
MASTERARBEIT

ENTWICKLUNG UND MESSUNG VON KANTENABSORBERN

durchgeführt am
Signal Processing and Speech Communications Laboratory
Graz University of Technology, Austria

von
Daniel Reisinger, BSc MA
Matrikelnummer 00912535

Betreuer und Begutachter:
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Graber

Graz, WS 2019/20

Danksagungen

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich in meiner Studienzeit begleitet und unterstützt haben. Dies gilt sowohl für meine FreundInnen und KollegInnen, insbesondere aber meinen Eltern Doris und Herbert und meiner Schwester Nadine Franziska sowie vor allem meiner Familie, Petra und Elias.

Besonderer Dank gilt Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Graber, welcher durch seine außerordentliche Betreuung, Ingenieursgeist sowie Faszination und Brennen für die Thematik das Verfassen dieser Arbeit zu einem interessanten und lehrreichen Studienabschnitt gemacht hat. Zudem gilt mein Dank meinem engagierten und zuverlässigen Teamkollegen Christoph Santer, ohne welchen die gemeinsamen Messungen im vorliegenden Ausmaß nicht möglich gewesen wären. Bedanken möchte ich mich auch bei Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Weselak, durch dessen konstruktive Beiträge die schriftliche Arbeit an Qualität gewinnen konnte.

Weiters möchte ich dem Unternehmen Knauf Insulation und dessen Mitarbeiter Herrn Ing. Severin Pirker für die unkomplizierte Kommunikation und das zur Verfügung stellen von unterschiedlichen Absorberproben sowie dem gesamten porösen Absorptionsmaterial danken. Das großzügige Sponsoring hat das Durchführen der Arbeit wesentlich erleichtert und eine Verfeinerung der Ergebnisse erlaubt. Weiterer Dank gilt dem Institut für Bauphysik der TU Graz. Uns wurde im Rahmen dieser Arbeit der Hallraum des Instituts für die Messungen zur Verfügung gestellt und deren Bedienstete standen uns immer konstruktiv mit Rat und Equipment zur Seite.

Eidesstattliche Erklärung

Ich, Daniel Reisinger, erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ort, Datum

Unterschrift

Abstract

Predicting the acoustic behavior of edge absorbers is currently reserved for a small group of people with sufficient empirical experience. Particularly in the case of room acoustics planning, the lack of a computation model affects in hesitant use of this type of absorber, which is effective especially at low frequencies. In this master thesis, a calculation method is proposed based on measurements. Calculations allow to approach the absorption behavior in the low-frequency range. Therefore, a modular edge absorber was first designed and then built. On the basis of measurements in the impedance tube an optimization of the absorption material as well as the perforation of the cover plates took place whereby absorber material of three flow resistances as well as four ratios of perforation and corresponding layer thicknesses were examined. The edge absorber modules allow the flexible construction of different configurations. Thus, measurements of different arrangements in the reverberation chamber as well as in five other rooms could be done with the same absorber. The absorption effects of edge absorbers are defined by the modal structure of a room. The absorption effect is based on the reduction of the sound velocity in edge regions especially affecting the modal frequencies. If the absorber side dimensions satisfy a size which depends on the lowest wavelength to be absorbed, the absorption is determined predominantly by choice of the spatial edge direction. Edge length dimensions are related to the absorbed frequency ranges. The calculation and weighting of the modal structure of a room provides a fitting solution, which was realized by programming a calculation tool in MATLAB.

Zusammenfassung

Das akustische Verhalten von Kantenabsorbern vorzubestimmen ist aktuell einem kleinen Personenkreis mit ausreichend empirischer Erfahrung vorbehalten. Insbesondere bei der raumakustischen Planung wirkt sich das Fehlen eines Rechenmodells durch zögerlichen Einsatz dieses insbesondere im Tieftonbereich wirksamen Absorbertyps aus. In der vorliegenden Masterarbeit wird auf Basis von Daten einer durchgeführten Messkampagne eine Berechnungsmethode vorgeschlagen, welche das Absorptionsverhalten im tieffrequenten Bereich zu nähern vermag. Dazu wurde zunächst ein modularer Kantenabsorber entworfen und gebaut. Eine Optimierung des Absorptionsmaterials sowie der Perforation der Abdeckplatten fand anhand von Messungen im Impedanzrohr statt, wobei Absorbermaterial dreier Strömungswiderstände sowie vier Lochplattenperforationsverhältnisse und entsprechende Schichtdicken untersucht wurden. Die Kantenabsorbermodule erlauben den flexiblen Aufbau unterschiedlicher Konfigurationen. So konnten Messungen unterschiedlichster Anordnungen im Hallraum sowie in fünf weiteren Räumlichkeiten immer mit dem selben Absorber durchgeführt werden. Die Ergebnisse zeigen, dass die Absorptionscharakteristik von Kantenabsorbern im tiefen Frequenzbereich abhängig vom Schallfeld im Raum ist. Maßgeblichen Einfluss nimmt hierbei die Raummodenstruktur. Die Absorptionswirkung ist auf eine Reduktion der Schallschnelle in Kantenbereichen zurückzuführen, wobei hiervon besonders Modenfrequenzen betroffen sind. Sofern die Absorberseitenabmessungen einer, von der tiefsten zu absorbierenden Wellenlänge abhängigen Größe genügen, wird der Absorptionsgradverlauf überwiegend bestimmt durch die Raumkantenwahl. Dabei stehen deren Längenabmessungen in Abhängigkeit zu den absorbierten Frequenzbereichen. Die Berechnung und Gewichtung der modalen Struktur eines Raumes liefert einen treffenden Lösungsansatz, welcher durch Programmierung eines Berechnungstools in MATLAB realisiert wurde.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation und Aufgabenstellung	1
1.2	Kapitelübersicht	2
2	Schallabsorption	5
2.1	Schallabsorptionsgrad α und Nachhallzeit T	5
2.1.1	Absorptionsgradmessung für senkrechten Schalleinfall	6
2.1.2	Absorptionsgradmessung für diffusen Schalleinfall	6
2.2	Absorberarten	8
2.2.1	Poröse Absorber	8
2.2.2	Resonanzabsorber	9
2.3	Wechselwirkung zwischen Schallfeld und Absorber	12
2.4	Die Relevanz des tiefen Frequenzbereiches	14
2.4.1	Hörphysiologische und psychoakustische Hintergründe	14
2.4.2	Stellenwert im raumakustischen Planungs- und Sanierungsprozess	17
3	Kantenabsorber	21
3.1	Kantenabsorber als Problemlöser	21
3.2	Kantenabsorber dieser Arbeit	25
3.2.1	Abdeckplatten	26
3.2.2	Poröses Absorbermaterial	27
4	Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr	31
4.1	Materialauswahl	31
4.1.1	Poröses Absorbermaterial	31
4.1.2	Gelochte Abdeckplatten	32
4.2	Vorüberlegungen zur Auswahl der Messkonfigurationen	34
4.2.1	Erwartungshaltung aus theoretischen Vorkenntnissen	35
4.3	Messaufbau	35
4.3.1	Equipment	35
4.3.2	Methode	37
4.4	Messergebnisse und Interpretation	39
4.4.1	Diagrammdarstellung und Legende	39
4.4.2	Lochplatte ohne Absorbermaterial	41
4.4.3	Lochplatte mit Absorbermaterial	45
4.4.4	Lochplatte mit Absorbermaterial zweier unterschiedlicher Strömungsresistenzen Ξ	52
4.4.5	Einfluss der Position des Luftspalts	58
4.4.6	Materialkombinationen bei gleichbleibender Dicke	61
4.4.7	Extremwertbetrachtung aller Messungen	62
4.4.8	Vergleich zwischen Impedanzrohr- und Hallraummessung	64
5	Kantenabsorbereinbau in Räumlichkeiten	67
5.1	Aufgabenstellung	67
5.2	Schallfeld des Hallraums in Interaktion mit Absorberkonfigurationen	68
5.2.1	Die Modenstruktur als Berechnungsgrundlage für Platzierung von porösem Absorptionsmaterial in der Kante	68
5.2.2	Modellbildung auf Basis von Unregelmäßigkeiten des modenbedingten Schallfelds	73

5.2.3	Absorptionsverhalten im Zusammenhang mit Flächen- und Kanteneinbau	76
5.2.4	Absorptionsverhalten ohne porösem Füllmaterial	81
5.3	Einfluss der Kantenabsorberabmessungen	83
5.3.1	Messergebnisse	83
5.4	Klassenraum Bundesrealgymnasium Keplerstraße Graz	86
6	Berechnung von Kantenabsorbern	89
6.1	Berechnung und Gewichtung von Raummodenfrequenzen	89
6.2	Kantenabsorberseitendimensionierung	94
6.3	Grafische Benutzeroberfläche des Berechnungstools EACT	98
6.4	Vergleich der Berechnung mit den Messergebnissen	99
6.4.1	Hallraum	101
6.4.2	Klassenraum BRG Kepler	104
6.4.3	Hörsaal FSI1	107
6.4.4	Hörsaal FSI2	110
6.4.5	Hörsaal i14	113
6.5	Schlussfolgerungen	116
7	Fazit und Ausblick	117
7.1	Zusammenfassung	117
7.1.1	Zentrale Punkte für den Einsatz von Kantenabsorbern in der Praxis	117
7.1.2	Zusammenfassung nach Kapiteln	117
7.2	Ausblick	119
	Literaturverzeichnis	121
	Abbildungsverzeichnis	127
A	Anhang	129
A.1	Liste der verwendeten Bilddateien dieses Dokuments	129
A.2	Liste diesem Dokument beigelegter elektronischer Ressourcen	133
A.3	Berechnete Modenfrequenzen und Gewichte	135
A.3.1	Hallraum TU Graz	135
A.3.2	Klassenraum BRG Kepler	138
A.3.3	Hörsaal FSI1	141
A.3.4	Hörsaal FSI2	144
A.3.5	Hörsaal i14	147

1

Einleitung

1.1 Motivation und Aufgabenstellung

Ein breitbandiges Absorptionswirkspektrum, das subtile architektonische Konzept sowie das ausbalancierte Kosten-Nutzen-Verhältnis haben dem Absorbertyp **Kantenabsorber** vorwiegend in Fachkreisen zur Popularität als *Tiefenschluckler* oder *Lärmminderer* verholfen. Vor allem im Sanierungsprozess ist diese Absorberkonstruktion ein gern eingesetztes Mittel, um mit wenig baulichen Aufwand und ohne Materialexotik bestehende Räumlichkeiten akustisch besser an die Nutzungsbedürfnisse heranzuführen. Notwendigerweise werden raumakustische Maßnahmen mit Hilfe von Berechnungen sowie Simulation im Vorhinein validiert, um den Absorberbedarf unter Einhaltung der Zielvorgaben von Empfehlungen und Normen erreichen zu können. Dazu finden Programme, Formeln und Absorptionsgradtabellen Anwendung, mit welchen das Verhalten unterschiedlichster Absorbertypen nach gängiger Einbauart vorausberechnet werden kann. Der Kantenabsorber ist zwar in seiner Wirksamkeit mehrfach bestätigt worden, die Vorausbestimmung des akustischen Verhaltens bzw. die Dimensionierung bei Einbau in Räumlichkeiten bleibt jedoch aktuell nur wenigen, empirisch erfahreneren AkustikerInnen vorbehalten.

Diese Masterarbeit hat sich als Teamarbeit zweier Personen zum Ziel gesetzt, den Kantenabsorber in seinem akustischen Verhalten berechenbar zu machen, um Barrieren bei der Einbeziehung dieses Absorbertyps im raumakustischen Planungsprozess zu beseitigen. Der erste Teil der vorliegenden Team-Masterarbeit umfasst die Entwicklung und den Bau eines für die Messkampagne notwendigen, modularen Kantenabsorbers und die messdatengestützte Generierung von Hypothesen zum Wirkprinzip und zur Berechnung des Kantenabsorbers. Der zweite Teil soll als weitere, nachfolgende Masterarbeit auf Basis der gleichen Messdaten das Verhalten von Kantenabsorbern mittels detaillierter Simulation vorhersagbar machen und den Einfluss der Grundakustik einer Räumlichkeit auf die Absorptionswirkung miteinbeziehen. Die im Team durchgeführten Messungen und das zugehörige Datenblatt, welche Methodik und Ergebnisse im Detail enthält, ist dieser Arbeit aufgrund des Umfangs nur in elektronischer Form beigelegt.

Beiden Teilen vorausgegangen ist eine Bachelorarbeit an der TU Graz [Peters 2018], deren Ergebnis eine Variation der Sabine'schen Nachhallzeitformel basierend auf Varianzminimierung von Messergebnissen sowie die Einbeziehung der Absorberplatzierung, -geometrie und Frequenzabhängigkeit ist. Beim Versuch, diesem Ansatz erweitert durch Messdaten und fortgeschrittenen Theoriekenntnissen zu folgen, wurde ersichtlich, dass die hier genutzten Mittel der statistischen Raumakustik nicht ausreichen und eine idealerweise einfache Formel zur Berechnung von Kantenabsorbern nicht existieren kann. Im weiteren Sinne ist es daher ein notwendiges Ziel dieser Arbeit gewesen, die im tiefen Frequenzbereich besonders relevante, räumliche Ortsabhängigkeit beim Einsatz von porösen Absorbermaterial zu untersuchen und das Modenfeld eines Raumes, entstehend durch geometriebedingte Raumresonanzen, in die Berechnung miteinzubeziehen.

Die in dieser Arbeit vermessenen Kantenabsorber konnten Dank Koordination mit einer geplanten akustischen Sanierung eines Hörsaals der TU Graz entwickelt, gebaut und im Rahmen einer

Vornutzung messtechnisch untersucht werden. Ein Hauptergebnis ist die Sammlung von Messdaten, welche das Verhalten von Kantenabsorbern im Hallraum und in fünf weiteren Räumlichkeiten, den zu sanierenden Hörsaal eingeschlossen, beschreiben. In allen Räumlichkeiten wurden die Auswirkungen von Einbau, Positionsänderung sowie Konfigurationen unterschiedlicher Laufmeterzahl vermessen und dokumentiert. Besonders tiefgehende Variationen wurden in der Laborsituation im Hallraum des Instituts für Bauphysik an der TU Graz durchgeführt. Die Kantenabsorbermodule wurden hier mit und ohne Absorbermaterial sowie mit Baumwollstoffbespannung und ohne Befüllung mit Absorptionsmaterial untersucht. Neben der Variation von Position und Laufmeterzahl wurde auch die Auswirkung der Grundakustik einer Räumlichkeit auf die Wirksamkeit des Kantenabsorbers gemessen. Dazu wurden mittels Absorberplatten aus Polyester vier unterschiedliche Ausgangsnachhallzeiten im Hallraum realisiert, welche sich vor allem auf Nachhallzeitverläufe im tieffrequenten Bereich auswirken. Weiters wurde im Rahmen der Arbeit eine Sammlung an Messdaten aus der Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr erstellt, welche Aufschluss über die Auswirkung unterschiedlicher Perforationsverhältnisse von Lochplatten und deren Hinterfüllung geben. Neben unterschiedlichen Absorberdicken und Luftspaltgrößen sind auch Schichtungen von Materialien mit ähnlicher, jedoch unterschiedlicher Strömungsresistenz Ξ untersucht worden.

Ein zentrales Hauptergebnis ist die Entwicklung eines Kantenabsorber-Berechnungstools, welches auf Basis der Berechnung und Gewichtung von Quaderraummoden den Bereich des Absorptionsmaximums von im Raum verbauten Kantenabsorbern zu berechnen vermag und Aufschluss über die Wahl der zur Absorberbelegung genutzten Raumkanten geben kann. Zudem implementiert wurde die Berechnung einer von den Seitenabmessungen des Absorberschachts abhängigen unteren Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$, mit Hilfe welcher der Frequenzbereich für effektive Absorption eines Kantenabsorbers berechnet und dieser somit entsprechend dimensioniert werden kann.

