der Probemessung werden hauptsächlich die Mikrofone auf Ihre Funktionalität und die Software auf Ihre Analyse und Auswertungsfähigkeit geprüft.

8.2 Messplan für die Messungen – Teil 1

Im Rahmen dieses Messteils werden zunächst insgesamt 3 Konstruktionen untersucht. Bei der ersten Konstruktionsvariante handelt es sich um das Luftausgitter ohne Absorber und Lochplatte. Bei der zweiten Variante handelt es sich um das Luftauslassgitter mit integrierten Absorbermaterial 1 und in der dritten werden Absorber und Lochplatte zu einem Lochplattenresonatorsystem komplettiert. In Abbildung 26 sind die drei Konstruktionen skizziert.

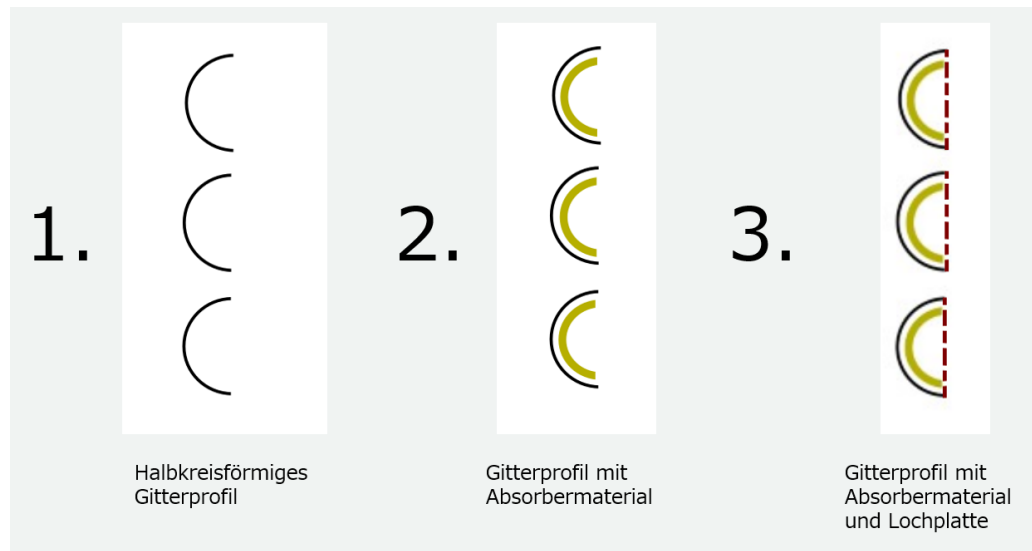


Abbildung 26 Konstruktionsaufbauten für die akustischen Messungen- Teil 1

Für die Aufbauten 1,2 und 3 werden Messungen für unterschiedliche Öffnungswinkel durchgeführt. Dabei entstehen verschiedene Öffnungsflächen. Dieser Zusammenhang wird in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2 Stellungsgrade mit ihrer jeweiligen Öffnungsfläche

Stellungsgrad		Öffnungsfläche
	0°	11%
	45°	14,8%
	90°	25,9%
	135°	14,8%
	180°	11%
	270°	25,6%

8.3 Darstellung und Auswertung der Messungen- Teil 1

8.3.1 Darstellung und Beschreibung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters ohne Absorber und ohne Lochplatte

Die gemessenen Verläufe der Normschallpegeldifferenzen für diese Konstruktionsausführung sind im Diagramm in Abbildung 27 dargestellt.

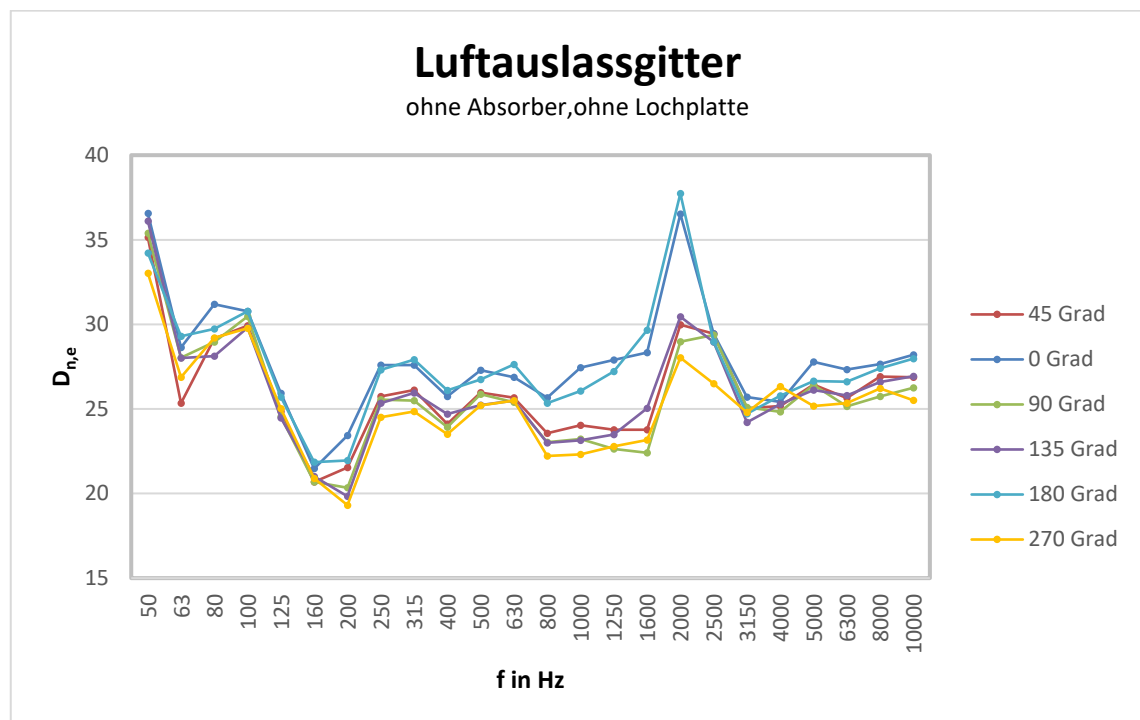


Abbildung 27 gemessene Verläufe der Normschallpegeldifferenzen für das Luftauslassgitter ohne Absorber und ohne Lochplatte

Die Messungen mit den halbkreisförmigen Gitterprofilen ohne Absorber und Lochplatte weisen bei unterschiedlichen Öffnungswinkel einen ähnlichen Kurvenverlauf auf. Unterhalb 260 Hz sind größere Änderungsgradienten in den Kurvenverläufen sichtbar. Bei 160 Hz und 200 Hz erreichen die Stellungen ihr Minimum. Ab 250 Hz verlaufen die Kurven mit maximalen Abweichungen von 2 bis 3 dB linear bis sie die 1250 bzw. 1600 Hz erreichen. Von 1600 Hz bis 2000 Hz steigen die Kurven erheblich und erreichen ihre Höhepunkte. Im Bereich zwischen 2000 Hz und 3150 Hz zeigen alle Kurven eine deutlich fallende Tendenz. Danach erreichen sie wieder einen im Niveau ähnlich linearen Verlauf wie zuvor.

Die wesentlichen Unterschiede zwischen den verschiedenen Öffnungswinkel liegen im Niveau der Normschallpegeldifferenz. So ist die maximale Differenz mit 10 dB zwi-

schen der 180° Stellung und der 270° Stellung zu erkennen. Es kann abgeleitet werden, dass sich zwei „Gruppierungen“ mit ähnlich hohen Normschallpegeldifferenzwerten ergeben. Die erste Gruppierung mit deutlich erhöhter Normschallpegeldifferenz besteht aus der 0° Stellung und der 180° Stellung. Die restlichen Stellungen werden der zweiten Gruppierung zugeordnet, die vor allem zwischen 200 Hz und 2500 Hz eine kleinere Normschallpegeldifferenz aufweisen. Im Bereich zwischen 800 Hz bis 2500 Hz erreichen die Stellungen der ersten Gruppierung im Mittel um ca. 4 dB höhere Dämmwerte.

8.3.2 Auswertung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters ohne Absorber und ohne Lochplatte

Das zwischen 160 und 200 Hz entstehende Tal ist durch die Entstehung von Raummoden erklärbar. Diese entstehen unterhalb der sogenannten „Schröderfrequenz“ welche von den geometrischen Eigenschaften des Raumes, wie z.B. Volumen und Wandabstand, abhängig ist. Die für den Hallraum ausgerechnete Schröderfrequenz liegt bei 393 Hz.

Die Spitzen bei 2000 Hz könnte eine Resonanzerscheinung durch den allgemeinen Versuchsbau sein. Diese Erscheinung ist unabhängig von der Änderung der Öffnungswinkel, da sie bei jeder Aufstellung zu erkennen ist. Für eine genauere Definierung der Resonanzerscheinung könnten Querresonanzen die Ursache dieser Erscheinung sein. Um diese jedoch untersuchen zu können ist z.B. eine numerische Simulation mit entsprechender Auswertung zu empfehlen. Im Rahmen dieser Arbeit ist eine solch umfangreiche Arbeit nicht möglich.

Die Entstehung zweier „Gruppierung“ aus den Stellungen unterschiedlicher Öffnungswinkel ist durch die jeweils dazu gehörenden Öffnungsflächen zu erklären. Die Öffnungsfläche ist das Verhältnis von offener Fläche zur Gesamtfläche des Luftauslassgitters. Öffnungen werden bereits in der Bauakustik etablierten Formeln wie z.B. der Berechnung der Schalldämmung eines zusammengesetzten Bauteils (Rossing, 2007) mit einbezogen. Dazu setzt man den Schalldämmwert der Teilfläche (Öffnung) auf 0 und summiert sie mit der restlichen Fläche.

$$R_{ges} = -10 \cdot \lg \left[\frac{1}{S_{ges}} \left(S_w \cdot 10^{\frac{-R_w}{10}} + S_T \cdot 10^{\frac{-R_T}{10}} \right) \right] \text{ dB}$$

Formel 23 Schalldämmung von zwei zusammengesetzten Bauteilen

Mit erhöhtem Anteil der Öffnungsflächen verringert sich erwartungsgemäß auch der Schalldämmwert des gesamten Bauteils. Die 270° und 90° Stellung haben mit 25,9% einen deutlich höheren Anteil als die restlichen Stellungen. Die Differenz zwischen der 0° (11%) Stellung und der 90° Stellung liegt bei 14,9 Prozentpunkten und bedeutet für die 90° Stellung mehr als eine Verdopplung der Öffnungsfläche. Für diese beiden Stel-

lungen wird als nächstes eine Schalldämmungsrechnung nach Formel 23 durchgeführt. Dieser Schritt ermöglicht einen Nachweis der zu erkennbaren Unterschiede in der Normschallpegeldifferenz zwischen den obengenannten Gruppierungen. Von 200 bis 2500 Hz sind Wertunterschiede durchschnittlich 2-5 dB.

Für die Berechnung wurde das Schalldämmmaß des Halbkreisprofils durch die Formel 24 bestimmt. (Schirmer, 2006)

$$R_w = \left| 20 \lg \left[\frac{\omega * m''}{2 \rho_0 c_0} - 3 \right] \right| \text{dB}$$

Formel 24 Schalldämmung einer einschaligen Wand (biegeweich)

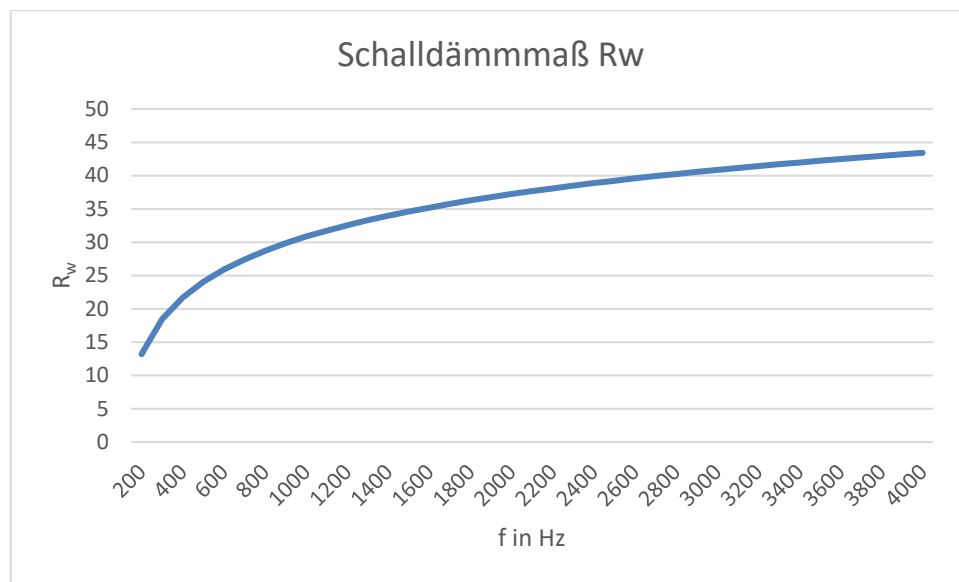


Abbildung 28 Schalldämmmaß des Halbkreisprofils bestehend aus PLA-Material

Das in Abbildung 28 zu sehende Schalldämmmaß R_w des Halbkreisprofils bestehend aus 4mm dicken PLA Material mit einer Dichte von 1239 kg/m^3 nimmt mit steigender Frequenz zu. Der Gradient der Änderung nimmt mit höher werdender Frequenz ab.

Setzt man das Schalldämmmaß in die Formel 23 für die Berechnung eines zusammengesetzten Bauteils, so ergibt sich für die 0° und 90° Stellung folgendes Diagramm in Abbildung 29.

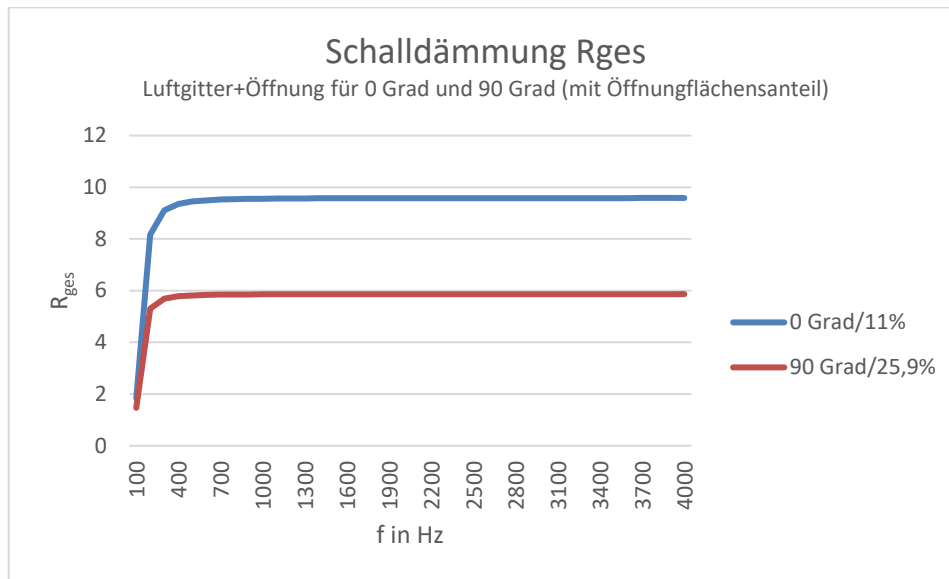


Abbildung 29 berechnete Schalldämmung des Luftauslassgitter für 0° und 90°

Die aus den unterschiedlichen Öffnungsflächen entstehende Differenz liegt abgeschätzt bei ca. 4 dB. Nach Abbildung 27 würde es im Frequenzbereich von 800 Hz bis 2000 Hz die Messwertwerte deutlich genau repräsentieren. Oberhalb der 2000 Hz befindet man sich im Wellenlängenbereich, wo deutlich mehr Reflexionen an den Oberflächen entstehen und somit die Wirkung von Öffnungen vernachlässigt werden können. Zwischen 800 und 400 Hz liegen die gemessenen Normschallpegeldifferenzen geschätzt durchschnittlich bei 2 dB. Unterhalb der 400 Hz sind die Messwerte aufgrund der Näherung der Schröderfrequenz nicht mehr repräsentativ.

8.3.3 Darstellung und Beschreibung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters mit Absorber und mit Lochplatte (HS2+HS3)

Die gemessenen Verläufe der Normschallpegeldifferenzen für Konstruktionsausführungen nur mit Absorbermaterial 1 sind im Diagramm in Abbildung 30 und mit Lochplatte in Abbildung 31 dargestellt. Die Lochplatte ist dabei 10 mm dick und hat 24 Löcher mit einem Durchmesser von 2 mm.

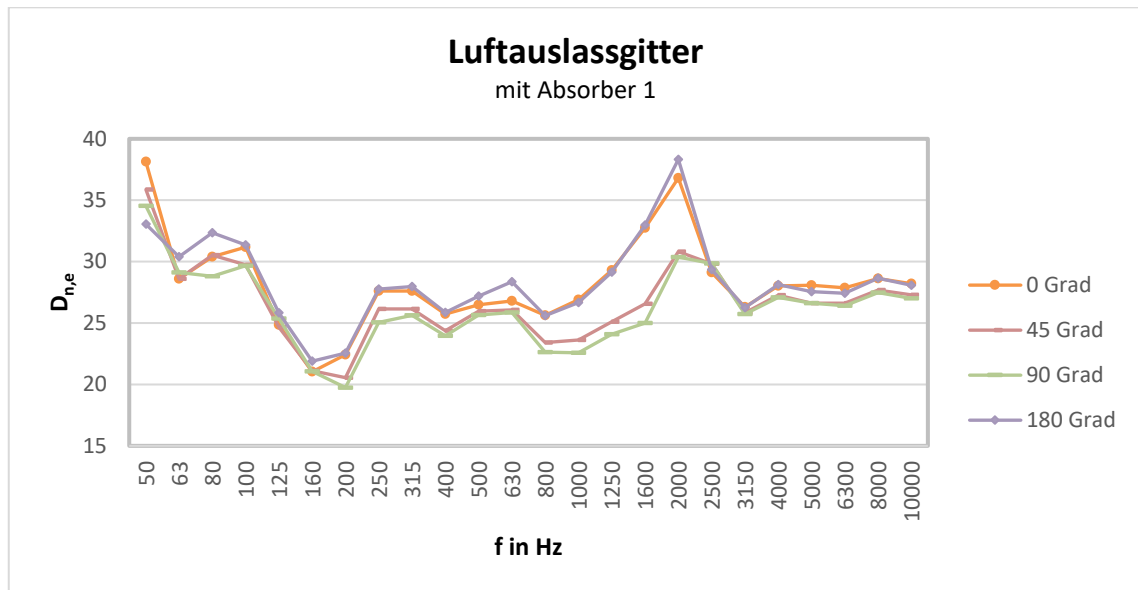


Abbildung 30 Luftauslassgitter mit Absorber 1 für verschiedene Öffnungswinkel

Der charakteristische Verlauf des Luftauslassgitters mit einem 2 cm dicken Absorber ist nahezu identisch dem Verlauf ohne Absorber (vergleiche Abbildung 27).