Zugunsten der besseren Lesbarkeit sind notwendige Quellenangaben von Abbildungen nicht in den Abbildungsbeschriftungen enthalten, sondern im Abbildungsverzeichnis angeführt. Sofern kein Quellverweis im Abbildungsverzeichnis vorliegt, ist von einer Selbsterstellung auszugehen.

1.2 Kapitelübersicht

- **Kapitel 1** enthält grundlegende Informationen zur Thematik Kantenabsorber vor dem Hintergrund des aktuellen Forschungsstandes. Ebenfalls enthalten sind Motivation und Aufgabenstellungen, die leitend für das Zustandekommen der Arbeit in dieser Form und mit diesem Inhalt sind. Zudem werden die Inhalte kurz zusammengefasst.
- **Kapitel 2** setzt sich breit gefächert mit den theoretischen Hintergründen zum Thema Schallabsorption auseinander. Dabei wird auf Messtechnik und Normen, physikalische Eigenschaften von Absorberkategorien, deren Einsatzbereiche und deren Platzierung eingegangen. In Hinblick auf den tiefen Frequenzbereich, der als praktischer Haupteinsatzbereich des Kantenabsorbers gilt, werden die hörphysiologischen und psychoakustischen Grundlagen der frequenzabhängigen Hörwahrnehmung des Menschen einbezogen.
- **Kapitel 3** behandelt den Typ Kantenabsorber hinsichtlich dessen Eigenschaften und Aufbau. Zudem werden die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und gebauten Kantenabsorber vorgestellt.
- **Kapitel 4** umfasst Messaufbau und -ergebnisse, einschließlich Diskussion, der im Impedanzrohr getätigten Vormessungen zur Materialwahl der gebauten Kantenabsorber. Unterschiedliche poröse Absorbermaterialien, Schichtungen und Perforationsverhältnisse von gelochten Abdeckplatten wurden dabei verglichen.

- **Kapitel 5** beinhaltet die Interpretationen der Messergebnisse, welche beim Einbau der Kantenabsorbermodule in unterschiedlichen Räumlichkeiten ermittelt wurden. Zudem enthalten sind die daraus generierten Hypothesen, welche als Basis für die Berechnung des Absorptionsverhaltens von Kantenabsorbern dienen.
- **Kapitel 6** zeigt einen Vorschlag, wie die Berechnung von Kantenabsorbern auf Basis der Gewichtung von Raummodenfrequenzen vorgenommen werden könnte. Die Ergebnisse des dazu entwickelten Berechnungstools werden in diesem Kapitel mit den Ergebnissen der Messkampagne verglichen.
- **Kapitel 7** fasst die im Rahmen dieser Arbeit gewonnen Erkenntnisse zusammen und gibt Aufschluss über ausstehende Untersuchungen und weitere Optimierungen in der vorgeschlagenen Berechnungsmethode.
- Im **Anhang A** befinden sich Details zu Mess- und Berechnungsergebnissen. Zudem beinhaltet sind ein Dateiverzeichnis für dieser Arbeit auf einem elektronischen Speichermedium beigelegte Daten. Diese umfassen detaillierte Datenblätter der Messkampagne, LaTeX-Dateien zur Erstellung dieses Dokuments sowie Quellcodes und die Berechnungssoftware EACT.

2

Schallabsorption

In diesem Kapitel werden theoretische Hintergründe zur Schallabsorption behandelt, welche das Grundrüstzeug zur Erstellung der vorliegenden Masterarbeit bilden. Enthalten sind wesentliche Kenngrößen, zugehörige Messtechniken, Normen und physikalische Zusammenhänge sowie Eigenschaften und Einsatzbereiche unterschiedlicher Absorbertypen. Ein Abschnitt widmet sich der Wechselwirkung zwischen Schallfeld und Absorber, da die Absorberpositionierung und das durch den Raum mitbestimmte Schallfeld wesentlichen Einfluss auf die Absorptionswirkung haben. Bei Kantenabsorbern ist die Absorption im tiefen Frequenzbereich besonders relevant. Daher werden die hörphysiologischen und psychoakustischen Grundlagen der frequenzabhängigen Hörwahrnehmung des Menschen in diesem Kapitel miteinbezogen.

2.1 Schallabsorptionsgrad α und Nachhallzeit T

Wird die in einem Schallfeld enthaltene Energie in eine andere Energieform umgewandelt, bezeichnet man dies als Schallabsorption [Mechel 1994, S. 454]. Ein Maß und häufig eingesetzter Vergleichswert, der die schallabsorbierenden Eigenschaften beschreiben kann, ist der *Absorptionsgrad* α . Trifft Schall an Begrenzungsflächen auf, so kann der Absorptionsgrad, oder auch Schluckgrad genannt, verstanden werden als

$$\alpha = \frac{\text{absorbierte Energie}}{\text{auftreffende Energie}}, \text{ wobei gilt } 0 \leq \alpha \leq 1. \quad (2.1)$$

Ein Material, welches zur Totalreflexion von Schallenergie fähig ist, erhält somit den Wert $\alpha \rightarrow 0$ (schallharte Wand) und im Umkehrschluss würde ein Material, welches Schallenergie zur Gänze absorbiert (offenes Fenster), einen Absorptionsgrad von $\alpha = 1$ aufweisen.

Unter der Nachhallzeit T wird jene Zeit in Sekunden verstanden, welche der Schalldruckpegel benötigt, um nach dem Abschalten der zugehörigen Schallquelle um 60 dB abzuklingen. Diese Definition ist unter anderem in [ISO 354 2003] festgelegt und beruht auf der Annahme, dass ein linearer Zusammenhang zwischen Schalldruckpegel und Zeit besteht. Die Sabine'sche Gleichung zur Berechnung der Nachhallzeit T in einem Raum mit dem Volumen V und der äquivalenten Schallabsorptionsfläche $A_{\ddot{a}q}$ lautet

$$T = 0,163 \cdot \frac{V}{A_{\ddot{a}q}}. \quad (2.2)$$

Die schallabsorbierende Fläche $A_{\ddot{a}q}$ kann auch ausgedrückt werden als eine beliebige Fläche S im Raum mit einem zugehörigen Schallabsorptionsgrad α [Möser 1994, S. 41]. Die Beziehung ist gegeben durch

$$A_{\ddot{a}q} = S \cdot \alpha. \quad (2.3)$$

Diese überschaubaren Zusammenhänge zwischen den Raumeigenschaften erlauben bei Kenntnis der Größen von Raum, Material und Oberfläche eine rasche Abschätzung der Nachhallzeit. Die

Bestimmung des Absorptionsgrad α kann jedoch auf unterschiedliche Art erfolgen und liefert hierbei auch unterschiedliche Ergebnisse.

2.1.1 Absorptionsgradmessung für senkrechten Schalleinfall

Grundsätzlich sind schallabsorbierende Eigenschaften von Absorbern frequenz- und einfallsrichtungsabhängig. Für den senkrechten Schalleinfall kann der Absorptionsgrad α_0 im *Kundt'schen Rohr* gemessen werden, wobei der Messaufbau in Abb. 2.1 dargestellt ist. Abmessungen bzw. Aufbau des Kundt'schen Rohres erlauben die gezielte Erzeugung einer ebenen Welle innerhalb des Rohres, an dessen Abschluss die zu vermessende Probe vor einer starren Begrenzung (Abschlussplatte) angebracht wird.

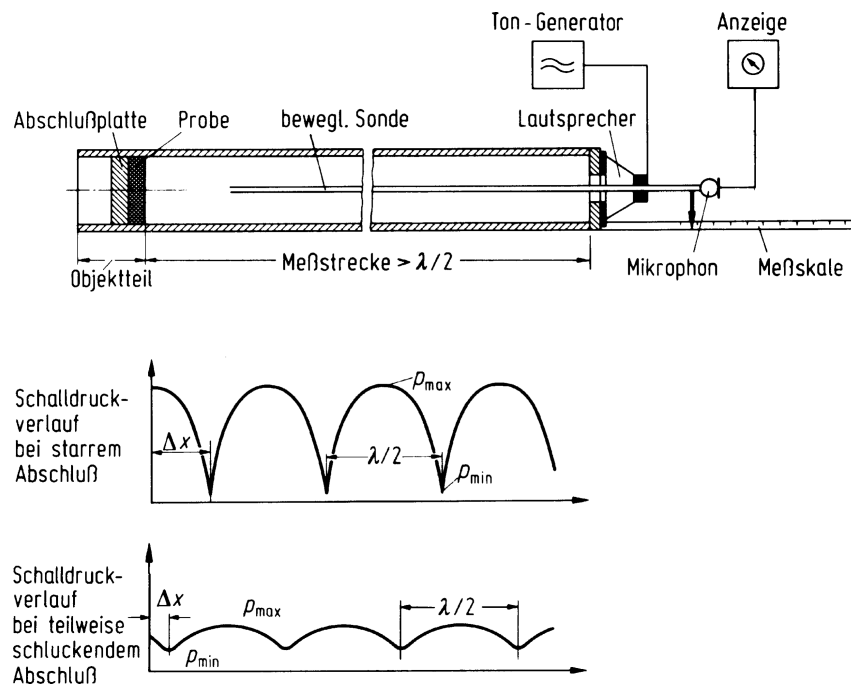


Abbildung 2.1: Messaufbau zur Bestimmung des Absorptionsgrads im Kundt'schen Rohr.

Das Wellenfeld im Inneren des Rohres kann als die Summe zweier gegenläufiger Wellen ausgedrückt werden, wobei der rücklaufende bzw. reflektierte Teil bei Absorption durch die Probe eine kleinere Amplitude besitzt. Beispielsweise kann dann mittels des Ortsverlaufs und zugehörige Messvorschriften (z.B. Min-Max-Verfahren) der Absorptionsgrad für senkrechten Schalleinfall α_0 einer Probe berechnet werden [Möser 2009, S. 186-189].

Die Bestimmung von α mittels des Kundt'schen Rohres beruht auf Lösungsansätzen der *wel-lentheoretischen Raumakustik*. Die Vermessung von Proben mit nur einigen Zentimetern Durchmesser und die Beschränkung auf Wertangaben, die nur bei senkrechtem Schalleinfall gültig sind, bringen für praktische Anwendungen zumeist wenig zufriedenstellende Erkenntnisse. Auch die für diffusen Schalleinfall mögliche Umrechnung entsprechend der *Paris'schen Formel* kann aufgrund der Nichtberücksichtigung von Beugungseffekten nur begrenzt herangezogen werden [Fouad 2009, S. 426] [Balint 2016, S. 1-2].

2.1.2 Absorptionsgradmessung für diffusen Schalleinfall

Für die Praxis und auch für die vorliegende Arbeit relevanter ist die Absorptionsgradbestimmung nach dem in der Norm EN [ISO 354 2003] festgelegten *Hallraumverfahren*. Dieses Verfahren erlaubt es, unter Laborbedingungen den Schalleinfall auf Absorbermaterial aus vielen,

verteilten Raumrichtungen kommend zu vermessen. Die Ansätze dafür stammen aus der *statistischen Raumakustik*, welche von einem ideal diffusen Schallfeld ausgeht. Die Berechnung des Schallabsorptionsgrads α_S basiert auf der mittleren Nachhallzeit im Hallraum zunächst ohne und danach mit den zu prüfenden Objekten. Aus den sich ergebenden Nachhallzeiten wird entsprechend der Sabine'schen Nachhallzeitformel die äquivalente Schallabsorptionsfläche A_T des Prüfobjekts berechnet. So kann gemäß Gleichung 2.2 und 2.3 auf den Schallabsorptionsgrad α rückgeschlossen werden.

Aus der Benennung des Verfahrens hervorgehend besitzen Beschaffenheit und Nachhallzeit des Messraums einen zentralen Stellenwert. Das in der Norm festgelegte Raumvolumen V darf minimalst 150 m^3 betragen, empfohlen werden jedoch mindestens 200 m^3 . Das Volumen bestimmt die längste Gerade innerhalb der Raumbegrenzung, bezeichnet als I_{max} , für welche die Bedingung $I_{max} < 1,9 \cdot V^{\frac{1}{3}}$ erfüllt werden muss. Zur Gewährleistung einer möglichst gleichmäßigen Verteilung der Moden des Hallraums, dürfen zwei Raumabmessungen nicht in einem kleinen, ganzzahligen Verhältnis zueinander stehen. Zudem gefordert ist eine ausreichende Diffusität des Schallfelds, welche gegebenenfalls durch Diffusoren zu erzielen ist. Die Bestimmung und der notwendige Grad an Diffusität ist in [ISO 354 2003, Anhang A] näher definiert. In einem richtig bemessenen Hallraum ist das Schallfeld nahezu ident mit dem diffusen Schallfeld [ISO 354 2003, S. 3]. Die Oberflächen des Hallraums müssen dazu möglichst gleichmäßig reflektierend beschaffen sein. Daher sind maximale äquivalente Schallabsorptionsflächen, angegeben in Terzbändern, einzuhalten [ISO 354 2003, Abschn. 6.1]. Prüfobjekte, die flächenhaft eingesetzt werden, müssen zwischen 10 m^2 bis 12 m^2 einer Hallraumoberfläche bedecken. Für Raumvolumina über 200 m^3 muss diese Prüffläche um den Faktor $(V/200 \text{ m}^3)^{\frac{2}{3}}$ vergrößert werden. Bei der Positionierung ist darauf zu achten, dass ein Mindestabstand von $0,75 \text{ m}$ zu jeder Raumkante eingehalten wird. Zudem dürfen die Objekte nicht parallel zu den Raumkanten verlaufen. Für einzelne Schallabsorber, wie z.B. Baffles, gelten praxisübliche Anordnungen bzw. Aufbauvorschriften entsprechend des Anhangs der Norm [ISO 354 2003, Abschn. 6.2 sowie Anhang B].

Wie eingangs erwähnt basiert die Berechnung des Schallabsorptionsgrads auf der Messung und dem Vergleich der Nachhallzeiten unterschiedlicher Raumkonfigurationen. Diese können nach dem Verfahren mit abgeschalteten Rauschen sowie dem Verfahren mit integrierter Impulsantwort gemessen werden. Für Details zu Sender, Empfänger und Auswertung wird auf [ISO 354 2003, Abschn. 7] verwiesen. Neben der Nachhallzeit sind auch die Klimabedingungen im Hallraum zu erfassen, da der Luftabsorptionskoeffizient m in der Berechnung berücksichtigt werden muss. Sind die Nachhallzeiten mit und ohne Probe (T_1 und T_2), Schallgeschwindigkeit c sowie die Luftabsorptionskoeffizienten m_1 und m_2 bekannt, können die äquivalente Schallabsorptionsflächen A_1 und A_2 errechnet werden aus:

$$A_i = 55,3 \cdot \frac{V}{c_i \cdot T_i} - 4V \cdot m_i, \text{ wobei } i \in 1, 2. \quad (2.4)$$

Um die interessierende, äquivalente Schallabsorptionsfläche des Prüfobjekts A_T zu erhalten, bildet man die Differenz von A_2 und A_1 :

$$A_T = A_2 - A_1 = 55,3 \cdot V \left(\frac{1}{c_2 T_2} - \frac{1}{c_1 T_1} \right) - 4 \cdot V(m_2 - m_1). \quad (2.5)$$

Entsprechend Gl. 2.3 kann der Absorptionsgrad α_s der bedeckten Prüffläche S errechnet, wobei bei Messung mehrerer Objekte auf entsprechende Flächenanteile umgerechnet werden muss.

$$\alpha_s = \frac{A_T}{S}. \quad (2.6)$$

Nicht selten kommt es vor, dass im Hallraum Schallabsorptionsgrade von $\alpha > 1$ gemessen werden. Dies ist vorwiegend Kanteneffekten zuzuschreiben [Möser 1994, S. 41]. Jedenfalls sollte bei Messergebnissen und somit auch Herstellerangaben bezüglich der akustischen Qualitäten von Absorbern immer darauf geachtet werden, dass ihre Eigenschaften in *Wechselwirkung mit dem Schallfeld im Raum* - auch einem Messraum - zu betrachten sind. Das betrifft sowohl die Einbausituation und Positionierung, aber auch die Absorberfläche und den Ausgangszustand bzw. die Ausgangsnachhallzeit einer Räumlichkeit. Verglichen mit den absorberspezifischen Messdaten aus einer Hallraummessung oder dem Impedanzrohr, kann ein Absorber im Raum eingebaut eine anderen Absorptionsgradverlauf aufweisen [Fuchs 2010, S. 12][Fuchs 2017, S. 134].