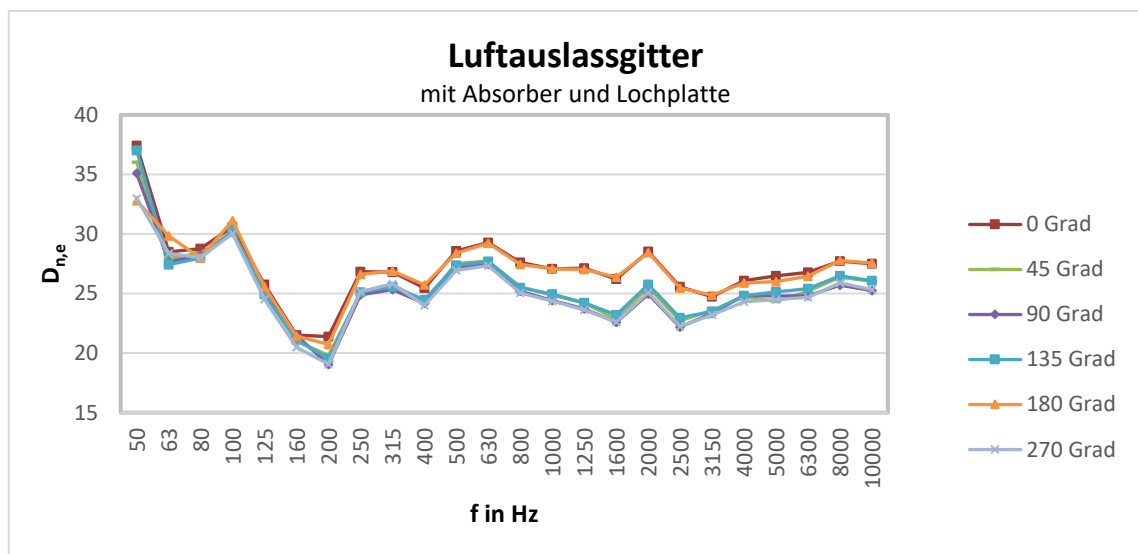


Abbildung 31 Luftauslassgitter mit Absorber und Lochplatte für verschiedene Öffnungswinkel

Durch das Hinzufügen einer Lochplatte ändert sich der charakteristische Verlauf des Luftauslassgitters ab der Frequenz von 800 Hz. Anstatt einer Steigung der Normschallpegeldifferenz, fällt dieser Wert moderat und es bilden sich keine auffällig großen Normschallpegeldifferenzen bei mehr. Ab 3150 Hz ist der charakteristische Verlauf wieder ähnlich den Konstruktionsausführungen 1 und 2.

Im Weiteren werden die vermessenen Konstruktionsausführungen miteinander verglichen. In Abbildung 32 sind die Verläufe der gemessenen Normschallpegeldifferenzen für die 0° Stellung vergleichend dargestellt.

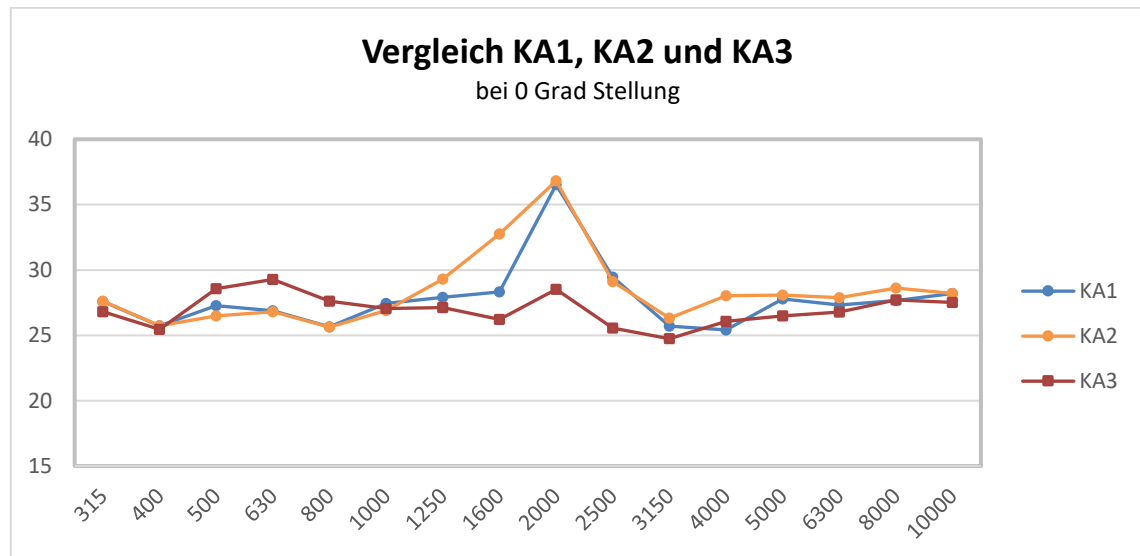


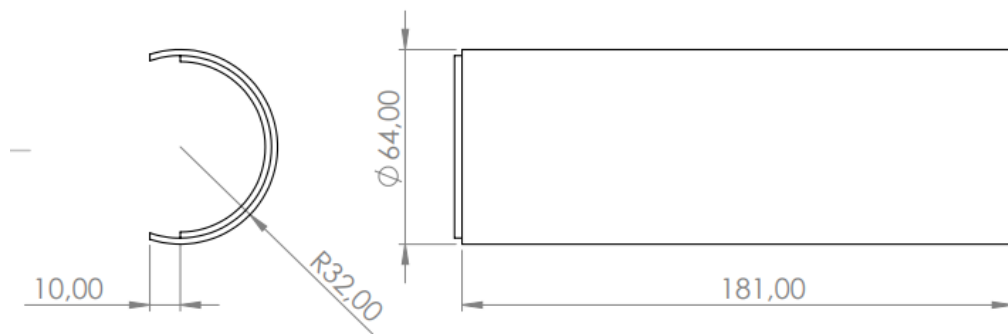
Abbildung 32 Vergleich Konstruktionsausführung 1,2 und 3 bei 0°

Beim Lochflächenresonator (KA3) bildet sich im Frequenzbereich zwischen 500 und 800 Hz eine Erhöhung von bis zu 2 dB. Im weiteren Verlauf vom HS3 befinden sich die Normschallpegeldifferenzen unterhalb den anderen zwei Konstruktionsausführungen. Dabei handelt es sich um starke Abweichungen, die bei 2000 Hz Differenzen von bis zu 7 dB aufweisen. Ab 3150 Hz überschneiden sich die Verläufe für KA3 und KA1 für den weitergehenden Verlauf. Das Luftauslassgitter mit Absorber und ohne Lochplatte (KA2) hat im Frequenzbereich 1250 Hz bis 1600 Hz eine erhöhte Normschallpegeldifferenz im Vergleich der Ausführung KA1. Es sind ähnliche Beobachtungen ab der Frequenz 3150 Hz bis 8000 Hz zu beschreiben. Die Unterschiede in der Normschallpegeldifferenz sind hierbei aber geringer.

8.3.4 Auswertung der Normschallpegeldifferenz des Luftauslassgitters mit Absorber und mit Lochplatte (HS2+HS3)

Im Kapitel 6.2 wurde die Richtungsabhängigkeit eines Absorbers erwähnt. Daraus kann man erkennen, dass beispielsweise bei einer 81° Stellung, verglichen mit der 45° Stellung, sich der Absorptionsgrad für die Frequenzen ab 300 Hz halbiert. Eine eindeutige Richtungsabhängigkeit dieser Art ist in Abbildung 30 nicht zu erkennen. Die richtungsabhängigen Absorptionseigenschaften des Absorbers haben vermutlich eine vernachlässigbare kleine Wirkung gegenüber den richtungsabhängigen Öffnungsflächen. Um die Richtungsabhängigkeit des Absorbers untersuchen zu können, muss man die Richtungsabhängigkeit der Öffnungen isolieren.

Die in Abbildung 32 zu beobachtende Verringerung der Normschallpegeldifferenz bei 2000 Hz ist bei allen Stellungen zu erkennen. Diese Beobachtung könnte durch Stehwellenbildung erklärbar sein. Eine Stehwelle mit der Frequenz von 2000 Hz entsteht bei Abmessungen im Bereich von ca. 8 cm. Der Durchmesser des Halbrohrprofils kommt mit 6,4 cm den Abmessungen nahe. Durch das Hinzufügen der entsteht ein Hohlraum der eine Stehwellenbildung zulassen könnte.



Die in Abbildung 32 sichtbare Erhöhung der Normschallpegeldifferenz zwischen 500 Hz und 800 Hz ist eine unerwartete Absorptionerscheinung des Lochflächenresonators. Theoretisch liegt die Resonanzerscheinung bei ca. 300 Hz mit einer deutlichen kleineren Güte. Diese Voraussage kann jedoch nicht anhand der Messung bestätigt werden. Durch den kleinen Durchmesser der Löcher in der Lochplatte verliert der Lochflächenresonator vermutlich seine Funktion. Wenn dann die Lochplatte als gewöhnliche Platte betrachtet wird, entsteht eine Art des Plattenresonators, der für die Erhöhung der Normschallpegeldifferenz zwischen 500 Hz und 800 Hz verantwortlich sein kann.

Die zwischen 1250 Hz und 1600 Hz eintretende Zunahme der Normschallpegeldifferenz für das Luftauslassgitter mit Absorber könnte dem Absorbermaterial zugeschrieben werden. Die allerdings um 5 dB gemessene Erhöhung der Normschallpegeldifferenz ist in diesem Fall für den Schallabsorptionsgrad von 0,2 viel zu hoch. Für den Absorptionsgrad von 0,2 errechnet sich für ein Eingangsschallpegel von 83 dB eine Verringerung des Schalldruckpegels um ca. 2 dB. Diese Verringerung wird mit dem Aufschlag der Flankenübertragung der Normschallpegeldifferenz auf 3 dB korrigiert. Die jetzt noch fehlenden 2 dB müssen demnach den Messabweichungen zugeschrieben werden. Für den Frequenzbereich von 4000 Hz bis 8000 Hz ist dagegen eine realistische Wirkung des Absorptionsmaterials zu erkennen. Dort erhöht sich die Normschallpegeldifferenz bei allen Stellungen um 1 dB bis 3 dB. Der Ausnahmefall bildet dabei die 4000 Hz. Hier ist keine Wirkung des Absorbermaterials sichtbar.

8.4 Fazit und Ausblick der ersten Hauptmessung

Die Untersuchung verschiedener Luftgitterstellungen veranschaulichen den Zusammenhang zwischen entstehenden Öffnungen und der Normschallpegeldifferenz des gesamten Luftauslassgittersystems. Auf dieser Basis kann man zusätzlich über Schall-druckverlustmessungen, welche ebenfalls unmittelbar von der Öffnungsfläche abhängen, Bewertungskriterien herleiten. Das generelle Ziel ist es, eine Stellung auszuwählen, die möglichst geringe Druckverluste infolge Durchströmung hat und gleichzeitig einen hohen Grad an Geräuschen absorbiert. Für die Diskussion der durch Querresonanzen entstehenden Absorption um den Bereich 2000 Hz müssten weitergehende vertiefende Untersuchungen durchgeführt werden. Die deutliche Verringerung der Normschallpegeldifferenz in dem gleichen Bereich durch das Hinzufügen einer Lochplatte ist noch zu untersuchen. Mit der Hypothese, dass sich stehende Wellen in dem geschlossen Lochflächenresonator entstehen, wird bei der zweiten Hauptmessung diese Erscheinung tiefgründiger untersucht.

Das Absorbermaterial 1 weist ein geringes Absorptionsvermögen im hochfrequenten Bereich auf. Für das hier untersuchte Ventilatormodul wäre es eine kaum spürbare Absorption, da ausschließlich der Gesamtschall sich aus einem breitbandigen Geräusch mit Drehfluktuation bzw. Drehklängen zusammensetzt. In Kombination mit zusätzlichen Absorbern könnte aber das Absorbermaterial 1 genutzt werden. Für das Luftauslassgitter erscheint es sinnvoll, für weitere Messungen das dickere Absorbermaterial 2 in die Untersuchungen einzubeziehen. Für die akustischen Messungen – Teil 2 werden die entsprechenden Konfigurationen modifiziert. Das Absorbermaterial 2 ist mit 20 mm doppelt so dick im Vergleich zum Absorbermaterial 1. Es besitzt breitbandig bis auf bestimmte Resonanzstellen einen Absorptionsgrad von 0,3. Zu erwarten ist damit ein moderater Anstieg der Normschallpegeldifferenz im Frequenzbereich 400 Hz bis 3150 Hz.

Die erwartete Resonanzabsorption bei 300 Hz des Lochplattenresonatorsystems ist in der Konstruktionsausführung KA3 im Ergebnis der Messungen nicht zu erkennen. Vermutlich sind die Löcher des Lochbleches zu klein um eine wirksame Funktion des Lochflächenresonators zu gewährleisten. Mit dem modifizierten Versuchsaufbau wird über den programmierten Rechenalgorithmus, die Dimension der Lochplatte neu ausgelegt und umgesetzt. Die Löcher werden dann einen größeren Durchmesser aufweisen.

9 Messung und Auswertung des Druckverlustes unterschiedlicher Luftauslassgitterstellungen

Bevor weitere akustische Untersuchungen an den modifizierten Luftauslassgittern erfolgen, sollen am ILK Kammer-Prüfungsstand Druckverlustmessungen durchgeführt werden. Die dabei infolge Durchströmung entstehenden Reibungseffekte sind von der Luftauslassgitterstellungen abhängig und werden deshalb in diesem Abschnitt genauer untersucht. Für die stellungsabhängige Messung beginnend mit 0° , werden die Profile des Luftauslassgitters von Messung zu Messung um jeweils 45° gedreht, sodass insgesamt 8 verschiedene Stellungen gemessen werden.

Das Diagramm in Abbildung 33 veranschaulicht die Ergebnisse der Druckverlustmessungen am Luftaustrittsgitter. Die Profilstellungen sind in Abbildung 34 symbolisiert.

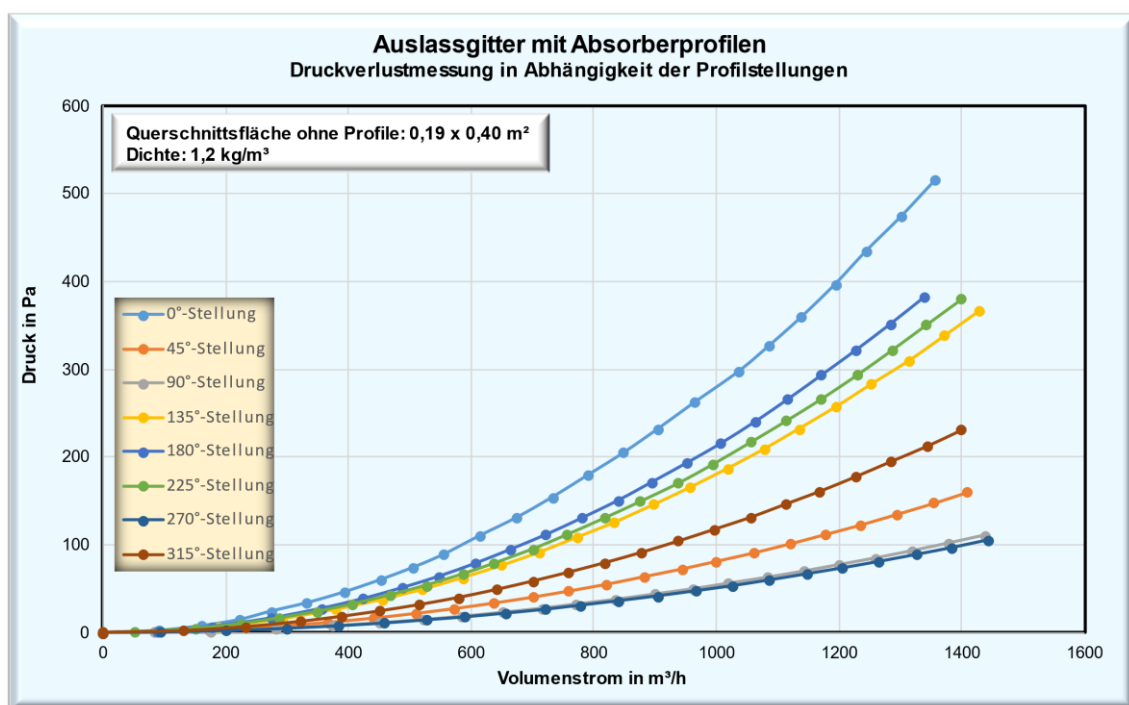


Abbildung 33 Druckverlust über das Luftauslassgitter in Abhängigkeit des Volumenstromes für verschiedene Profilstellungen

Für alle Stellungen steigt der Druckverlust quadratisch mit zunehmendem Volumenstrom. Die 90° -Stellung, sowie die 270° -Stellung verlaufen identisch und haben die geringsten Druckverluste. Der Grund dafür ist die damit zusammenhängende Öffnungsfläche an den jeweiligen Stellungen. Die zwei Stellungen besitzen mit 25,9% die maximale Öffnungsflächen. Die zweit größten Öffnungsflächen besitzen die Stellungen 45° , 135° , 225° und 315° . In Abbildung 33 ist zu erkennen, dass sich die Druckverlust-

werte trotzdem erheblich variieren. Vor allem zwischen der 45 Grad Stellung und der 225 Grad Stellung ist die Differenz sehr groß. Das ist auf die unterschiedlichen Anströmbedingungen und entstehenden Ablösegebieten an den Profilkonturen zurückzuführen. Bei einem möglichen praktischen Nennvolumenstrom von 800 m³/h liegt die Druckverlustedifferenz trotz gleicher Öffnungsfläche bei 75 Pa. Im Gegensatz zu der 90° und 270° - Stellung ist hier keine Achsensymmetrie gegeben. Die 0° - Stellung hat mit einer Öffnungsfläche von 11% und einer ungünstigen Strömungsanstellung hinsichtlich der Anströmung das höchste Druckverlustniveau.

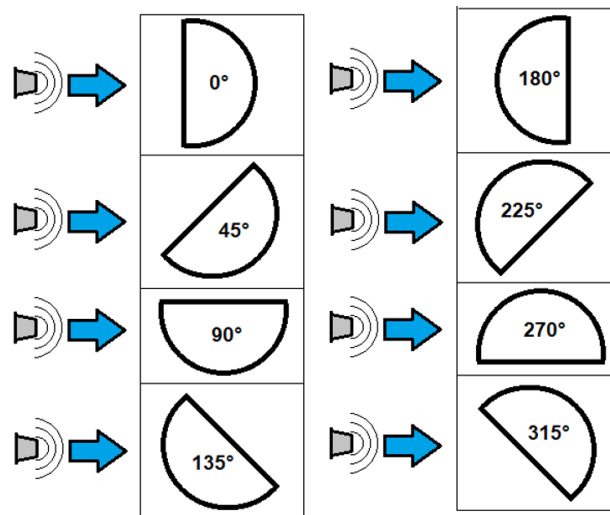


Abbildung 34 Darstellung der Profilstellungen

Der Einfluss ungünstiger „Anströmstellungen“ ist bei den Messungen zur Normschallpegeldifferenz nicht gegeben. Dieser spielt nur für die Druckverlustmessung eine entscheidende Rolle.