2.2 Absorberarten

2.2.1 Poröse Absorber

Die vom Marktvolumen und Einsatzbereich her größte und wichtigste Absorbergruppe bildet jene der porösen Absorber. Der Absorptionsgradverlauf von porösen Materialien, wie z.B. Mineralfasern oder offenporigen Kunstschäumen, ist vergleichbar mit der Übertragungsfunktion eines Tiefpassfilters. Wie beispielhaft in Abb. 2.2 dargestellt, bleiben tiefe Frequenzen unbeeinflusst, während mittlere bis hohe Frequenzen stark bedämpft werden.

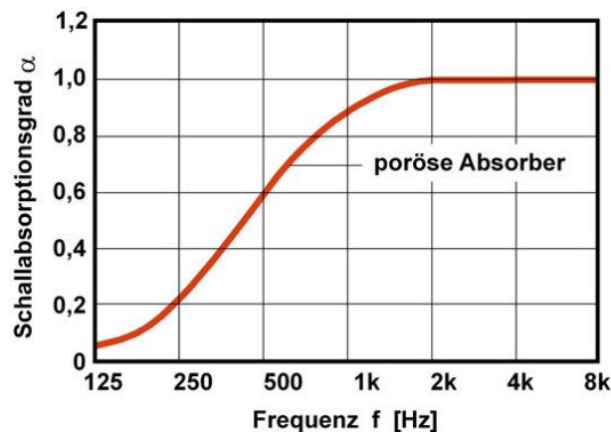


Abbildung 2.2: Typischer Absorptionsgradverlauf eines porösen Absorbers.

Poröses Absorbermaterial zeichnet sich durch ein *offenporiges*, verzweigtes Netzwerk an verbundenen Porengängen aus, in welche Luft - etwa eine Schallwelle - eindringen kann und sich daraufhin innerhalb des Materials fortbewegt. Während der Fortbewegung in diesen Gängen entstehen viskose Reibungskräfte, welche dem Schallfeld einen Teil seiner Energie entziehen. Dies entspricht der Hauptverlustursache bei hohen Frequenzen und Ausbreitungsrichtung quer zur Faser. Während dieser Vorgang rein adiabatischer Natur ist, tritt bei tiefen Frequenzen eine isotherme Kompression der Luftmoleküle auf. Es kommt zu einem intensiven Wärmeaustausch zwischen Luft und Faser, dessen Folge thermische Verluste sind, die vorwiegend bei Schallausbreitung parallel zur Faserrichtung auftreten. Als ein weiterer Verlustmechanismus bei tiefen Frequenzen ist die durch Luftreibung angeregte, elastische Schwingung des Absorberskeletts, welcher jedoch wenig zum Absorptionsgrad von porösen Absorbern beiträgt [Mechel 1994, S. 455]. Aufgrund dieser verschwindend geringen Auswirkung spricht man in dieser Kategorie von *passiven* Absorbern, welche sich dadurch kennzeichnen, nicht vom Schallfeld zum Mitschwingen angeregt zu werden.

Für hohe Absorption soll der Absorber einer Schallwelle bei ihrem Auftreffen einen möglichst geringen Widerstand Z_a entgegensetzen. Diese Impedanzgröße berechnet sich bei senkrechtem

Schalleinfall und bei Schichtdicken $d \rightarrow \infty$ aus:

$$Z_a = \rho_0 c \cdot \frac{\sqrt{\chi}}{\sigma} \cdot \sqrt{1 - j \frac{\Xi \hat{\sigma}}{\omega \rho_0 \chi}}. \quad (2.7)$$

Neben der Abhängigkeit von Frequenz ω und den Eigenschaften des Ausbreitungsmediums ρ_0, c_0 erkennt man, dass Z_a grundsätzlich nur von drei folgenden Materialkennwerten abhängt [Lotze 2006, S. 193]:

- Dem Verhältnis des akustisch wirksamen Luftvolumens im Absorber V_L und dessen Gesamtvolumen V_A , genannt *Porosität* $\hat{\sigma}$:

$$\hat{\sigma} = \frac{V_L}{V_A} < 1. \quad (2.8)$$

- Das Verhältnis von an Kompression V_K und Beschleunigung V_B beteiligtem Luftvolumen, gegeben durch den *Strukturfaktor* χ :

$$\chi = \frac{V_K}{V_B} \geq 1. \quad (2.9)$$

- Der Druckabfall Δp bei gleichmäßigem Durchströmen einer Absorberschicht der Dicke Δx mit der Geschwindigkeit v , ins Verhältnis gesetzt ergibt den *längenbezogenen Strömungswiderstand* Ξ :

$$\Xi = \frac{\Delta p}{v \cdot \Delta x}. \quad (2.10)$$

χ ist eine frequenzabhängige Größe und fällt mit wachsender Frequenz. Ξ soll einerseits nicht zu groß sein, um Schall möglichst ungehindert eindringen zu lassen und andererseits nicht zu klein, um ausreichend hohe Reibungsverluste zu gewährleisten. Bei größeren Schichtdicken, z.B. $d = 500$ mm, wie sie für die Absorption von tiefen Frequenzen nötig wären, nimmt die Absorptionsfähigkeit für diesen Bereich ab, da der Strömungswiderstand schon entsprechend hoch liegt. Grundsätzlich wirken poröse Absorber bei Wellenlängen, welche die Bautiefe nicht um mehr als das vier- bis achtfache übertreffen. Folglich bedient man sich für eine effiziente Absorption tieferer Frequenzen beispielsweise Absorbern aus der nachfolgenden Kategorie der *Resonanzabsorber* oder nutzt eine spezielle Einbauweise von porösem Material, bezeichnet als *Kantenabsorber*, welche in Abschnitt 3 detaillierter beschrieben werden.

2.2.2 Resonanzabsorber

Konstruktionen aus der Kategorie der Resonanzabsorber basieren ihren Namen entsprechend auf Absorption durch Resonanzen. Bei dieser Bauform ist es möglich, mit geringeren Bautiefen wie z.B. bei porösen Absorbern nötig, hohe Absorption bei mittleren und tiefen Frequenzen zu erreichen. Während poröse Absorber direkt an Raumbegrenzungsflächen oder innerhalb von Ecken platziert, aufgrund der verschwindend geringen Schallschnelle nicht effektiv arbeiten können, sind Resonanzsysteme in der Lage hier ihren Wirkmechanismus auszuschöpfen. Mit Resonanzabsorbern können grundsätzlich hohe Absorptionsgrade erreicht werden, jedoch sind sie in ihrem Wirkspektrum relativ schmalbandig. Daher liegt ein Hauptaugenmerk in ihrem Entwurf auf Erhöhung der Bandbreite, was beispielsweise durch Dämpfung entsprechend Abb. 2.3, möglich ist [Cox & D'Antonio 2017, S. 225].

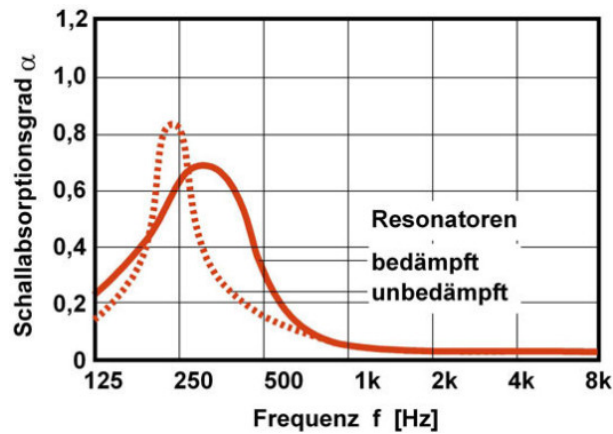


Abbildung 2.3: Typischer Absorptionsgradverlauf eines gedämpften (durchgezogen) und ungedämpften (strichliert) Resonanzabsorbers. Die Bandbreite kann unter Einbußen der Maximalabsorption erhöht werden.

Grundsätzlich werden zwei Hauptgruppen von Resonanzabsorbern unterschieden:

- Helmholtzresonatoren
- Platten- bzw. Membranabsorber

Die Schallabsorption beider Typen basiert auf dem Masse-Feder-Prinzip, wobei die Schallenergie in kinetische Energie der Masse umgewandelt wird. Beim **Helmholtzabsorber** entspricht die Schwingungsmasse einem Luftpfropfen im Inneren einer Querschnittsverengung einer perforierten Oberfläche, beispielsweise einer Loch- oder Schlitzplatte. Das dahinter liegende Luftvolumen stellt die Feder dar. Somit kann die Resonanzfrequenz f_0 des Resonators mittels der akustischen Schwingmasse m und der akustischen Federsteife s errechnet werden anhand der Gleichung:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{m}}. \quad (2.11)$$

Abb. 2.4 zeigt den schematischen Aufbau eines Helmholtzresonators:

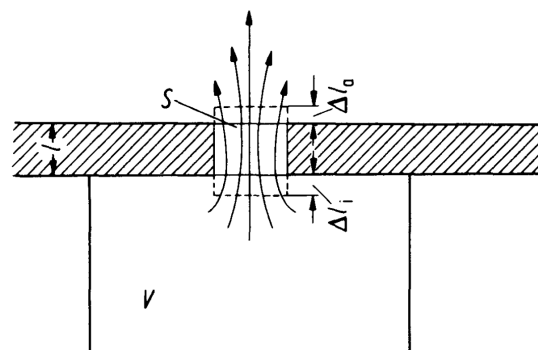


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Helmholtzresonators mit einer Resonatorhalslänge l (Dicke der Platte), der Querschnittsfläche S , vor dem Luftkammervolumen V und den eingezeichneten Mündungskorrekturen Δl_i und Δl_a .

Die Federsteife s aus Gleichung 2.11 der Luftfeder errechnet sich aus $s = \rho_0 c^2 \cdot S^2 / V$. Bei der Zusammensetzung der Schwingmasse m muss einerseits die Luftmasse $m_h = \rho_0 \cdot S l$ und zusätzlich die mitschwingende Mediumsmasse $m_m = \rho_0 S \cdot (\Delta l_i + \Delta l_a)$ betrachtet werden. Die hier miteinander bezogenen Mündungskorrekturen Δl_i und Δl_a sind notwendig, um die Formeigenschaften von Abdeckung und Hals (Lochungsart) zu berücksichtigen. So kann nun die Resonanzfrequenz f_0

direkt mit der Formel

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l_i + \Delta l_a)}} \quad (2.12)$$

berechnet werden. Zur Vereinfachung wird oft $\Delta l_i = \Delta l_a$ angenommen [Mechel 1994, S. 472-473].

Lochplatten

Da für die Entwicklung der Kantenabsorber auch die Absorptionseigenschaften von gelochten Platten genutzt werden, folgt an dieser Stelle eine Übersicht von Wirksamkeit und Berechnung der akustischen Eigenschaften von Lochplatten.

Um die akustische Transparenz zu beschreiben, wird das Ausmaß der Lochung, das Perforations- oder Lochflächenverhältnis σ herangezogen [Bräuer 2010, S. 6-10]. Dieses berechnet sich aus dem Verhältnis jener Fläche, die von Luft $A_{LP,Loch}$ durchströmt wird, zur Gesamtfläche der Platte A_{LP} . Im Fall eines quadratischen Lochrasters mit dem Lochmittelpunktsabstand e und dem Lochradius a würde sich das Perforationsverhältnis errechnen aus:

$$\sigma = \frac{A_{LP,Loch}}{A_{LP}} = \frac{\pi \cdot a^2}{e^2}. \quad (2.13)$$

Der für Loch- und Schlitzplatten der Plattendicke l_0 gültige Massenbelag m_0 hängt in folgender Weise von σ ab:

$$m_0 = \frac{\rho_0 \cdot l_0}{\sigma}. \quad (2.14)$$

Da allerdings bedingt durch die Strömungsverläufe im Lochbereich eine Mündungskorrektur Δl aufgeschlagen werden muss, ergibt sich ein gesamter Massenbelag m von:

$$m = \frac{\rho_0}{\sigma} \cdot (l_0 + 2\Delta l). \quad (2.15)$$

Ein für raumakustische Berechnungen oft verwendeter Wert dieser Mündungskorrektur Δl ist die vom Lochradius a abhängige Näherung erweitert um den Einfluss kleiner Perforationsverhältnisse $\sigma \leq 0,2$:

$$\Delta l \approx 0,8a \cdot (1 - 1,4 \cdot \sqrt{\sigma}). \quad (2.16)$$

Somit sind nun die essentiellen Parameter für die Berechnung der Resonanzfrequenz $f_{0,LP}$ einer Lochplatte bei geradem Schalleinfall beisammen. Diese richtet sich nach Gl. 2.11 und wird durch Einsetzen der genannten Größen erhalten. Ohne Herleitung gilt nach [Bräuer 2010, S. 13] für den geraden Schalleinfall und weitestgehend für den Schalleinfall bei tiefen Frequenzen die vom Massenbelag und vom Wandabstand d abhängige Formel:

$$f_{0,LP} = \frac{60}{\sqrt{d \cdot m}}. \quad (2.17)$$

Gleichung 2.17 ist allgemein auch bekannt als Gleichung zur Berechnung der Resonanzfrequenz von Plattenschwingern. Der in diesem Abschnitt nach Gleichung 2.15 ermittelte Gesamtmassebelag m erlaubt, diese allgemeine Form für Lochplatten ohne Hinterfüllung oder Vlies zu verwenden. Ist das dahinterliegende Volumen allerdings mit porösem Absorbermaterial gefüllt, wird von isothermer Verdichtung ausgegangen. Hierbei ändert sich die Formel unter Einbezug

der Porosität $\hat{\sigma}$ aus Gleichung 2.8 zu:

$$f_{0,LP,iso} = \frac{50}{\sqrt{d \cdot m \cdot \hat{\sigma}}}. \quad (2.18)$$

2.3 Wechselwirkung zwischen Schallfeld und Absorber

Grundsätzlich bestimmt das absorbierende Material mit den aus Abschnitt 2.2 mess- bzw. er-rechenbaren Parametern den frequenzabhängigen Absorptionsgrad eines Absorbers. Dies trifft allerdings nur auf die Laborsituation im Impedanzrohr bzw. auf eine normkonforme Hallraum-messung zu. In der tatsächlichen Einbausituation ist zu beachten, dass die Positionierung von Absorbern wesentlichen Einfluss auf die tatsächliche Effektivität und den prognostizierten Ver-lauf des Absorptionsgrads nimmt. Dies ist auch der Hauptgrund dafür, dass die [ISO 354 2003] vorschreibt, wie die Proben für normgerechte Messungen zu positionieren sind. Nur so kann die angestrebte Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Messvorgängen überwiegend gewähr-leistet werden.

In überwiegender Mehrheit der Anwendungsfälle werden Schallabsorber innerhalb eines Raum-es platziert, um den Nachhall zu reduzieren und so die akustischen Gegebenheiten entsprechend der Raumanforderung zu verändern. Weitere Ziele umfassen die Homogenisierung des Schall-felds, oder die Lenkung von Reflexionen, wobei hier häufig auch Diffusoren und Reflektoren zum Einsatz kommen. Der vorliegende Teilabschnitt konzentriert sich auf poröse Absorption.

Wege zur effektiven Positionierung von Absorbern können in mehrere *Ebenen* untergliedert wer-den. Existieren dezidierte Quell- und Empfangsbereiche, so ist es bei der Positionierung von Wandpaneelen hilfreich jene Oberflächenbereiche zu bestimmen, welche entsprechend des Spie-gelquellenverfahrens zu besonders intensiven Reflexion führen. Je nach Absorptionsfläche und -eigenschaften sind so zumindest Frequenzen mit mittleren bis hohen Wellenlängen λ kontrol-lierbar. Für poröses Absorptionsmaterial ist eine weitere Ebene zu berücksichtigen, welche die physikalischen Gegebenheiten der Absorptionswirkung miteinbezieht. Poröses Absorbermateri-al wandelt die Energie eines Schallfelds an Orten mit hoher Schallschnelle besonders effizient in andere Energieformen um. Bei der Platzierung von porösem Absorptionsmaterial an einer Begrenzungsfläche sollte für optimale Wirksamkeit ein Luftspalt, oft auch als Wandabstand be-zeichnet, zwischen Absorberschicht und begrenzender bzw. reflektierender Fläche eingehalten werden, da sich direkt an der Wandoberfläche eine erzwungene Nullstelle der Schallschnelle befindet. Erst mit Erhöhung des Abstands zur Reflexionsebene wächst die Schnelle zunächst wieder an. Dieser Abstand ist frequenzabhängig und wird über die Wellenlänge beschrieben. Wie in Abb. 2.5 illustriert, liegen Schnellemaxima immer im Abstand $\frac{n \cdot \lambda}{4}$, mit $n = \{1, 3, 5 \dots\}$ von der Reflexionsoberfläche entfernt.

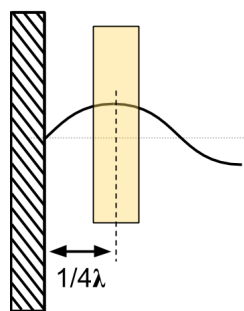


Abbildung 2.5: Ausnutzen des Schnellemaximums bei der Absorption mit porösem Material. Mit einem Luftspalt parallel zur Begrenzungsfläche erhält man eine verbesserte Absorption, besonders effektiv für Fre-quenzen im Bereich der Wellenlänge λ .

Unter Berücksichtigung von Reflexionsort und Wandabstand kann das Absorptionsverhalten für mittlere bis hohe Frequenzen positiv beeinflusst werden. Mit sinkender Frequenz, besonders im Bereich unterhalb der Grenzfrequenz f_G eines Raumes (siehe Gleichung 5.1), ist das Schallfeld von den Auswirkungen der Raumresonanzen, den Modenfrequenzen, beeinflusst. Diese verleihen dem Raum eine bestimmte Übertragungsfunktion, welcher in diesem Frequenzbereich ganzheitlich auf die Akustik Einfluss nimmt. Die Berücksichtigung der vorwiegend punktuell gültigen Parameter wie Reflexionspfade und Wandabstand sind bei höheren Wellenlänge zunehmend sekundär bis irrelevant. Der angeregte Raum ist als geometrieabhängiges System zu verstehen, welches im Tieffrequenten mit den zugehörigen Raumeigenresonanzen antwortet. Die Verteilung dieser Eigenfrequenzen bestimmt das Übertragungsverhalten zwischen Quell- und Empfangsort, welches starken örtlichen Schwankungen unterliegt. In Abb. 2.6 ist die modenbedingte Übertragungsfunktion eines quaderförmigen Raumes dargestellt. Zu erkennen sind deutliche Spitzen gefolgt von ausgeprägten Tälern im Druckamplitudenverlauf. Der strichlierte Verlauf entspricht der Übertragungsfunktion nach Einbau eines Resonanzabsorbers.

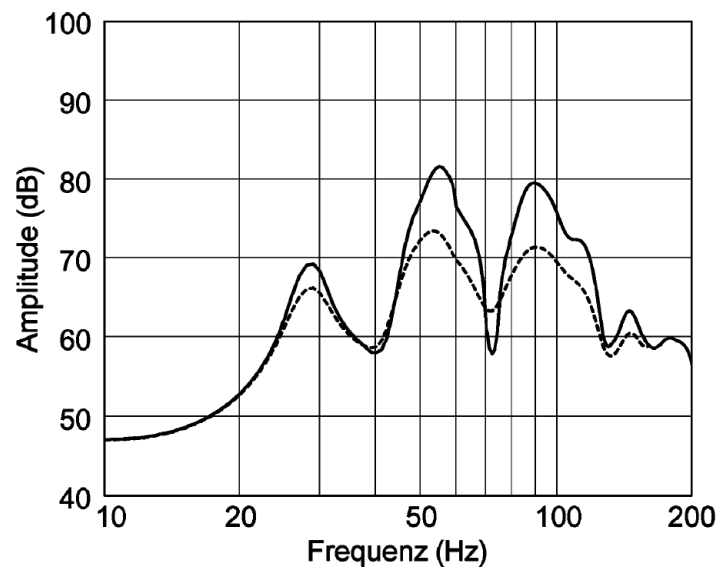


Abbildung 2.6: Berechnete Übertragungsfunktion (geglättet) eines typischen quaderförmigen Raumes vor (durchgezogene Linie) und nach (gestrichelte Linie) der Erhöhung der Dämpfung durch Resonanzabsorberelemente.

Diese Schwankungen sind bedingt durch die Druck-Schnelleverteilung des Schallfelds, welche in diesem Bereich nicht für alle Punkte im Raum gleich ist. Auch die in 2.6 gezeigte Übertragungsfunktion ist streng genommen nur für eine bestimmte Quelle-Empfänger-Kombination gültig. Stehende Wellen und damit verbundene Interferenzeffekte haben zur Folge, dass sich das örtliche Schallfeld in der Dimension von ganzzahligen Vielfachen der Wellenlänge grob unterscheiden kann [Weinzierl 2008, S. 285]. Die Relevanz der Positionierung von Sender und Empfänger nimmt also zu, da sich diese punktuellen Unterschiede durch die Einflussnahme des Übertragungsweg stark auswirkt. Die Unregelmäßigkeiten der Druck-Schnelleverteilung führen dazu, dass zu bevorzugende bzw. zu vermeidende Positionen von Schallquellen und -empfängern existieren können. Hinsichtlich der hohen Wellenlängen muss auch der *Absorber selbst* in seiner Abmessung und strömungsabhängigen Beschaffenheit diesen genügen. Seitens der Positionierung des Absorbers sollte die vorgeschlagene Untergliederung zudem erweitert werden. Da im Tieffrequenten die einzelne, punktuelle Nutzung von Bereichen hoher Schallschnellen nicht mehr für effiziente, poröse Absorption ausreichend ist, sollte die Erweiterung Druck- und Schnelleverteilungen im gesamten Raum umfassen. Hier bieten sich die Modenfrequenzlaufwege sowie deren Ränder entlang der Raumkanten an, die verbunden mit vorliegenden Schalldruck- bzw.

Schallschnellemuster zur Absorption genutzt werden können [Waterhouse 1955]. Eine weitere Gliederungsebene in der Absorberpositionierung ist somit die *räumliche Besetzung*, welche die Örtlichkeit und Menge an Absorptionsmaterial in Bezugnahme auf den Raum, genauer dessen Kantenlängen und Volumen, umfasst. Wie solche Bezugnahme im Detail aussehen kann, wird unter Abschnitt 5.2 an einem konkreten Beispiel erläutert.

2.4 Die Relevanz des tiefen Frequenzbereiches

Eine zentrale Forderung an die raumakustischen Gegebenheiten bei der Darbietung von Sprache und Musik ist ein möglichst störungsfreies Direktschallfeld im mittleren und hohen Frequenzbereich [Fuchs 2017, S. 202]. Es mag daher zunächst zielführend erscheinen, einen Bereich von etwa 150 Hz bis 6 kHz durch raumakustische Maßnahmen möglichst *störungsfrei* zu gestalten. Allerdings ist die hier oft gemachte Annahme, Störungsfreiheit bei mittleren und hohen Frequenzen durch maximale Absorption bzw. Bedämpfung im selbigen Bereich zu erhalten, trügerisch. Die Qualität des für Sprache und Musik geeigneten Schallfelds im allgemein als wichtig geltenden Darbietungsbereich hängt ebenfalls stark von den Frequenzen unter 150 Hz ab. Hier spielen hörphysiologische und psychoakustische Effekte entsprechend Abschnitt 2.4.1, insbesondere die Maskierung der hohen Frequenzen durch tiefe, eine wichtige Rolle.

Die mangelnde Rücksicht über diese oberflächlich betrachtet nicht ganz intuitiv erscheinenden Auswirkungen gepaart mit der Tatsache, dass tiefe Frequenzen bedingt durch die langen Wellenlängen - insbesondere in geschlossenen Räumlichkeiten - schwerer kontrollierbar sind, haben in Alltagsbereichen der Raumakustik zu einer Ausklammerung von Frequenzen unter 125 Hz geführt. Der Abschnitt 2.4.2 beschreibt daher, welchen Stellenwert der tiefe Frequenzbereich im Planungsprozess einnimmt, warum ambitionierte Bau- und Sanierungsmaßnahmen durch dessen Nichtberücksichtigung scheitern können und wie Rahmenbedingungen die Tendenz der Vernachlässigung unweigerlich unterstützen.

2.4.1 Hörphysiologische und psychoakustische Hintergründe

Unter Betrachtung des physiologischen Aufbaus des menschlichen Gehörs sowie unter der Einbeziehung psychoakustischer Effekte ist das Ausklammern tieferer Frequenzen nicht zu rechtfertigen. Daher erfolgt an dieser Stelle ein Abriss der physiologischen Vorgänge im Innenohr sowie zu psychoakustischen Effekten, die bei der Verarbeitung der Reize auftreten.

Nach [Howard & Angus 2017] übernimmt die Basilarmembran im Innenohr die Aufgabe unterschiedliche Frequenzanteile einer Anregung des Gehörorgans zu erkennen. Sie befindet sich innerhalb der Gehörschnecke (Cochlea) in einem Fluid. Auf der Basilarmembran sitzt eine hohe Anzahl an Härchen, welche für die Reizung von Nervenzellen zuständig sind. Abbildung 2.7 oben zeigt in idealisierter Form die ausgerollte Cochlea und die Lage der Basilarmembran in ihrem Inneren. Zu erkennen ist die konische Form der Membran: Direkt am Gehörschnecken Eingang (Basis) ist diese wesentlich dünner und schmaler als im Inneren der Schnecke (Apex). Je nach Frequenz wird die Basilarmembran an einer anderen Position angeregt. Während Reize durch hohe Frequenzen direkt am Gehörschnecken Eingang erfolgen, liegt der Bereich für tiefe Frequenzen weiter im Inneren der Schnecke. Die Abbildung 2.7 unten zeigt idealisiert diese örtliche Frequenzverteilung.

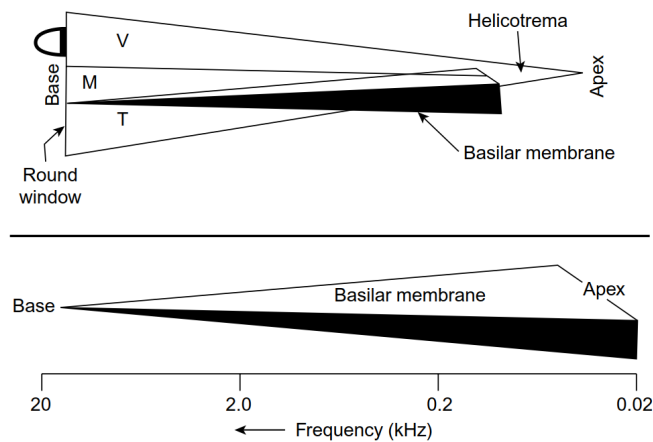


Abbildung 2.7: Idealisierte Form der Basilarmembran in der ausgerollten Cochlea (oben), Frequenzverteilung auf der Basilarmembran (unten).

Die Haarzellen geraten in Bewegung, da die Basilarmembran entsprechend der von den Gehörknöchelchen übertragenen Signale ausgelenkt wird. Dies erfolgt in Form einer Wanderwelle, wobei die Örtlichkeit des Amplitudenmaximums der Welle von der Frequenz abhängt.

Bei einer Anregung mit reinen Sinustönen kann die Einhüllende dieser Membranauslenkung entsprechend Abb. 2.8 dargestellt werden. Abgebildet ist die Antwort der Basilarmembran auf fünf unterschiedlich hohe, reine Sinustöne. Bei einer Anregung mit komplexen Tönen entspricht die Membranantwort einer Überlagerung dieser einzelnen Frequenzkomponenten [Howard & Angus 2017, S. 81-83].

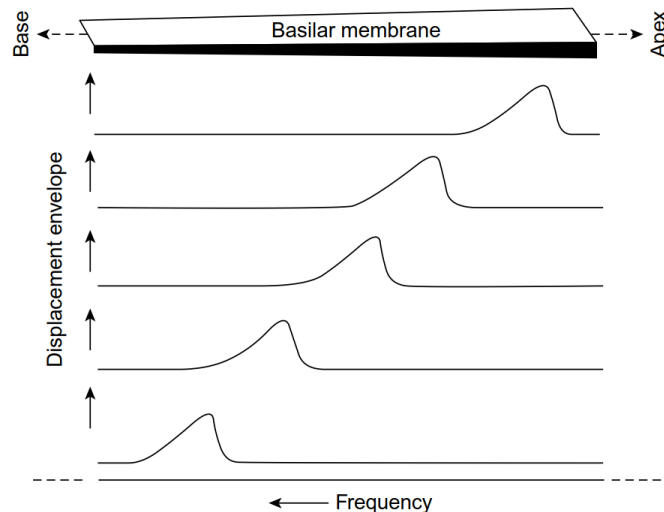


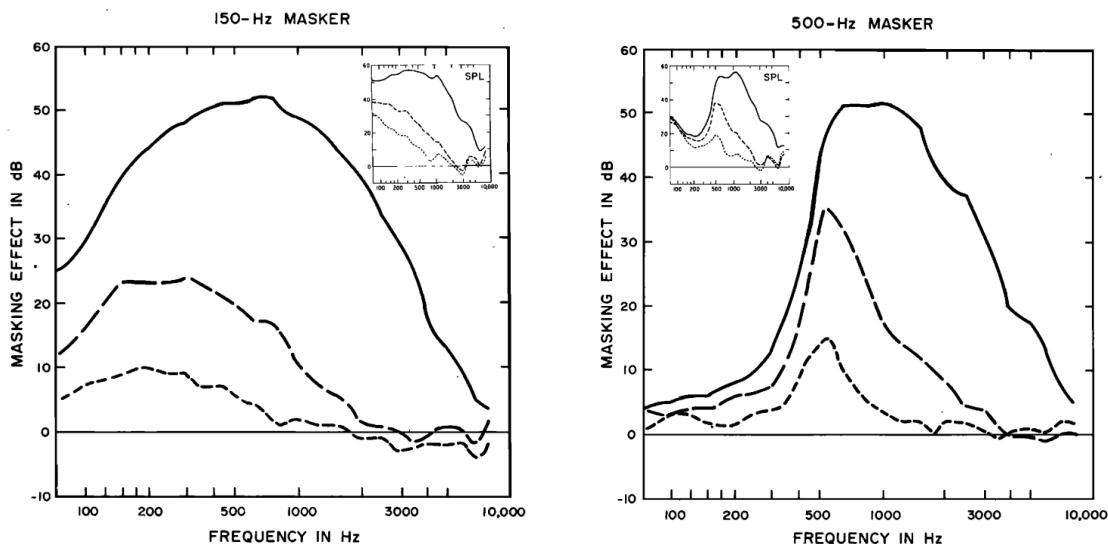
Abbildung 2.8: Idealisierte Darstellung der Einhüllenden der Basilarmembranauslenkung bei fünf unterschiedlichen Frequenzen.