Der Druckverlust des Luftauslassgittersystems wird, wie bei der Schalldämmungsbeurteilung, erheblich durch die Öffnungsfläche beeinflusst. Mit zunehmender Öffnungsfläche sinkt zwar der Druckverlust und somit die vom Ventilator zu erbringende Druckkompensation, jedoch steigt nach der Auswertung der akustischen Messungen – Teil 1 der durch das Luftauslassgitter transmittierte Schall. Das verursacht eine Verringerung des Schalldämmmaßes.

10 Akustische Messung – Teil 2

Gemäß dem Ausblick aus den ersten akustischen Messungen - Teil 1 besteht die Notwendigkeit einer zweiten akustischen Messreihe. In dem Abschnitt wird über potenzielle Lösungsansätze diskutiert, die im Weiteren untersucht werden soll. Zu den Untersuchungsvarianten wird das mittels geschlossener Platte verschlossene Halbrundprofil gemessen. Hier soll nicht die Wirkung nach dem Helmholtzresonator-Prinzip untersucht werden, sondern ausschließlich der Entstehung möglicher stehender Wellen mit einer Frequenz von ca. 2000Hz im Hohlraum des Systems nachgegangen werden. Die neu zu druckenden Platten sind 10 mm dick, 182mm lang und 56 mm breit. Sie bestehen aus PLA-Material und haben keine Löcher. In einer zweiten modifizierten Bauausführung wird das Absorbermaterial 2 ohne Lochplatte in verschiedenen Luftauslassgitterstellungen untersucht. Das Absorbermaterial wird dabei in den Hohlraum der Luftgitterprofile gepresst. Letztendlich wird die Wirksamkeit des Lochflächenresonators in einer modifizierten Ausführung erneut untersucht. Das beruht auf der beschriebenen Hypothese, dass die Löcher mit 2 mm Durchmesser zu klein sind für eine wirksame Funktion des Lochflächenresonators. Deshalb werden die Löcher auf 5mm Durchmesser aufgebohrt. Mit der Vergrößerung der Löcher wird das Lochflächenverhältnis von 0,7% auf 4,6% erhöht.

10.1 Messplan

Der Messplan orientiert sich nach dem aus den akustischen Messungen – Teil 1. Im Rahmen dieser Messungen gibt es wieder 3 verschiedene Konstruktionsausführungen, die diesmal gezielt auf die oben benannten Sachverhalte eingehen. Die Messungen werden wieder für mehrere ausgewählte Profilstellungen mit unterschiedlichen Öffnungswinkeln erfolgen. (siehe Tabelle 2 Stellungsgrade mit ihrer jeweiligen Öffnungsfläche).

In Abbildung 35 sind die Konstruktionsmerkmale der Profilaufbauten für die akustischen Messungen - Teil 2 skizziert und dem Messablauf zugeordnet.

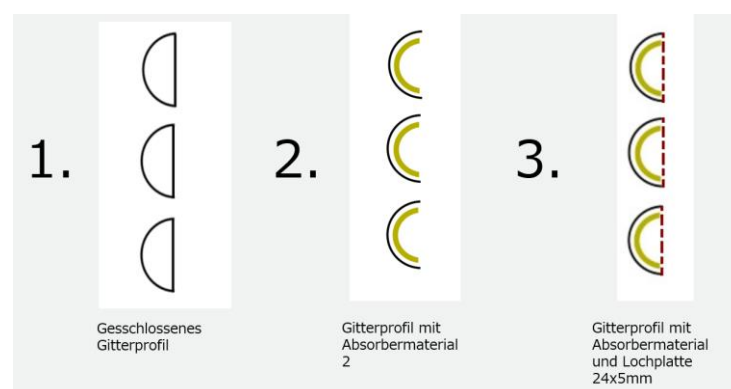


Abbildung 35 Messablauf 2. Hauptmessung

10.2 Auswertung der akustischen Messungen - Teil 2

10.2.1 Untersuchungen zum geschlossenem Gitterprofil

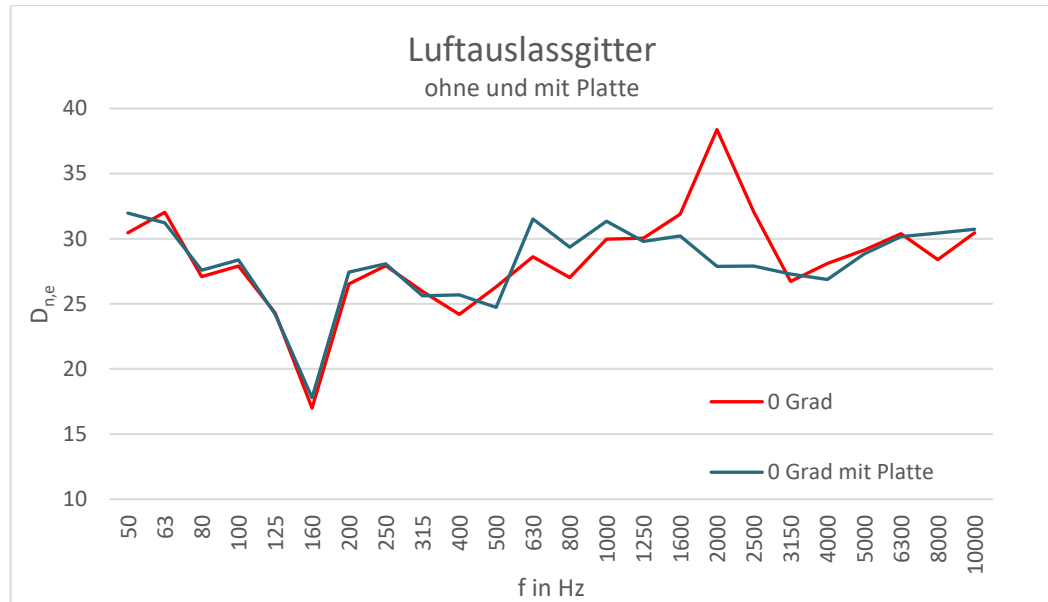


Abbildung 36 Luftauslassgitter ohne und mit Platte für die 0 Grad Stellung

Das Diagramm in Abbildung 36 zeigt den Vergleich der Verläufe der Normschallpegeldifferenzen zwischen den Profilausführungen ohne und mit geschlossener Platte. Durch das Hinzufügen der geschlossenen Platte, verschwindet die extreme Absorptionswirkung des Luftauslassgitters bei 2000 Hz. Das deutet auf eine Resonanzerscheinung durch stehenden Wellen innerhalb des Gitterprofils. Diese sind in Ihrer Amplitude so hoch, dass die Normschallpegeldifferenz um 10 dB bei dieser Frequenz sinkt. Der Grund für die hohe Amplitude der Schallwelle kann an dem Eingangspegel des vom Senderraum ausgestrahlten weißen Rauschens liegen. Der Summenpegel des genierten Eingangssignal beträgt ca. 96 dB. Im Realfall sind jedoch Störsignale oftmals deutlich unter den 96 dB und die Resonanzerscheinung durch stehende Wellen wäre damit deutlich kleiner. Hier besteht der Bedarf sich den Zusammenhang zwischen der Höhe Eingangspegel und der Amplitude einer stehenden Welle auf mögliche bauakustische Auswirkungen zu untersuchen.

10.2.2 Normschallpegeldifferenzmessung für Profile mit Absorbermaterial 2

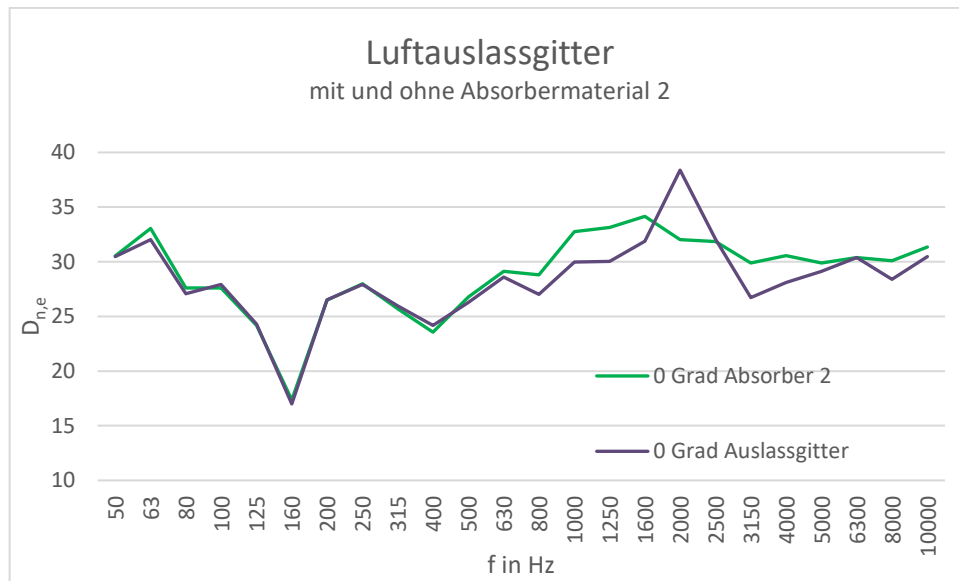


Abbildung 37 Luftauslassgitter mit und ohne Absorbermaterial 2

Das Diagramm in Abbildung 37 zeigt den Vergleich der Verläufe der Normschallpegeldifferenzen zwischen den Profilausführungen ohne und mit Absorbermaterial 2. Die Auswirkung des Absorbermaterials 2 ist ab der Frequenz von 630 Hz erkennbar. Bei 1250 Hz erreicht die Absorberbauform eine um 2,5 dB höhere Dämpfungswirkung. Bei 2000 Hz wird die Spitze im Verlauf ohne Absorbermaterial vollständig abgebaut. Hier reduziert sich die Normschallpegeldifferenz um ca. 5 dB. Ab 3150 Hz liegt die Normschallpegeldifferenz wiederum um ca. 2,5 dB über der bei dem Profil ohne Absorbermaterial. Die Senkung der Normschallpegeldifferenz bei 2000 Hz ist eine unerwartete Beobachtung. Neben der Bildung der stehenden Wellen scheinen zusätzliche Phänomene, in dem Falle durch den Absorber 2, die Normschallpegeldifferenz bei 2000 Hz zu wirken. Vermutlich sind das die Materialeigenschaften des Absorbers.