Die Wanderwelle bewegt sich, umso tiefer die Frequenz, immer weiter zur Schneckenspitze hin. Dabei wird die gesamte Basilarmembran verformt und somit auch die für höhere Frequenzen konditionierten Abschnitte in der Nähe der Basis in ihrer Funktion eingeschränkt. Jene Haarzellen, die auf den Abschnitten für höhere Frequenzanteile liegen, werden also durch tiefe Frequenzen beeinträchtigt. Der Umkehrschluss, hohe Frequenzen würden tiefere ebenfalls in dieser Art beeinflussen, hat sich experimentell nicht bestätigt. Höhere Frequenzen beeinflussen auch bei hohen Pegeln die umliegenden, tieferen Frequenzbereiche kaum [Fuchs 2017, S. 203-205].

Die physiologischen Gegebenheiten des Gehörs haben unterschiedliche Effekte zur Folge, welche überwiegend in der Psychoakustik abgehandelt werden. Ein wichtiges Teilgebiet der Psychoakustik befasst sich mit *Verdeckungs-* bzw. *Maskierungseffekten*, welche beispielsweise unmittelbare Auswirkung auf Sprachverständlichkeit haben können. Maskierung ist ein alltägliches Phänomen: Bei einem Gespräch am Straßenrand kann durch auftretenden Störschall, wie etwa vorbeifahrende Autos oder Baustellenlärm, Gesprochenes unverständlich werden. Wird der Sprachpegel angehoben, kann die Hörbarkeitsschwelle neuerlich überschritten und so die Kommunikation fortgeführt werden. Das Nutzsignal wird vom Störsignal nicht mehr vollständig überdeckt. Maskierungseffekte spielen zudem eine Rolle bei verlustbehafteter Audiokompression.

Für quantitative bzw. experimentelle Untersuchungen von Maskierungsphänomenen wurden einige Begrifflichkeiten definiert. Der Störschall wird allgemein als *Maskierer* mit der Frequenz f_m , das Nutzsignal auch vereinzelt als *Testschall* bezeichnet. Der Begriff *Mithörschwelle* gibt jenen Schalldruckpegel an, bei welchem das Nutzsignal gerade noch innerhalb des Störsignals wahrgenommen werden kann. Da es zeitlich gesehen auch zu Vor- bzw. Nachverdeckung kommen kann, sind Effekte der temporalen Maskierung ebenfalls zu berücksichtigen. Die Begriffe *Nachhör-* sowie *Vorhörschwelle* sind aus Untersuchungen nicht-simultaner Darbietung von Stör- und Nutzsignal und bezeichnen die Grenze der Hörbarkeit des Nutzsignals bei Präsentation des Nutzsignals vor bzw. nach einem Störsignal [Zwicker 1982, S. 35-36].

Die Auswirkungen von Maskierern sind abhängig von deren spektraler Zusammensetzung, Intensität sowie zeitlicher Struktur. Grundlegende Erkenntnisse in Bezugnahme auf tiefere Frequenzen und deren Maskierungseigenschaften sollen hier kurz erläutert werden. 1894 beschrieb der Physiker Alfred Marschall Mayer eine spektrale Asymmetrie in der Überdeckungsintensität von Tönen unterschiedlicher Tonhöhe. Er hielt fest, dass tiefe Töne in der Lage sind, höhere Töne deutlich über ein weiteres Spektrum zu überdecken, während hohe Töne tiefer liegende kaum in dieser Art und Intensität beeinflussen können [Mayer 1894]. 1924 wurden von [Wegel & Lane 1924] Untersuchungen mit reinen Sinustönen zwischen 200 Hz und 3,5 kHz vorgenommen. Die Verdeckungseffekte und deren Frequenzabhängigkeit konnte hier bestätigt werden.



(a) Maskierungseffekt eines 150-Hz-Sinustons mit 30 dB (eng strichliert), 50 dB und 70 dB SPL (durchzogen).

(b) Maskierungseffekt eines 500-Hz-Sinustons mit 40 dB (eng strichliert), 60 dB und 80 dB SPL (durchzogen).

Abbildung 2.9: Audiogramm aus Forschungen von [Tobias 1977]. Der 150-Hz Störschall verfügt über ein wesentlich breiteres Maximum als jener mit 500 Hz und reicht bis in den Kilohertzbereich.

1977 veröffentlichte J. V. Tobias seine Untersuchungen bezüglich der unterschiedlichen Auswirkungen von Maskierern unter Zuhilfenahme von Audiogrammen wie in Abb. 2.9 dargestellt. Im Vergleich der Frequenzbereiche unter und über 500 Hz hielt Tobias fest, dass die beiden tiefsten Testtöne der Studie (150 Hz und 250 Hz) zudem das breiteste Maximum in ihrer Verdeckungsintensität aufweisen [Tobias 1977]. Diese Intensität und die Breite des Maximums steigen mit dem Pegel des Maskierers an.

Entsprechend S. Gelfand kann zusammengefasst werden, dass höherfrequente Maskierer vor allem innerhalb eines schmalbandigen Frequenzbereichs in der Nähe der Maskierfrequenz f_M effektiv sind, während tieffrequente Maskierer weite Bereiche des Hörspektrums beeinflussen. Dies steht unmittelbar im Zusammenhang mit der auf die Basilarmembran eingepprägten Wanderwelle. Weiters verbreitert sich bei Erhöhung der Intensität des Maskierers dessen Wirkungsbereich immer in Richtung Frequenzen $> f_M$ [Gelfand 2010, S. 187-189]. Bei der Präsentation von Testtönen mit ausgeprägter Frequenz f_1 wird der Hörmechanismus zudem durch die Bildung von ganzzahligen Oberschwingungen der Frequenz $f_H = (n + 1) \cdot f_1$, wobei $n \in \mathbb{Z} \geq 1$, beeinflusst. Die simultane Einwirkung eines weiteren Tones mit ausgeprägter Frequenz f_2 führt dazu, dass sich Kombinationstöne in unserem Hörapparat ausbilden und wahrgenommen werden können. Ein Kombinationston der Frequenz f_K bildet sich ebenfalls nach der Vorschrift für ganzzahlige Oberschwingungen aus. Kombinationstöne besitzen die Frequenz $f_K = n \cdot f_1 \pm m \cdot f_2$, ebenso mit $n \in \mathbb{Z} \geq 1$. Dies kann in der Wahrnehmung zu einem multifrequenten Tongemisch aus physikalischen und subjektiven Anteilen führen. Die Ausprägung der subjektiven Komponente steigt mit höheren Pegeln und tieferen Frequenzen an [Fuchs 2017, S. 203-204].

2.4.2 Stellenwert im raumakustischen Planungs- und Sanierungsprozess

Insbesondere auch vor dem psychoakustischen Hintergrund ergeben sich für die Raumakustik unmittelbare Konsequenzen, die nicht immer auf Antrieb von allen Beteiligten gleichermaßen als abhandlungswürdige Punkte selber Höhe auf der Prioritätenliste der Planungsvorgänge stehen. Die Ergebnisse der betrachteten Studien zeigen, warum sich die Einbeziehung des tiefen Frequenzbereichs in das akustische Planungskonzept positiv auf höhere Spektralanteile, die bis in den Kilohertzbereich reichen können, auswirken kann.

Die Beachtung tiefer Frequenzen wird insbesondere bei der Gewährleistung von Sprachverständlichkeit weniger konsequent verfolgt. Auch erfahrene AkustikexpertInnen, beispielsweise H. Kuttruff, empfehlen tiefenwirksame Resonanzabsorber zur Senkung der Nachhallzeit bei tiefen Frequenzen. Dabei weist der Physiker genau auf den Umstand hin, dass durch zu viel Nachhall bei den tiefen Frequenzen höhere Komponenten im Sprachspektrum verdeckt werden und somit die Verständlichkeit negativ beeinflussen können [Kuttruff 1994, S. 617]. H. V. Fuchs leistet seit Jahrzehnten nach wie vor Pionierarbeit in der Begründung und Durchführung der Senkung von Nachhallzeiten im tieffrequenten Bereich. In einer Vielzahl seiner Veröffentlichungen und Beteiligungen argumentiert er kritisch und lösungsorientiert, weshalb der tiefe Frequenzbereich auch außerhalb von Tonstudios und Messräumen hohe Relevanz hat - nur einige Beispiele genannt [Fuchs 2011], [Fuchs et al. 2011], [Fuchs 2017]. Die Ergebnisse der von ihm geleiteten Umsetzungen sind im Allgemeinen vielversprechend [Fuchs 2013], [Fuchs 2017, Kap. 12-16], [Fuchs et al. 2017]. Zwei grundsätzliche Ursachen dafür, dass die Senkung der Nachhallzeit im tieffrequenten Bereich oft vernachlässigt wird, seien hier kurz angeschnitten.

In der akustischen Gestaltung von Konzertsälen, insbesondere für Orchestermusik, hat sich ein Anstieg der Nachhallzeit zu tiefen Frequenzen hin fest etabliert. Gestützt wird dieses Ansteigen bei Betrachtung der Nachhallcharakteristik von Sälen mit weltrühmlicher Akustik, aber auch auf physikalischer Ebene, in rein energetischer Hinsicht [Fuchs 2017, S. 217]. Ebenfalls bekräftigte

die Definition eines Bassverhältnisses BR nach [Beranek 1962], in Abhängigkeit der Nachhallzeit bestimmter Frequenzbänder, diesen Anstieg zu tiefen Frequenzen hin:

$$BR = \frac{T_{125} + T_{250}}{T_{500} + T_{1000}}, \text{ mit } 1,1 \leq BR \leq 1,5. \quad (2.19)$$

Jedenfalls kann dieser hier als erwünscht zu betrachtende Anstieg des Nachhalls zu den Tiefen hin hinsichtlich des abgestrahlten Spektrums etwa eines Kontrabasses im großen Volumen des Konzertsaals zusätzliches Fundament bringen. Oft wird auch von klanglicher *Wärme* in diesem Zusammenhang gesprochen. In Räumlichkeiten für beispielsweise den Unterrichtsalldag oder Rock- bzw. Pop-Konzerte, welche überwiegend elektrisch verstärkt dargeboten werden, ist das Einhalten eines Bassverhältnisses dieser Form von Nachteil [Adelman-Larsen 2014, S. 461].

Ein nicht unwesentlicher Beitrag in der Tendenz zur geduldeten Vernachlässigung des unteren Frequenzbereichs ist gängigen Normen und Richtlinien geschuldet. Vor allem davon betroffen ist der öffentliche Bereich, wie z.B. Schulen, Pflegeheime oder Krankenhäuser. Insbesondere die [ÖNORM B 8115-3 2005] sowie die deutsche [DIN 18041 2016] konzentrieren sich dezidiert auf einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 5 kHz, wengleich auch eine eher beiläufige Erwähnung zum Einhalten eines möglichst glatten Verlaufs der Nachhallzeit auch in Richtung tiefer Frequenzen aufruft. Messungen aus der Praxis zeigen, dass dieser Hinweis zumeist unbeachtet bleibt und das Drängen in das Toleranzband der Zielnachhallzeiten erst ab 100 Hz oder darüber ernsthaft verfolgt wird. In den letzten Jahren gab es zum Thema vermehrt Fachbeiträge und Publikationen, die begründet eine Erweiterung bzw. Verschärfung für tiefe Frequenzen fordern. Ein sich damit befassender DIN-Arbeitskreis hat 2014 solche Forderungen jedoch in einer Pressemitteilung abgelehnt [DEGA DIN-Arbeitskreis 2014]. Die 2016 folgende Überarbeitung der DIN 18041 hat den Toleranzbereich im tieffrequenten Bereich im Vergleich zur [DIN 18041 2004] sogar weiter ausgedehnt, was in Fachkreisen auf Unverständnis und teils sogar Empörung stößt.

Tätigen in Akustik und Bauwesen ist gemeinhin bekannt, dass es ohne großen raumakustischen Planungsaufwand möglich ist, genügend Absorption im mittleren und oberen Frequenzbereich mit vergleichsweise geringem Bau- und Kostenaufwand zu erlangen. Vor allem haben sich hierbei poröse bzw. faserige Materialien etablieren können, welche üblicherweise von tiefen zu hohen Frequenzen hin einen ansteigenden Absorptionsgradverlauf aufweisen. Bei praktikablen Absorberdicken misst man unter 500 Hz generell Werte, die deutlich unter $\alpha = 0,5$ liegen können - mit fallender Tendenz. Ein ähnliches Bild zeichnet sich bei der weit verbreiteten raumakustischen Verbesserungsmaßnahme der abgehängten Decken bzw. Akustikdecken ab. Als Ergebnis besitzen neue und auch nachträglich sanierte Räumlichkeiten oftmals einen ähnlichen Verlauf wie jenes Klassenzimmer mit konventioneller Akustikdecke in Abb. 2.10.

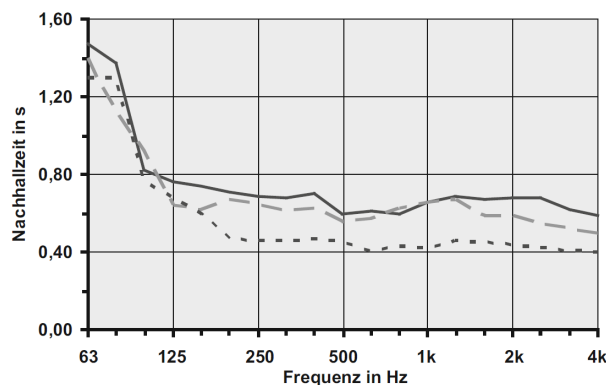


Abbildung 2.10: Nachhallzeit in einem Klassenzimmer mit Akustikdecke unbesetzt (durchgezogen), besetzt (punktstrichliert), unbesetzt, mit zusätzlicher Absorption (strichliert).

Keine Seltenheit ist ein steiler Anstieg der Nachhallzeit, wie hier um nahezu Faktor zwei oder mehr unter dem 125-Hz-Band. In kommunikationsintensiven Räumlichkeiten, wie Schulen, Kindergärten bzw. -tagesstätten ist das Sprachspektrum Informations- und Lärmquelle zugleich. Dämpft oder überdämpft man nun jene für die Sprachverständlichkeit wichtigen Frequenzanteile, wie etwa die für Zisch- und Explosivlaute (zwischen 1-8 kHz), so wird ein Raum mit vorliegendem, eventuell sogar normkonformen Nachhallzeitverlauf aus Abb. 2.10 dumpf dröhnend klingen. Mittel- bis tieffrequente Störgeräuschanregungen, wie z.B. Sesselrücken auf hartem Boden, Anlagenbetrieb oder ebenso gewisse Anteile der Sprache, werden durch die fehlende Dämpfung zusätzlich verstärkt und lassen die ohnehin bereits gedämpften, höheren Frequenzanteile in einem tieffrequenten Nebel verschwimmen. Diese Verdeckung hat zur Folge, dass Personen unbewusst versuchen, sie durch Anheben der Stimme oder lauterer Musizieren zu kompensieren - ein bekanntes Phänomen, welches als *Lombard-Effekt* bezeichnet wird [Fuchs et al. 2011, S. 4-5].

Die Abb. 2.11 zeigt die häufigsten Absorbertypen in ihrem typisch-praktischen Auslegungsbereichen vom unteren Frequenzbereich bis hinauf zu 500 Hz. Die Werte wurden einer Tabelle von [Fuchs 2017, S. 134] entnommen, der in *hellgelb* dargestellte Bereich der Position *Kantenabsorber* wurde zusätzlich eingefügt. Die *gelbfarbenen* Absorbertypen zeichnen sich durch Breitbandigkeit aus, die *orange-bräunlichen* Typen sind vorwiegend schmalbandig wirksam und gut innerhalb des gekennzeichneten Bereichs abstimbar. Zu ergänzen ist, dass innerhalb der Kategorie *orange-braun* mit Verbundplattenresonatoren vergleichsweise eine hohe Bandbreite erreicht werden kann. Die schwarz strichlierten Markierungen am rechten Ende der Balken symbolisieren ein Hinausreichen des Auslegungsbereichs über den dargestellten Frequenzbereich.

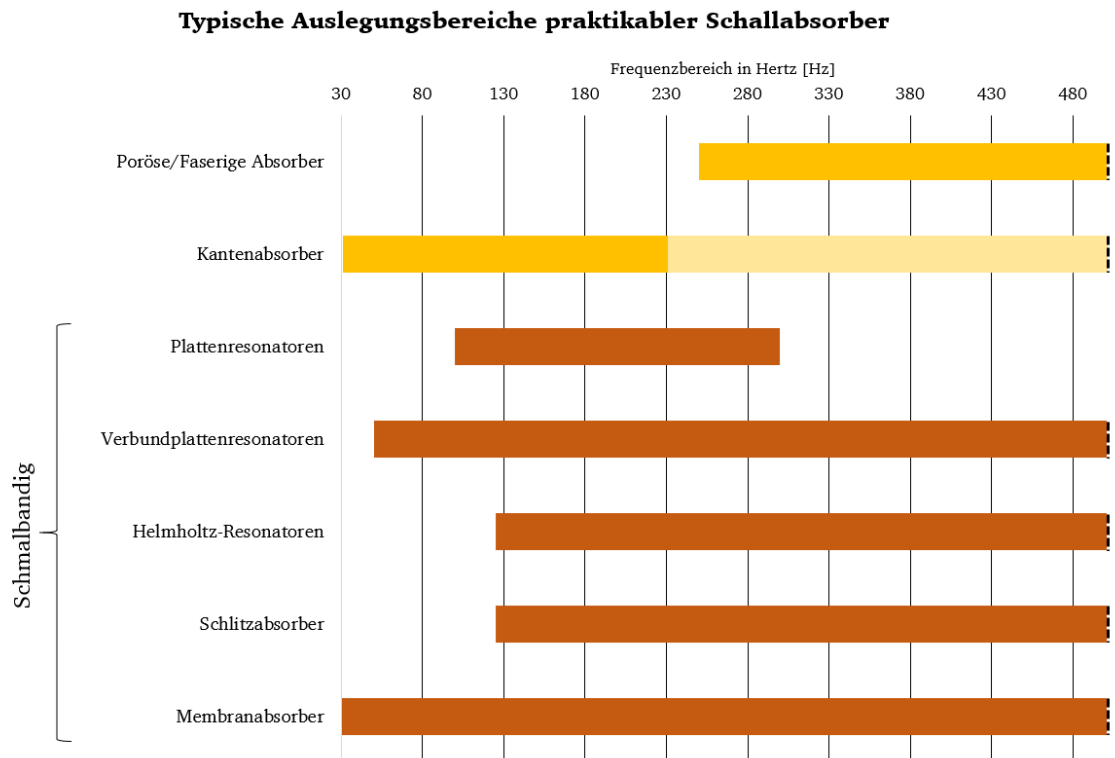


Abbildung 2.11: Typische Auslegungsbereiche praktikabler Schallabsorber nach [Fuchs 2017, S. 134], unter Adaption der Position Kantenabsorber.

Entsprechend der obigen Darstellung Abb. 2.11 deckt die Kategorie der porösen und faserigen Absorbierstoffe den Bereich unter 250 Hz im typischen Auslegungsbereich und in verbreiteter Bauform, z.B. als Wandpaneel, nicht ab. Es ist jedoch anzunehmen, dass dieser Absorbertyp

nach wie vor einer der am häufigsten eingesetzten Typen bleiben wird - vorausgesetzt, die Umgebung lässt aus hygienischen Gründen poröse bzw. faserige Absorberstoffe zu. In einer die tiefen Frequenzen berücksichtigenden, raumakustischen Planung ist daher ein komplementäres Bauteil notwendig, welches den Bereich unter 250 Hz abzudecken vermag. Idealerweise soll dieses Bauteil dabei möglichst selektiv, breitbandig und ohne Abstimmbedarf vorwiegend in der *Lücke* von 30 Hz bis 250 Hz die Nachhallzeit bedämpfen.

Ein möglicher Vorschlag ist der Einsatz des **Kantenabsorbers**, dessen hier dargestelltes Hauptwirkungsspektrum in dunkelgelb von der unteren Grenze bis zu 230 Hz reicht. Diese Absorberart ist quasi das Komplementär zu typischen, porös-faserigen Absorberplatten. Obwohl die Absorption auf poröses bzw. faseriges Material zurückzuführen ist, erreicht der Kantenabsorber durch Bauform und vor allem Platzierung im Raum den dargestellten Wirkungsbereich bei tiefen Frequenzen. In hellgelb dargestellt ist eine Art Erweiterung dieses Hauptwirkspektrums, welches hier Erwähnung finden sollte, da Kantenabsorber üblicher Bauform durchaus hier noch hohe Absorptionswerte von $\alpha \geq 0,7$ erreichen können. Dieses komplementäre Bauteil im Repertoire der raumakustischen Planung ist auch Hauptgegenstand der vorliegenden Masterarbeit. Der Aufbau des Kantenabsorbers und dessen Integration in raumakustische Gestaltungskonzepte ist Teil des folgenden Kapitels 3.

3

Kantenabsorber

In diesem Kapitel werden Aufbau und Eigenschaften des Absorbertyps Kantenabsorber beschrieben. Dabei wird auch auf die Namensgebung und Konstruktionsart eingegangen. Anhand gängiger Einbaumöglichkeiten hinsichtlich des porösen Absorptionsmaterials werden die Auswirkungen unterschiedlicher Befüllungszustände der Absorberkonstruktion erläutert. Die im Rahmen dieser Masterarbeit entwickelten Kantenabsorber werden hier vorgestellt.

3.1 Kantenabsorber als Problemlöser

Dass poröses Absorbermaterial in Kanten platziert bei Absorptionsgradmessungen zu völlig anderen Ergebnissen führen kann als in der typischen Flächenanordnung, ist bereits länger ein gut bekanntes Phänomen. Aus den Beobachtungen von [Maa 1940] geht hervor: "[...] [T]he most effective positions are along the edges and especially at the corners[...] [...] [O]ne may conclude that in order to obtain higher effective absorption the material should be as close to the corners and edges of the room as possible." [Maa 1940, S. 51]. Auch in nachfolgenden Untersuchungen wird weiterhin bestätigt, dass "[d]er Absorptionsgrad [...] stark erhöht [ist], wenn kleine Proben in Ecken oder an Kanten des Raumes angebracht werden." [Kuhl 1960, S. 264]. Entsprechend erreicht man Schallabsorptionsgrade, die weit über die physikalisch richtige bzw. plausible Obergrenze $\alpha = 1$ hinausgehen können. Dieser Effekt ist vorwiegend von der Positionierung des Absorbers im Raum und dessen Interaktion mit dem Schallfeld abhängig.

Ein weiterer Effekt, bei welchem Werte von $\alpha > 1$ erreicht werden können ist der *Kanteneffekt*, der **nicht** im Zusammenhang mit der Positionierung von Absorbermaterial in Kanten des Raumes steht. Der Kanteneffekt bezeichnet jenen Vorgang, bei dem Schall an den freien Kanten des Absorbermaterials hineingebeugt wird und sich somit die wirksame Absorptionsfläche gegenüber der geometrischen Fläche vergrößert. Die Erhöhung der gemessenen Absorptionswerte verglichen mit den Messungen aus z.B. dem Impedanzrohr stehen näherungsweise in Proportion der freiliegenden Kantenlänge. Die Beugungseffekte sind bei sehr hohen und sehr tiefen Frequenzen nicht ausgeprägt [Kuhl 1960, S. 265-271]. Der Kanteneffekt tritt bei allen räumlich begrenzten Absorbern auf, vor allem hoch absorbierende Materialien erreichen dadurch im mittelfrequenten Bereich oft Werte von $\alpha > 1$ [Goertz 2017, S. 14].

Der Name **Kanten**absorber ist jedoch eher auf die Platzierung des Absorbers im Raum zurückzuführen, da der Absorbertyp mit dem obig beschriebenen Beugungseffekt, vor allem im tieffrequenten Bereich, unmittelbar nur wenig zu tun hat. Kantenabsorber sind aufgrund des porösen Absorptionsmaterials in ihrem Inneren physikalisch gesehen als schnellesensitive Passivabsorber einzustufen. Dies gilt beispielsweise auch für Wandpaneele aus porösem Material. Diese weisen jedoch aufgrund von Aufbau und Platzierung ein anderes Verhalten auf als Kantenabsorber.

Durch die Positionierung des Materials entlang der Raumkante können bei Kantenabsorbern andere Absorptionscharakteristiken erreicht werden, die auf Interferenzeffekten im Kantenbereich

zurückzuführen sind, welche mit Hilfe von porösem Material zur Absorption genutzt werden können. Einzelheiten dazu finden sich unter Abschnitt 6.2, insbesondere in Abb. 6.4.

Im Grunde kann ein Kantenabsorber als viereckige Schachtkonstruktion verstanden werden, wobei die Grundfläche des Schachtes klein im Vergleich zu dessen Längenabmessung ist. Oftmals, aber nicht zwingend, ist die Grundfläche quadratisch. Die äußeren Schachtwände werden durch zwei, im rechten Winkel zueinander stehenden Seitenwände mittels Platten, die in dieser Arbeit als Abdeckplatten bezeichnet werden, gebildet. Die zwei weiteren Seitenteile bleiben ohne Begrenzung. Durch Positionierung in der Raumkante - die Abdeckplatten zeigen dabei in den Raum hinein - schließt sich der Schacht auf diesen offenen Längsseiten.

Schematisch ist dieses Grundkonzept des Kantenabsorbers in Abb. 3.1 dargestellt, wobei bei dieser Grafik auf die Darstellung des porösen Absorptionsmaterials im Inneren verzichtet wurde. Wahlweise schließt der Schacht an den Öffnungen mit einer kleineren Platte, in dieser Arbeit genannt Deckel, bzw. mit einer Raumbegrenzungsfläche ab. Üblicherweise ist zumindest eine Seitenwand so gestaltet, dass diese akustisch durchlässig bzw. wirksam ist.

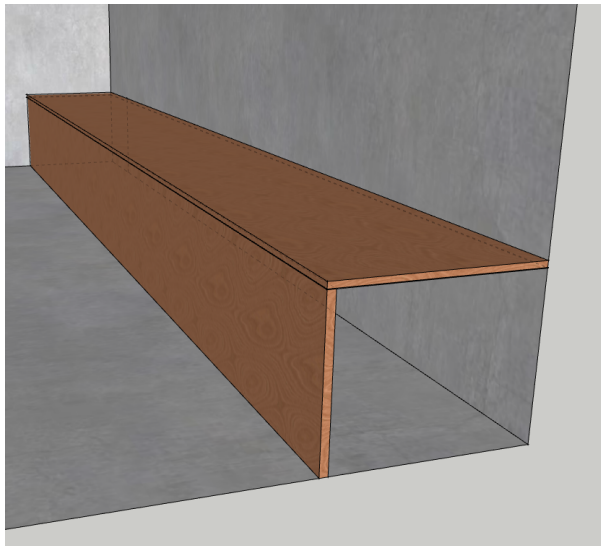


Abbildung 3.1: Zwei Abdeckplatten bilden gemeinsam mit zwei Raumbegrenzungsflächen einen Schacht.

Diese Konstruktionsart ist auch um eine weitere Abdeckplatte erweiterbar und ermöglicht somit die Platzierung des Kantenabsorbers auf einer Fläche. Denkbar ist auch die Platzierung in Nischen oder an Säulen einer Wandfläche.

In das Innere des Schachts wird in der Regel poröses Absorptionsmaterial eingebracht, welches wie in Abschnitt 4.4 nachvollziehbar gemacht, den Hauptanteil der Absorptionswirkung eines typischen Kantenabsorbers darstellt. Die Abdeckplatten selbst dienen vorwiegend als Formgebung bzw. Schutz des porösen Materials im Inneren. Das Absorptionsspektrum wird durch die Abdeckplatten beeinflusst und es sollte jedenfalls zu Teilen der Eintritt von Luft zum Absorbermaterial im Inneren durch Perforation oder Schlitzung gewährleistet werden.

Ein hoher Anstieg der Absorptionswirkung hin zu tiefen Frequenzen stellen das Hauptcharakteristikum des Kantenabsorbers dar. Die nachfolgende Grafik Abb. 3.2 zeigt die Absorptionsgrade eines 40 cm x 50 cm Kantenabsorbers unterschiedlicher Befüllungszustände in der Laborsituation.

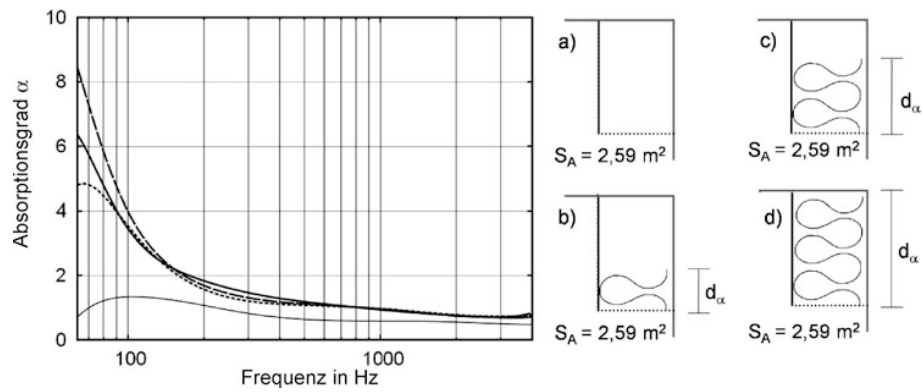


Abbildung 3.2: Absorptionsgrad von Kantenabsorbern (40 cm x 50 cm) mit porösem Absorbiermaterial unterschiedlicher Dicke d_α befüllt. Die breite Seite wurde mit gelochten Gipskartonplatten ausgeführt, die lange Seite mit Gipskartonplatten ohne Lochung. Nach [Fuchs 2017, S. 146] a) leer (dünn durchgezogen), b) $d_\alpha = 160$ mm (gepunktet), c) $d_\alpha = 320$ mm (gestrichelt) sowie d) $d_\alpha = 500$ mm (fett durchgezogen).

Ausgenommen der unbefüllten Variante a) ist bei dem hier vermessenen Kantenabsorber mit einem rasant ansteigenden Zuwachs von Absorptionswirkung hin zu tiefen Frequenzen ab 150 Hz zu rechnen. Und auch im Bereich der Mitten- bzw. Tiefmittenfrequenzen werden hohe Absorptionsgrade in der Nähe $\alpha \approx 1$ erreicht.