In einem weiteren Vergleich werden die beiden Absorbermaterialien in ihrer Wirkung miteinander verglichen. Das Diagramm in Abbildung 38 ermöglicht einen solchen Vergleich.

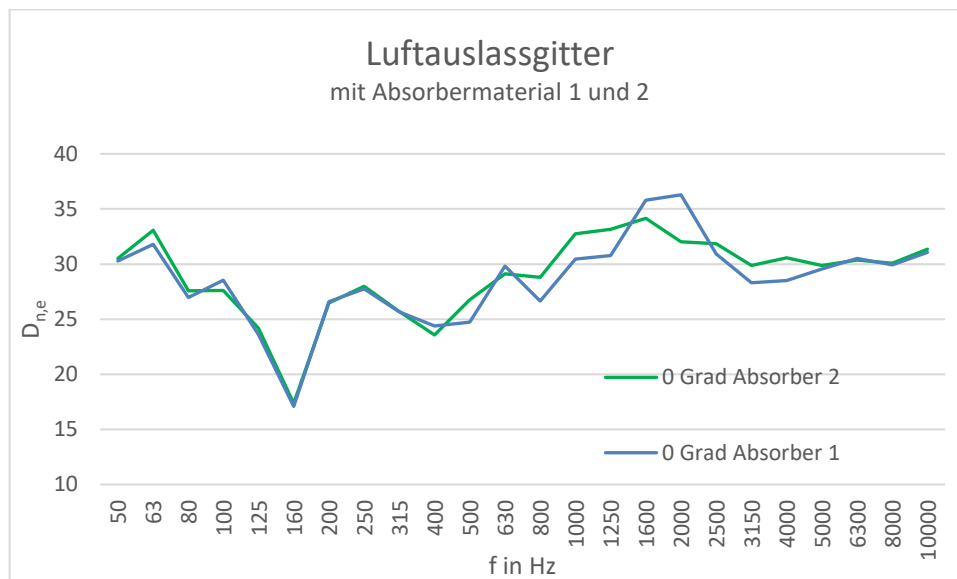


Abbildung 38 Luftauslassgitter mit den beiden Absorbermaterialien

Der dickere Absorbermaterial 2 vergrößert die Normschallpegeldifferenzen im Bereich zwischen 800 Hz und 1250 Hz um ca. 2 dB. Im Bereich zwischen 1600 Hz und 2500 Hz zeigt das Absorbermaterial 1 um bis zu 4 dB bessere Dämmwerte. Es sei aber erwähnt, dass die Verringerung von $D_{n,e}$ bei 2000 Hz nicht alleine durch die Wirkung der Absorber repräsentiert wird. Da dort Querresonanzen entstehen, wird eine deutlich höhere Absorption als vorhanden gemessen. Ab 2500 Hz und 4000 Hz sind die Normschalldifferenzwerte des Absorbermaterials 2 um bis zu 2 dB besser. Ab 5000 Hz besitzen beide einen identischen Normschallpegeldifferenz – Verlauf.

Die Messungen zur Normschallpegeldifferenz mit beiden Absorbern sind teilweise mit der Absorptionsgradmessungen aus Abschnitt 6.5 vereinbar. Das Absorbermaterial 2 hat unterhalb 3150 einen höheren Absorptionsgrad gegenüber dem Absorbermaterial 1. Das ist bei der Normschallpegeldifferenzmessung im Bereich zwischen 400 Hz und 1600 Hz noch gut zu erkennen. Die bessere Dämmwirkung des Absorbermaterials 1 sollte demnach ab der Frequenz von 3150 erkennbar sein. Diese verbesserte Schallabsorptionswirkung des Absorbersmaterials 1 ist in der Normschallpegeldifferenz – Messung nicht zu erkennen.

10.2.3 Normschallpegeldifferenzmessung für Profile mit einer neu konstruierten Lochblech

Vor den Normschallpegeldifferenz-Messungen für Profile mit einer Lochplatte, deren 24 Löcher einen Durchmesser von 5mm haben, ist eine Prognose erarbeitet worden. Grundlage für diese Prognose ist der erstellte Algorithmus für die Berechnung der Resonanzfrequenz eines Lochplattenresonatorsystems. Mit der Änderung des Eingangsparameters „Lochdurchmesser“ von 2mm auf 5mm, folgt ein Verlauf gemäß dem Diagramm in Abbildung 39. Im Ergebnis steht eine neue Resonanzfrequenz mit ent-

sprechenden Schallabsorptionsgrad und Güte. Die voreingestellte Strömungsresistanz von $6000 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ bleibt die hypothetische Basis der Prognose.

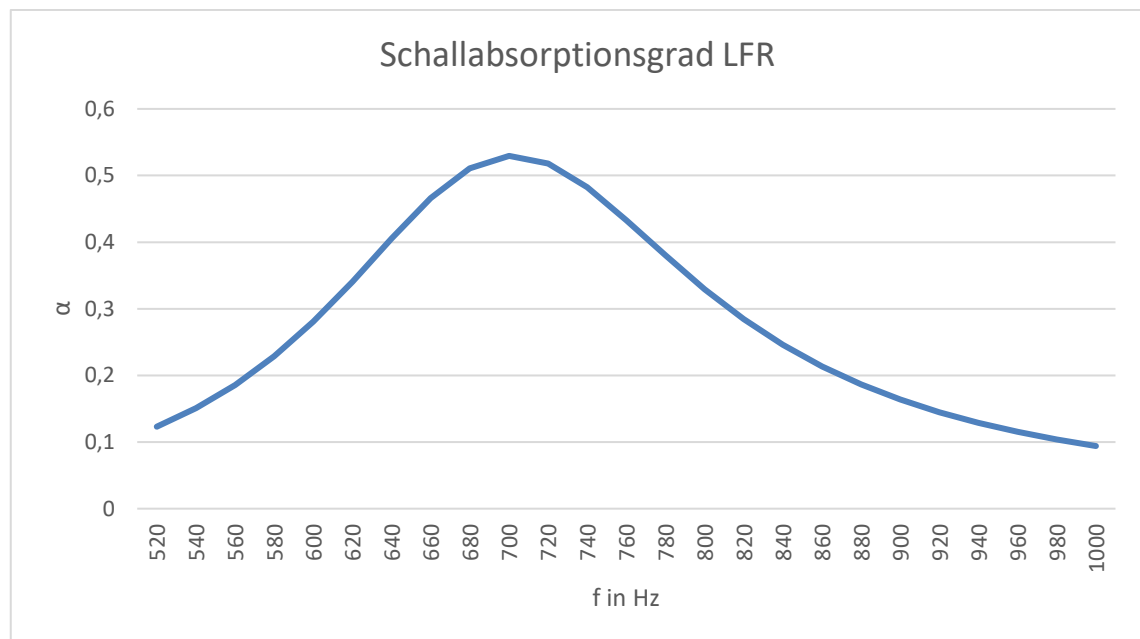


Abbildung 39 berechneter Schallabsorptionsgrad für einen Lochplattenresonator (24 Löcher, a 5mm Durchmesser)

Die Resonanzfrequenz des Lochplattenresonators mit einer Lochplatte mit den Lochabmessungen $24 \times 5 \text{ mm}$ ist ausgerechnet bei 702 Hz. Mit einem Absorbermaterial der Strömungsresistanz von $6000 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ beträgt der Schallabsorptionsgrad bei der Resonanzfrequenz ca. 0,52. Die Güte des neuen Lochflächenresonators ist erheblich größer als die bei einem Lochplattenresonator mit kleinerem Lochdurchmessers (siehe Abbildung 24). Gemäß der Abbildung 39 reicht die Absorptionswirkung bis zu 200 Hz unterhalb und oberhalb der Resonanzfrequenz, wenn man davon ausgeht das die Absorptionswirkung bei ca. 0,1 vernachlässigbar ist. Allgemein lässt sich sagen, dass sich durch die Vergrößerung des Lochdurchmessers, die Resonanzfrequenz in einem höher liegenden Frequenzbereich verschoben hat. Der Schallabsorptionsgrad hat sich kaum verändert und die Güte, die Breite der Absorptionswirkung, ist deutlich größer geworden.

In folgender Abbildung werden die Messergebnisse zum Lochplattenresonator 2 grafisch dargestellt und ausgewertet. Für die Darstellungen werden die Normschallpegeldifferenzen nach Konstruktionsausführungen 1, 2 und 3 aufgezählt.