Gemäß dem erhöhten Bedarf an tieffrequenter Absorption entsprechend Abschnitt 2.4.2 hat sich dieser Absorbertyp dank seines Absorptionsgradspektrum als effektiver Problemlösungsansatz in zahlreichen Einbausituationen bewährt. Der Kantenabsorber erlaubt eine Verbesserung der akustischen Umgebung ohne einen hohen baulichen Aufwand bei zeitgleich recht unscheinbarer Integration in das Erscheinungsbild eines Raumes. Eine oft im Nachhinein notwendige Senkung der tieffrequenten Nachhallzeiten ist mit geringem Aufwand durchführbar.

In Abb. 3.3 ist eine mit Kantenabsorber im Nachhinein sanierte Raumecke des Hörsaals i15 der TU Graz abgebildet.



Abbildung 3.3: Kantenabsorber im Hörsaal i15 der TU Graz. Zu sehen sind Koffer aus Gipskartonplatten, einseitig gelocht und mit Mineralwolle gefüllt. An der Decke wurde der Platz unter einem bereits installierten Abhang mit Deckenfliesen genutzt, um einen 42 cm breiten Randstreifen Mineralwolle einzubringen.

Auch die bereits vorhandene, abgehängte Decke konnte bei der Einbringung von porösem Material in der Kante genutzt werden. Das Ergebnis ist eine optisch unauffällige Nachrüstung, bestehend aus üblichen Materialien aus dem Trockenbau, welche von FacharbeiterInnen ohne spezielle Einschulung durchgeführt werden kann und eine Erhöhung des akustischen Wohlbefindens für Sender- und Empfängerrollen zur Folge hat [Fuchs et al. 2017].

Ebenfalls decken Kantenabsorber Bedürfnisse nicht-akustischer Natur. Wie gezeigt in Abb. 3.4 entsprechend [Fuchs 2017, S. 145] kann der Kantenabsorber so eingebaut werden, dass dieser als Abdeckung von Leitungs- und Lüftungsschächten agiert und als Schutz vor Verschmutzung dient. Leicht von der Raumecke versetzt, kann dieser einen Spalt für indirekte Beleuchtung oder Staubereich (z.B. für Vorhänge) bieten. Ein Kantenabsorber als Sitzbank ist ebenfalls eine vorgeschlagene Option.

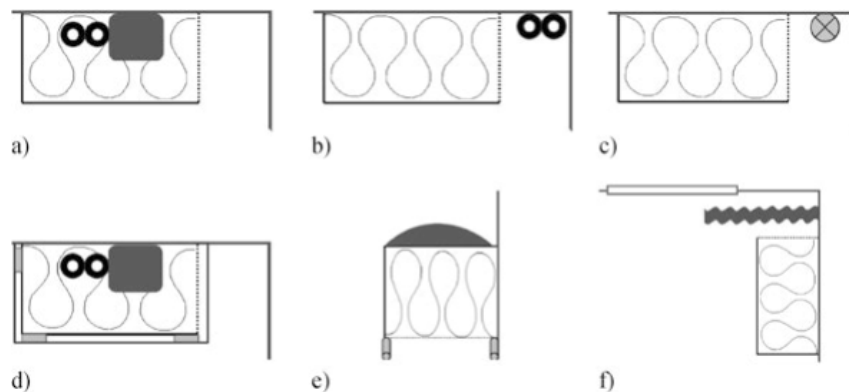


Abbildung 3.4: Mehrwert nicht-akustischer Natur: Kantenabsorber als integrierendes Bauelement für (a) und (b) Leitungen und Kanäle, (c) indirekte Beleuchtung, (d) hermetischer Schutz gegen Außeneinflüsse, (e) Sitzbank und (f) Nische für Vorhänge.

Die Anwendung von Kantenabsorbern kann somit eine Problemlösung darstellen für:

- Raum- und psychoakustisch implizierte, negative Auswirkungen auf die Sprachkommunikation, welche sich vorwiegend durch zu lange Nachhallzeiten im tieffrequenten Bereich ergeben
- Linearisierung des Nachhallzeitverlaufs hinsichtlich des häufig vorkommenden Anstiegs der Nachhallzeiten im unteren Frequenzbereich
- Effektive Sanierung trotz platztechnischer, baulicher und finanzieller Einschränkungen
- Optische Integration weniger ansehnlicher Bestandteile von Räumlichkeiten

Grundsätzlich bestätigen die genannten Vorarbeiten und durchgeführten Einbauten von Fuchs et al. die Wirksamkeit und Vorteile des porösen Absorbers entlang der Kante. Aktuell ist es jedoch nicht möglich, mit einfachen Berechnungsschritten den Einsatz des Kantenabsorbers in den raumakustischen Planungsprozess so zu integrieren, dass dessen akustisches Verhalten in Raumkanten, Ecken und Flächen berücksichtigt werden kann. Dies könnte mitunter ein Grund des Vermeidens von Kantenabsorbern in der Akustikplanung eines Raumes sein. Bislang vermag nur ein eingeschränkter Personenkreis auf Basis empirischer Erfahrungswerte den Kantenabsorber in der Vorausberechnung der Akustik eines Raumes mit hoher Zuverlässigkeit zu integrieren.

3.2 Kantenabsorber dieser Arbeit

Um ein möglichst breites Spektrum an Messdaten zu erhalten, sollten die Kantenabsorber dieser Arbeit in mehreren Räumen vermessen werden. Zusätzlich benötigt wurden Messungen, für unterschiedliche Positionierungen im Raum sowie unter Variation der Befüllung. Um den Aufwand von Auf- bzw. Abbau, Umpositionierung sowie Transport möglichst gering zu halten und auch notwendige Universalität bezüglich unterschiedlicher Raumdimensionen zu gewährleisten, wurde das Konzept des *modularen Kantenabsorbers* erarbeitet. Modular meint hier einerseits Flexibilität in der Kantenlänge durch bausteinartige Aneinanderreihung einzelner Module und andererseits Variabilität in der Befüllung mit Absorptionsmaterial und in der Wahl der Oberflächenstruktur der Abdeckplatten.

Um die Kantenabsorber leicht transportierbar zu gestalten, wurde ein Konzept zum einfachen Auf- und Abbau erarbeitet. Wie in Abb. 3.1 dargestellt, wird eine Abdeckplatte über die Stirnseite der anderen gelegt. Hier erfolgt eine erste Fixierung mittels zweiteiligen Möbelverbindern, welche über einen Schnellverschluss verfügen, die im Inneren des Kantenabsorbers betätigt werden können. Die Abdeckplatten stehen so im 90°-Winkel und besitzen eine Grundstabilität, welche durch Einschrauben von einem quadratischem Holzrahmen weiter verbessert wird. Notwendige Bohrungen bzw. Muffen wurden dazu vorgefertigt. Durch den Überstand des Rahmens ergibt sich eine Art Steckzapfen, auf welchen ein Kantenabsorber-Modul gleicher Ausführung mit der jeweiligen Gegenseite angeschlossen und so mit dem weiteren Modul verschraubt werden kann. Die 3D-Darstellung in Abb. 3.5 zeigt die Seitenansicht eines Moduls mit quadratischer Grundfläche bestehend aus zwei Abdeckplatten, davon eine gelocht sowie einem Rahmen an der nach oben gewandten Ansichtsseite.

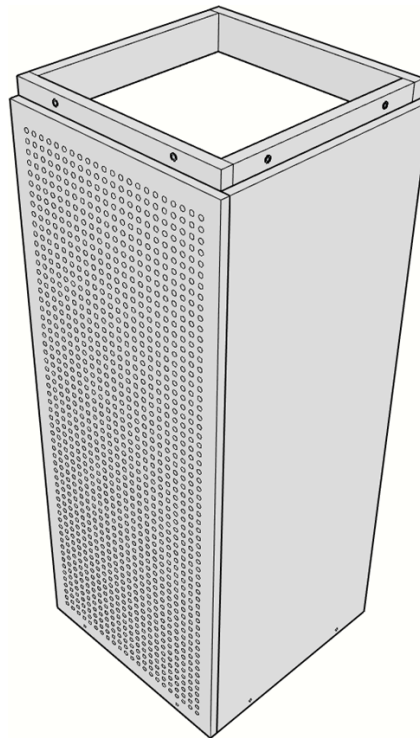


Abbildung 3.5: 3D-Modell eines Kantenabsorbermoduls. Der Überstand des Stabilisierungsrahmens an der Oberseite ergibt einen Steckzapfen zur Anfügung und Verschraubung eines Folgemoduls.

Nach Vorüberlegungen, ersten Plänen und Rücksprache mit Fachkundigen konnte der finale Plan erstellt werden. Der Zuschnitt, die Bohrungen für die Anbauteile, Verbindungen und Lochung sowie die entsprechende Verarbeitung und Holzbehandlung der einzelnen Kantenabsorberteile

wurde von einer Tischlerei vorgenommen. Auf Basis der vorangehenden Abschätzung der benötigten Laufmeter Kantenabsorber entsprechend der Nutzung wurden insgesamt Teile für den Zusammenbau von 9 Kantenabsorbern der Außenabmessung 400 x 400 x 1000 mm sowie 17 Kantenabsorber der Außenabmessung 400 x 400 x 1500 mm bestellt und geliefert. Die Holzkonstruktion für ein Modul ist auch ohne Übung in kürzerer Zeit zusammenbaubar. Die Konstruktionsart und Materialwahl erlaubt auch im zusammengebauten Zustand einen einfachen Transport. Die in den nachfolgenden Teilabschnitten beschriebenen Material- und Konstruktionsparameter wurden entsprechend der Voruntersuchungen in Abschnitt 4.1 ausgewählt. Deren Eigenschaften sind dort im Detail beschrieben.

3.2.1 Abdeckplatten

Die Abdeckplatten des Kantenabsorbermoduls wurden aus 15 mm dicken, mehrschichtigen Birkenperrholzplatten gefertigt. Der Schacht mit einer auf außen bezogenen Grundfläche von 400 x 400 mm besteht aus einer ungelochten und einer gelochten Abdeckplatte, jeweils 100 cm bzw. 150 cm lang. Die Bohrlöcher für die Perforation der gelochten Seite besitzen einen Durchmesser von 8 mm und sind in einem 16 mm Raster angeordnet, was ein Perforationsverhältnis von $\sigma = 20\%$ ergibt. Dieser Wert hat sich hinsichtlich des maschinellen Verarbeitungsprozesses sowie als Resultat der Ergebnisse in 4.1 als optimal ergeben. Da sich das poröse Material bereits in den Stofftaschen befindet, wurden die gelochten Platten nicht mit Akustikvlies bespannt.

Für Einbauszenarien, an denen ein Modul nicht mit einer Wandbegrenzung abschließen kann, wurden zusätzlich 400 x 400 mm große, ungelochte Deckel, ebenfalls aus 15 mm Platten, gefertigt. Diese werden auf eine Rahmenkonstruktion ohne Steckzapfen aufgeschraubt und schließen somit das Modul ab, ohne zusätzlichen Lufteinlass zum Absorbermaterial zu bieten. Die Abb. 3.6 zeigt ein zusammengebautes Kantenabsorbermodul mit 100 cm Länge in Innen- und Außenansicht.



(a) Ansicht der Innenseite, ohne Befüllung.



(b) Ansicht der Außenseite, mit Befüllung im Innenraum sowie im Rahmenbereich.

Abbildung 3.6: Zusammengebautes Kantenabsorbermodul mit 100 cm.

3.2.2 Poröses Absorbermaterial

Auf Basis der Voruntersuchungen im Impedanzrohr entsprechend Abschnitt 4.1 fiel die Wahl auf gebundene Glaswolle der Firma *KNAUF Insulation* mit der Typenbezeichnung *Akustik Board*¹, welche eine längenspezifische Strömungsresistenz Ξ von $\geq 5 \frac{\text{k} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$ aufweist und somit auch das zur Absorption notwendige Eindringen tieferer Frequenzen zulässt. Um die geeigneten Abmessungen der Quader für das Innere des Kantenabsorbers zu erhalten, wurden die Platten der Dicke 100 mm und 80 mm von Hand zugeschnitten und übereinander geschichtet bzw. gestapelt. Die Formgebung und -erhaltung erfolgt durch eigens dafür angefertigte Baumwollstofftaschen mit dem Material der Handelsbezeichnung *Molino*. Dieses Material wird beispielsweise als Unterstoff für Polstertapezierungen verwendet. Die Taschen werden über mit Reißverschluss versehene Öffnungen gefüllt und das Absorbermaterial kann ohne Kompression darin untergebracht werden. Des weiteren dienen die Säcke als Transportschutz und helfen bei der Reduktion von Faserflug. Ein zusätzlich angenähter Griff erleichtert den Transport. Die Formgebung und Abmessungen erlauben es so die Säcke ohne Pressen in das Kantenabsorbermodul aus Holz zu legen bzw. zu stellen. Zudem ist keine weitere Fixierung notwendig. Der bei Verbindung einzelner Module entstehende Leerraum im Inneren des Verbindungsrahmens ist ebenfalls mit porösem Material, ausgeschnitten aus Mineralwollplatten mit einer Dicke von 60 mm befüllt. Aus praktikablen Gründen werden diese Teile ohne Hülle oder Vlies einfach in die Hohlräume gesteckt.

Abb. 3.7 zeigt in ein 100 cm Modul eingebrachtes Absorptionsmaterial im Sack sowie als Deckel im Rahmen oben.



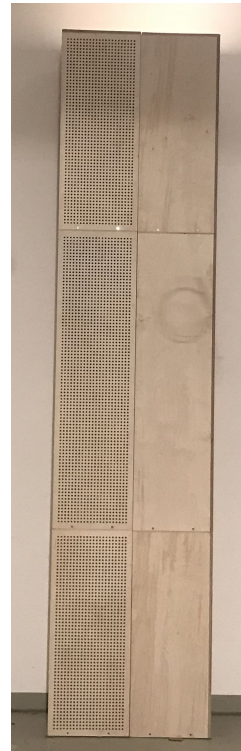
Abbildung 3.7: 100 cm Kantenabsorbermodul gefüllt mit Absorptionsmaterial. Innerhalb des Moduls befindet sich die Mineralwolle in einem Stoffsack, oben im Rahmen wurde eine zugeschnittene Absorberplatte ohne weitere Umhüllung hineingesteckt.

¹ <https://www.knaufinsulation.at/produkte/akustik-board>; abgerufen am 17.04.2019.

Im Raumeinbau zeichnen sich die Module als flexible Bausteine aus, welche in einer Vielzahl von räumlichen Grundstrukturen temporär verbaut werden können. Zudem sind Kombinationen der Module untereinander möglich, wodurch sich der insgesamt Kantenabsorber nicht nur in der Länge, sondern auch in der Breite variieren lässt. Die einzelnen Bilder unter Abb. 3.8 zeigen beispielhaft einige Einbauszenarien der Messkampagne.



(a) Gürtel entlang der Bodenkante und Turm von der Ecke ausgehend in einer Wandkante.



(b) Kombination zweier Türme an einer Wandfläche.



(c) Kantenabsorber doppelter Höhe entlang der Bodenkante durch Stapelung.



(d) Erfüllen der Anforderungen von räumlichen Strukturen durch Kombination der Module und Abschlussplatten.