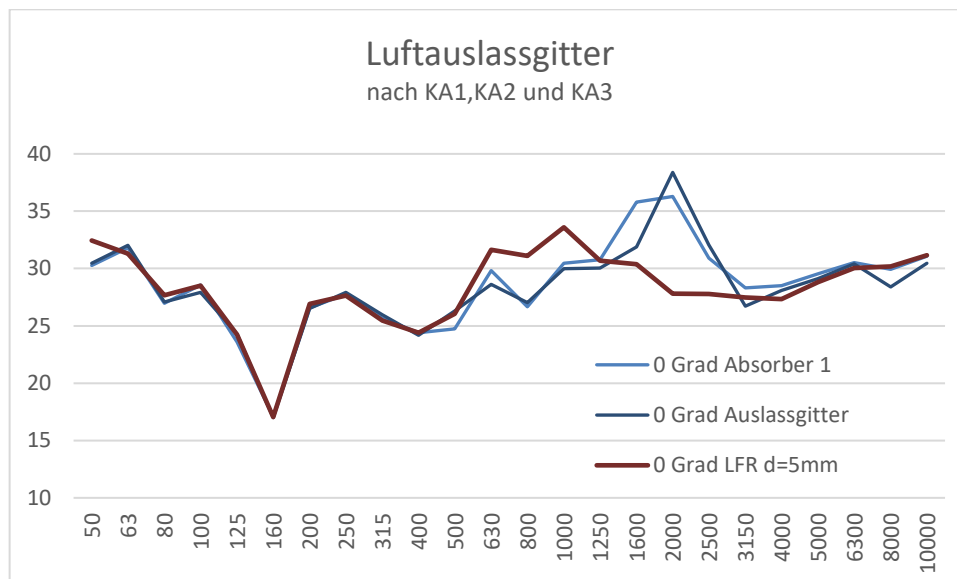


Abbildung 40 Luftauslassgitter nach H1, H2 und H3 (neue Lochplatte)

Alle untersuchten Konstruktionen zeigen bis 400 Hz keine Unterschiede in ihren Verläufen. Danach sind Differenzen in den Verläufen sichtbar. Der neue Lochplattenresonator zeigt im Frequenzbereich von 500 Hz bis 1250 Hz die besten Dämmeigenschaften. Vergleicht man den Verlauf der Aufstellung des neuen Lochplattenresonators mit der der Aufstellung ohne Absorber und ohne Lochplatte, so lassen sich zwischen 630 und 1000 Hz Differenzen in Höhe von 4-5 dB erkennen. Ab 1250 Hz schneiden sich die Verläufe und die Normschallpegeldifferenz nimmt bei 2000 Hz stark ab, sodass die Peaks aus den Messungen der Konstruktionsausführungen ohne Platte verschwinden. Ab 3150 Hz sind in den Verläufen keine relevanten Unterschiede zu erkennen.

Der zwischen 630 und 1000 Hz zu beobachtende Anstieg der Normschallpegeldifferenz um bis zu 5 dB, ist die Resonanzabsorption des neuen Lochplattenresonators. Für die Resonanzfrequenz von 700 Hz mit entsprechender Güte, ist genau der Frequenzbereich zwischen 530 und 1000 Hz betroffen. Die zwischen 1600 Hz und 3150 Hz sichtbare Verringerung der Normschallpegeldifferenz entsteht wie in den vorherigen Abschnitten betrachtet, durch das Hinzufügen der Lochplatte.

Für die Untersuchung der Auswirkung unterschiedlicher Absorbermaterialien auf den Lochflächenresonator, werden die Ergebnisse der Normschallpegeldifferenzmessung mit den Absorbermaterialien 1 und 2 verglichen. Das Diagramm in Abbildung 41 zeigt diese vergleichende Darstellung.

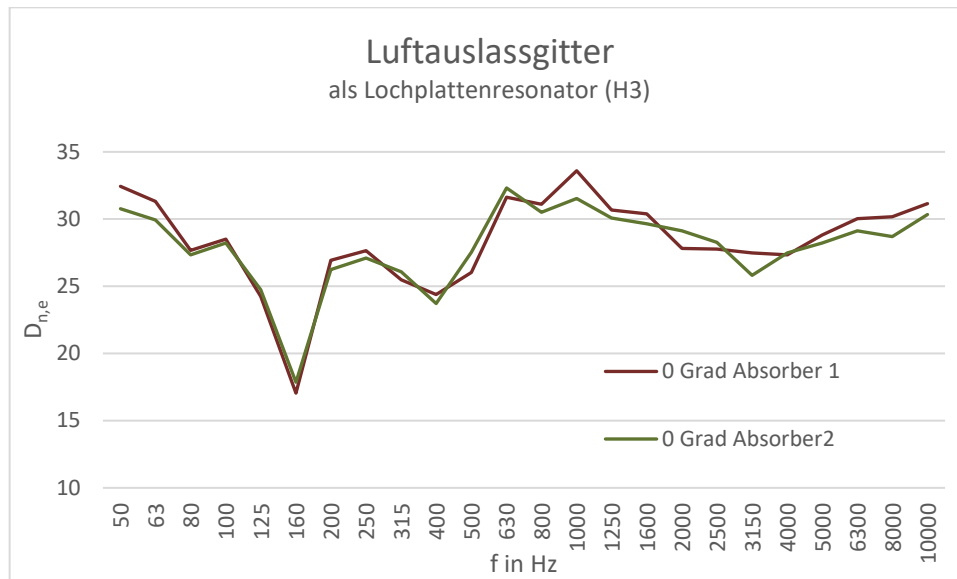


Abbildung 41 Luftauslassgitter als Lochplattenresonator mit verschiedenen Absorbermaterialien

Der neue Lochflächenresonator mit Absorbermaterial 1 hat zwischen 800 und 1000 Hz eine leicht erhöhte Normschallpegeldifferenz um 1-2dB. Ab der Frequenz von 1600 Hz überschneiden sich beide Verläufe und bei 2000 Hz überwiegt die Normschallpegeldifferenz des neuen Lochplattenresonators mit Absorber 2 um ca. 1,5 dB. Die umgekehrte Erscheinung kann bei 3150 Hz interpretiert werden. Da liegt sie mit 1,5 dB unter dem Wert für die Konstruktion mit Lochplattenresonator und Absorbermaterial 2. Ab der Frequenz von 4000 Hz ist eine konstante Differenz von 1 dB zwischen dem Lochplattenresonator mit Absorber 1 und 2 zu erkennen. Dort hat der Lochplattenresonator mit Absorbermaterial 1 die höheren Normschallpegeldifferenzwerte.

Für die Sachverhalte im Bereich zwischen 800 Hz und 1000 Hz sind zwei Erklärungen plausibel. Die erste Erklärung ist, dass Absorber 1 eine größere Strömungsresistanz besitzt und daher der Schallabsorptionsgrad an der Resonanzfrequenz des Lochflächenresonators größer wird. Für die zweite Erklärung beeinflusst die Dicke des Absorbers 2, die Resonanzfähigkeit des Lochplattenresonators. Es ist möglich, dass der schwingende Resonatorhals (Masse des Feder-Masse-Systems), durch das Absorbermaterial gedämpft wird, d.h. die Auslenkung bzw. Geschwindigkeit der Schwingung wird kleiner und somit auch der Schallabsorptionsgrad. Nach den dargestellten Ergebnissen in Kapitel 6.5.1, füllt das Absorbermaterial 2 fast den gesamten Hohlraum des Lochflächenresonators aus. Die ab 4000 Hz zu beobachtende Erhöhung der Normschallpegeldifferenz des Lochplattenresonators mit Absorbermaterial 1 hängt vermutlich mit dem Absorptionsgrad des Absorbermaterials 1 zusammen. Dort beträgt der Absorptionsgrad 0,4 und steigt bis 6300 Hz auf 0,5. Der Absorptionsgrad des Absorbermaterials 2 beträgt in dem Frequenzbereich zwischen 4000 und 6300 Hz nur 0,3.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Die Aufgabe dieser Bachelorarbeit ist es, schalldämmende Konzepte für ein neu zu designendes Luftauslassgitter zu entwickeln und auf ihre absorptionstechnischen Eigenschaften experimentell zu prüfen. Vorgegeben sind die Hauptabmessungen des Gitters in Höhe und Breite. Daraus resultiert eine Strömungsfläche von $0,08\text{m}^2$.

Für ein akustisch wirksames Auslassgitter sind die Geometrien der Gitterprofile als sogenannte Halbkreisprofile dimensioniert worden. Der dabei gewählte Lösungsansatz nutzt die physikalischen Eigenschaften von Helmholtzresonatoren. Entsprechend sind mit dem CAD-Programm „Solidworks“ Konstruktionsansätze erarbeitet worden mit denen Variantenuntersuchungen praktikabel möglich sind. Für die Konstruktion war es dabei wichtig zu beachten, dass gewisse Funktionen, wie die Rotationsfähigkeit der Gitterprofile und die Modifizierung des Gitterhohlraums mit Absorbermaterial und Verschlussplatten möglich bleiben. Die Rotationsfähigkeit der Gitterprofile ist eine bewährte Steuerungsfunktion vieler bereits etablierten Luftgitter. Daher ist ein wichtiger Punkt dieser Arbeit, die Winkelstellungen und damit die entstehenden „Öffnungsflächen“ auf ihre schalldämmende Wirkung zu untersuchen. Bei einer Erhöhung des Öffnungsflächenverhältnis von 11% auf 26% wurde eine Schalldämmmaßvergrößerung von 4 dB in allen Frequenzbereichen prognostiziert und über die Normschallpegeldifferenzmessung für den Frequenzbereich 800Hz bis 2000Hz bestätigt.

Die akustischen Messungen in Abhängigkeit der Luftgitterstellung mit unterschiedlichen Öffnungswinkeln und Öffnungsflächen bieten eine Basis, auf der Vergleiche mit den Messungen zum Druckverlust durchgeführt werden könnten. Diese Druckverlustmessungen sind am großen Kammerprüfstand des ILK Dresden für die vorgegebenen Gitterstellungen durchgeführt worden.

Die Möglichkeit der Ausstattung der Gitterprofile mit porösen Absorbermaterialien ist der zweite wichtiger Bestandteil der experimentellen Untersuchungen. Für die Absorption am Luftauslassgitter nur mittels Absorbermaterialien zeigen die Messergebnisse nur geringfügige Differenzen zwischen dem Absorbermaterialien 1 und 2. Das dickere Absorbermaterial 2 hat einen insgesamt minimale verbesserte Absorptionswirkung. Jedoch lässt sich allgemein sagen, dass beide Absorbermaterialien mit über dem Frequenzband arithmetisch gemittelten Absorptionsgraden von 0,2 bis 0,4 eher in einer niedrigeren Klassifizierung eingestuft werden müssen. Für eine relevante schalldämmende Wirkung an dem ILK Luftauslassgittersystem nur durch Absorber müsste man auf hochklassigere Absorbermaterialien zurückgreifen.

Im Vorfeld akustischen Messungen sind typische Schalleistungsprektren eines modifizierten Ventilatormoduls gemessen und als Vergleichsgröße für die Untersuchungen aufbereitet worden. Dadurch ist gewährleistet, dass die Messergebnisse auch nach praktisch relevanten akustischen Leistungspegeln eingeordnet werden können.

Für die Auslegung der Lochplattenresonatoren ist ein Berechnungsalgorithmus auf Excelbasis programmiert worden. Über dieses Werkzeug sind Voraussagen zu Resonanzfrequenzen in Abhängigkeit der Dimensionierung der Lochplatten sehr gut möglich.

Aus den akustischen Messungen Teil 1 war die Resonanzerscheinung des Lochplattensystems nicht ersichtlich. Stattdessen bildeten sich vermutlich stehende Wellen im Innenraum des Luftauslassgitters, die einen Einbruch der Absorption an der Frequenz 2000 Hz hervorrufen. Für die weiteren Untersuchungen dieser Verhältnisse wurde in den akustischen Messungen Teil 2 die Lochplatte, mit einem Durchmesser von 2 mm, durch neue Platten ersetzt. Mit Hilfe einer geschlossenen Platte hat sich gezeigt, dass die Löcher im Blech, sowie das Absorbermaterial nicht die Bildung vermutlich stehender Wellen beeinflusst. Der Verlauf der Normschallpegeldifferenz ist demnach fast identisch dem Verlauf der Lochplatte mit 2mm Durchmesser. Über das Ausschlussverfahren wird somit die Hypothese, dass sich stehende Wellen im Innenraum des Gitterprofils bilden, indirekt gestützt.

Durch die Erweiterung der Durchmessergröße der Lochplatte von 2mm auf 5mm wurde die Wirksamkeit des Lochplattenresonatorsystems erneut untersucht. Die Ergebnisse zeigten eine erfolgreiche Resonanzwirkung des Lochplattenresonatorsystems. Im Frequenzbereich zwischen 630 und 1000 Hz sind erhöhte Dämpfungswerte zwischen 4-5 dB aus den akustischen Messungen Teil 2 erkennbar.

Aus der Konzeptionsgestaltung am Anfang dieser Arbeit ist am Ende ein funktionierendes Modell für die Gestaltung eines akustisch wirksamen Luftauslassgitters entstanden. Der Lösungsansatz ist ein Lochplattenresonator. Mithilfe des Algorithmus zur Berechnung der Resonanzfrequenz des Lochplattenresonators, ist es möglich, durch eine gezielte Dimensionierung des Lochplattenresonatorsystems, z.B. Drehklänge von Ventilatoren wirkungsvoll zu dämpfen.

Für zukünftige Arbeiten werden folgende Schwerpunkte und Ideen aus den Ergebnissen abgeleitet.

1. Es sollten weitergehende Untersuchungen hinsichtlich der Dimensionierung und Formgestaltung solcher Profile für Auslassgitter erfolgen. Dabei müssen strömungstechnische akustische Anforderungen gleichberechtigt in einer Entwicklung berücksichtigt werden.
2. Zukünftig sollten durch Ventilatormodule erzeugte Schallleistungsspektren als Lärmquellen in solche Untersuchungen einbezogen werden. Das entwickelte Auslegeprogramm ermöglicht dabei eine gezielte Dimensionierung der Lochplattenresonatoren.

3. Der Lösungsansatz mit den Profilen als Lochplattenresonator kann auch auf weitere schalltechnisch wirksame Komponenten in einem RLT-Gerät erweitert werden. So bietet sich an, mittels Anordnung als ein durchströmbares Register, z.B. auf der Druckseite eines Ventilators, ein schallabsorbierendes System aufzubauen, das genau die Frequenzbereiche abdämpft, die vom Ventilator akustisch dominierend erzeugt werden. Der Lösungsansatz liegt in einer mehrreihigen Anordnung von Lochplattenresonatoren, die in jede Reihe für eine andere Frequenz dimensioniert ist.

Literaturverzeichnis

Carolus, Thomas: Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf – Konstruktive Lärmminde-
rung – Optimierung, Siegen: Springer Vieweg 2020.

Gerhard, Müller; Möser, Michael: Strömungsgeräusche, Berlin: Springer Vieweg 2017

Fasold, Wolfgang; Ernst, Sonntag; Winkler, Helgo: Bau- und Raumakustik, Berlin: VEB
Verlag für Bauwesen 1987.

Bräuer, Jan: „Lochplatten-, Schlitzplatten und Helmholtzabsorber“, Institut für Breit-
bandkommunikation der Technischen Universität Graz, 2010, S.10.

Grundmann, Reinhard et al: „Grundlagen der Ventilatorentechnik“, Trox Technik, 2013,
S.6-12.

Akustik- Messung der Schalldämmung von Bauteilen im Prüfstand – Teil: Messung der
Luftschalldämmung (ISO 10140-2:2010)

Hübelt; Jörn: Bau- und Raumakustik, Hochschule Mittweida, 2018

Rossing: Springer Handbook of Acoustics: Springer 2007

Schirmer, Werner: Technischer Lärmschutz, Berlin: Springer 2006

Hübelt, Jörn, Lärmarme Konstruktion, Hochschule Mittweida ,2016

Kamaier, Frank; Reinartz Dier: Strömungsakustik, Fachhochschule Düsseldorf, 2001

...

Anlagen

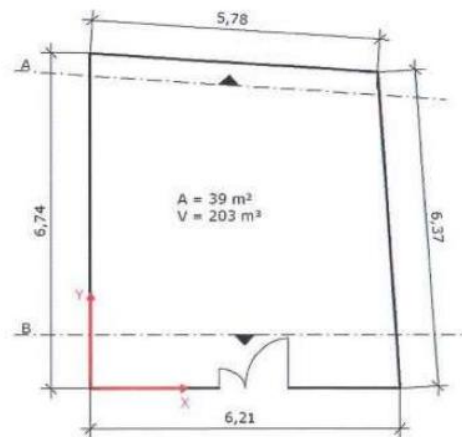


Abbildung 42 Hallraum Grundriss

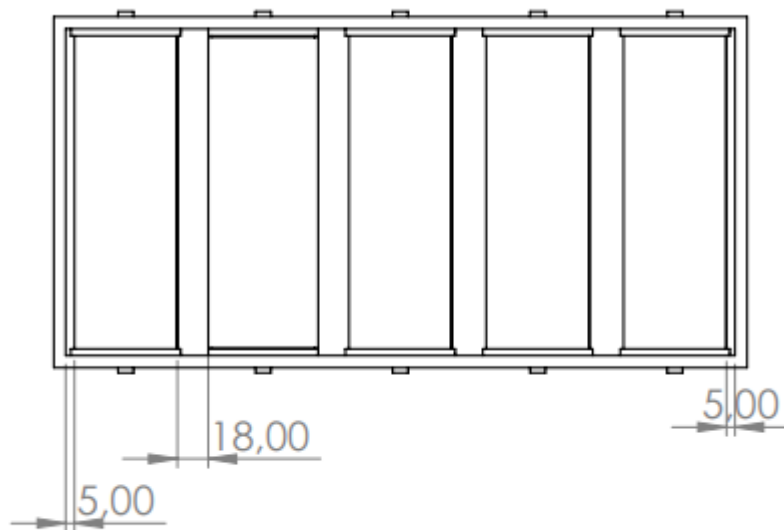


Abbildung 43 Luftauslassgitter bei der 0 Grad Stellung

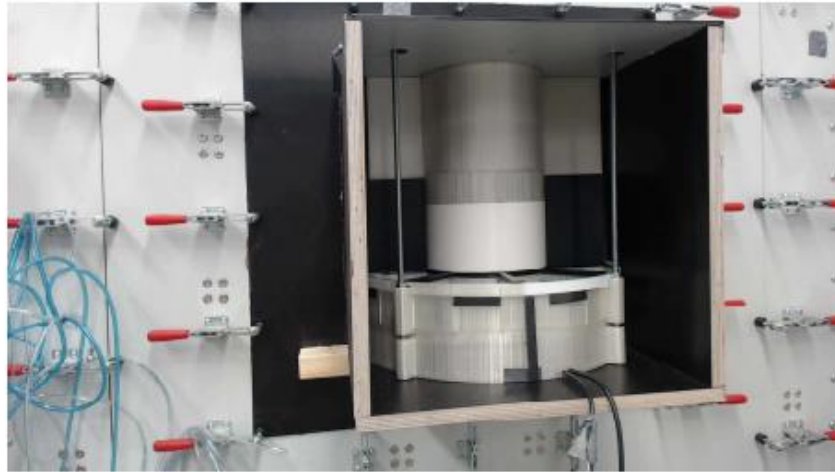


Abbildung 44 modifizierter Radialventilator mit Drehventil im eingebauten Zustand am Kammerprüfstand



Abbildung 45 Gitterprofil mit Lochblech und Absorber 1



Abbildung 46 Luftauslassgitter bei 45 Grad

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.

31.03.2022



Ort, Datum

Vorname Nachname