Abbildung 3.8: Unterschiedliche Einbauszenarien und Kombinationsmöglichkeiten der Kantenabsorbermodule.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und zur Vermessung eingesetzte Kantenabsorber zeichnet sich betragsmäßig nicht durch solch extrem hohe Absorptionsgrade aus, wie jene unter Abb. 3.2. Dennoch sind eindeutig höhere Absorptionsgrade hin zu tiefen Frequenzen zu erwarten. Die Abb. 3.9 greift den späteren Kapiteln vor und stellt den mittleren Absorptionsgrad von sieben unterschiedlichen Kantenabsorberkonfigurationen im Hallraum dar. Rot strichliert eingezeichnet wurde die Grenze des physikalisch plausiblen Absorptionsgrads $\alpha = 1$.

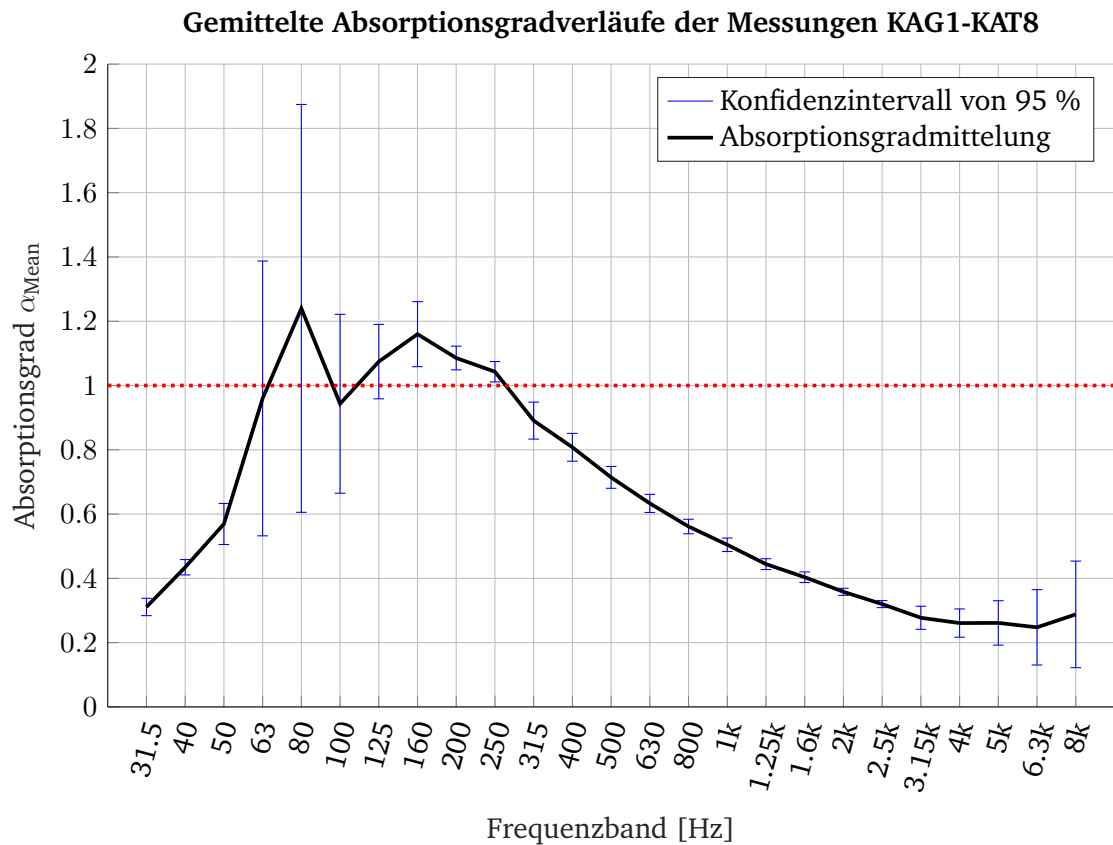


Abbildung 3.9: Gemittelte Absorptionsgradverläufe der Messungen KAG1-KAT8. Die Fehlerbalken zeigen ein Konfidenzintervall von 95 % an.

Unterschiedliche Kantenabsorberkonfigurationen meint hier jeweils die vollständig mit Absorbiermaterial befüllten Kantenabsorberkoffer, allerdings in unterschiedlichen Konfigurationen hinsichtlich Kantenwahl bzw. Laufmeteranzahl. Die zugehörigen Details zu Methodik und Ergebnissen sind den Messungen KAG1-KAT8 zu entnehmen [Datenblätter, S. 17-32].

Die Fehlerbalken wurden für ein Konfidenzintervall von 95 % errechnet und zeigen, dass gerade im Bereich 63 Hz bis 160 Hz die Streuung der Ergebnisse platzierungsbedingt stark zunimmt. Die kleineren Konfidenzintervalle unter 63 Hz sind auf nachlassende Absorptionswirkung des untersuchten Kantenabsorbers zurückzuführen. Die Vergrößerung des Intervalls ab 3,15 kHz entsteht durch steigende Auswirkung der Einberechnung von klimatischen Einflüssen. Daraus ist zu folgern, dass für die Berechnung von Kantenabsorbern vor allem in ihrem Hauptwirkungsbereich starke Ortsabhängigkeiten einzubeziehen sind. Für den tiefmittleren und mittleren Frequenzbereich weist die Absorptionswirkung kaum platzierungsabhängige Schwankungen auf und ist somit überwiegend bestimmt durch die Absorberkonstruktion selbst.

Die Entwicklung eines Kantenabsorbers auf Basis existierender Veröffentlichungen wurde für diese Arbeit um den Faktor Modularität erweitert. Die Umsetzung erlaubt eine schnelle Änderung der Absorberanordnung innerhalb eines Raumes sowie den Transport bzw. temporären Einbau in mehreren Räumlichkeiten. Schlussendlich kann der Absorber mit entsprechender Nachbehandlung auch dauerhaft in einer Räumlichkeit verbaut werden. Wie die Messergebnisse zeigen, konnten alle Ansprüche ohne Verlust der typischen Absorptionseigenschaften des Kantenabsorbers erfüllt werden.

4

Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr

In diesem Kapitel werden die Eigenschaften der für die Kantenabsorberentwicklung zur Auswahl stehenden Absorbermaterialien und Abdeckplatten anhand theoretischer Vorkenntnisse und Messergebnissen diskutiert. Für diese Masterarbeit ist der Absorptionsgradverlauf unterschiedlicher Schichtdicken bzw. Luftspaltgrößen sowie deren Kombination und Positionierung unter der Verwendung selber und unterschiedlicher Materialien sowie Lochplatten relevant. Daher wurden Versuchsaufbauten im Impedanzrohr, die an den Aufbau des Kantenabsorbers angelehnt sind, gemessen. Die Ergebnisse können zumindest für den eindimensionalen Fall und bei Normalschalleinfallrichtung als aussagekräftige Entscheidungsgrundlage für den Aufbau von Kantenabsorbern herangezogen werden. Die für diese Arbeit ergiebigsten Ergebnisse wurden im Detail ausgewertet und sind Hauptgegenstand dieses Kapitels. Zusätzliche Daten, die im Rahmen der Messkampagne erhalten wurden, sind für weitere Forschungsarbeiten verwendbar.

4.1 Materialauswahl

4.1.1 Poröses Absorbermaterial

Zur Auswahl des geeigneten Absorptionsmaterials sowie zur detaillierten Bestimmung des Absorptionsverhaltens des Kantenabsorbers für senkrechten Schalleinfall wurden Messungen im Impedanzrohr vorgenommen. Ziel dieser Messungen war es, die Absorptionseigenschaften des zur Auswahl stehenden porösen Materials sowie unterschiedlicher Perforationsverhältnisse σ der gelochten Abdeckplatten zu ermitteln. Dies soll zudem Aufschluss darüber geben, wie sich der Kantenabsorber ohne Absorptionsmaterial verhält und welche Auswirkungen unterschiedliche Strömungsresistenzen Ξ sowie deren Schichtungen bzw. Schichtdicken vorweisen. Auf Basis von Vorüberlegungen bezüglich unterschiedlicher Strömungsresistenzen und deren Verhalten im tief- und mittelfrequenten Bereich wurden drei Absorbermaterialien für die Untersuchungen herangezogen. Das Material und die zugehörigen Produktdaten wurde von der Firma KNAUF zur Verfügung gestellt ².

Produktbezeichnung KNAUF	Kürzel	Längenspez. Strömungswiderstand Ξ
Akustik Board	AB	$\geq 5 \frac{kPa \cdot s}{m^2}$
Mineral Plus KP 034	MP	$\geq 10 \frac{kPa \cdot s}{m^2}$
Fassaden-Dämmplatte FPL 035-GVB	FDP	$\geq 15 \frac{kPa \cdot s}{m^2}$

Tabelle 4.1: Vermessene Absorbermaterialien.

Um vergleichbare Schichtungen in entsprechend feiner Abstufung durchzuführen, wurden Packungen mit einer Materialdicke von 60 mm ausgewählt. Die kreisförmigen Proben mit 100 mm Durchmesser wurden aus handelsüblichen Platten der Produkte mithilfe des Probenausstechwerkzeugs zugeschnitten. Um verpackungsbedingte Verdichtungen des Materials an den Kanten zu vermeiden, wurden die Proben aus dem Mittenbereich der Platten gewonnen und zur Kontrolle ihrer Höhe vermessen. Abb. 4.1 zeigt die verwendeten 60 mm Proben der drei Materialien. Gut

² <https://www.knaufinsulation.at>

zu erkennen ist, dass die Fassaden-Dämmplatte FDP mit einem einseitig aufgeklebtem, schwarzen Vlies ausgeliefert wird. Entsprechend wurde für die Messungen die Probe mit dem Vlies zum Lautsprecher gewandt eingebaut. Eine Voruntersuchung im Impedanzrohr zeigte eine allgemeine Abschwächung des Absorptionsgradverlaufs bei umgekehrten Einbau. Beim Aufbau höhere Schichtdicken wurde das Vlies der Einzelproben nicht entfernt.



Abbildung 4.1: Impedanzrohrproben von links nach rechts: Akustik Board, Mineral Plus KP 034 und FPL 035-GVB.

4.1.2 Gelochte Abdeckplatten

Um die Eigenschaften der gelochten Abdeckplatten zu untersuchen, wurden kreisrunde Birkenperrholzplatten mit einem Durchmesser von 100 mm und einer Stärke von 15 mm mit unterschiedlichen Lochmustern und Perforationsverhältnissen σ angefertigt. Zum Variieren von σ wurde ausschließlich die Lochanzahl variiert, während der Lochdurchmesser konstant 8 mm beträgt. Die Lochanordnung ist in der nachfolgenden Tabelle jeweils in der Spalte *Lochmuster* ersichtlich. Um höchstmögliche Genauigkeit zu gewährleisten, wurden die Bohrungen mit einer CNC-Fräse auf Basis von .DWG-Zeichnungen durchgeführt.

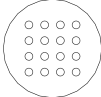
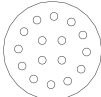
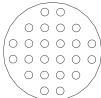
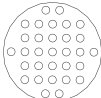
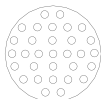
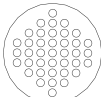
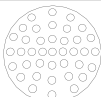
Bezeichnung	Perforationsverhältnis σ	Lochmuster
LP10a	10,24 %	
LP10b	10,24 %	
LP15	15,36 %	
LP20a	19,84 %	
LP20b	19,84 %	
LP25a	24,96 %	
LP25b	24,96 %	

Tabelle 4.2: Verwendete Lochplatten inkl. grafische Darstellung der jeweiligen Lochmuster.

Tab. 4.2 ist zu entnehmen, dass insgesamt 3 Pärchen mit dem selben Perforationsverhältnis σ untersucht wurden. Diese Prüflinge unterscheiden sich nur in der geometrischen Verteilung der Bohrungen, also ihrem Lochmuster. Während den Lochmustern von LP10a, LP20a und LP25a ein Raster zugrunde liegt, war es das Bestreben bei LP10b, LP20b und LP25b eine möglichst gleichmäßige, geometrische Verteilung zu erzielen. Dies hat kleinere, zusammenhängende Reflexionsflächen zur Folge. Im Rahmen der Messung wurde untersucht, wie sich dies im Impedanzrohr auswirkt. Zur besseren Vorstellung zeigt Abb. 4.2 die Vorderseite aller vermessenen Lochplatten. Beim leeren Kantenabsorber ergibt sich ein Wandabstand d bzw. Luftraum von 385 mm. Somit können nach Gleichung 2.17 die Resonanzfrequenzen f_{0,LP_i} der unterschiedlichen Konfigurationen ohne jegliche Abdeckung oder Befüllung errechnet werden, die in Tab. 4.3 beinhaltet sind.

Bezeichnung	Perforationsverhältnis σ	Resonanzfrequenz $f_0, d = 385 \text{ mm}$
LP10a, LP10b	10,24 %	124 Hz
LP15	15,36 %	162 Hz
LP20a, LP20b	19,84 %	200 Hz
LP25a, LP25b	24,96 %	238 Hz

Tabelle 4.3: Resonanzfrequenzen der entsprechenden Perforationsverhältnisse bei einem Wandabstand von $d = 385 \text{ mm}$.

Da sich das Absorbermaterial der realen Einbausituation in den eigens angefertigten Baumwollstoffsäcken (Gewicht: 140 g/m^2) befindet, wurden für die Impedanzrohrmessung die Lochplattenproben ebenfalls mit kreisrund ausgeschnittenen Stoffproben des selben Typs beklebt, gezeigt in Abb. 4.3(a) am Beispiel der beklebten Probe mit Stoff. Als Ergänzung wurden Lochplatten ohne Absorbermaterial und Abdeckung aus typischen Akustikvlies aus Abb. 4.3(b) untersucht.

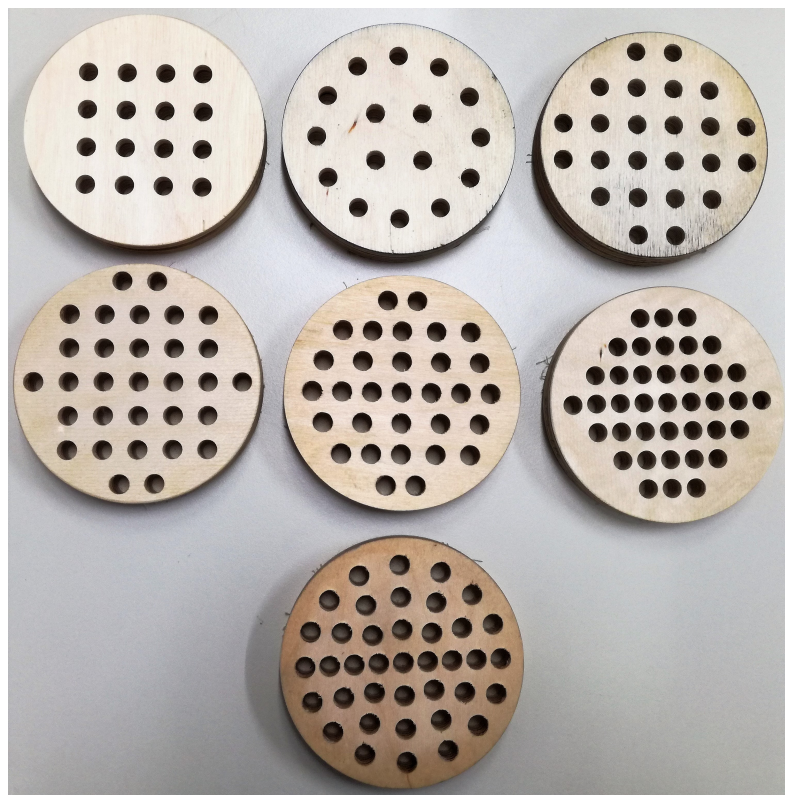


Abbildung 4.2: Vorderseite der untersuchten Lochplatten von links nach rechts: LP10a-LP25b.



(a) Rückseite der Lochplatte mit Stoff.



(b) Rückseite der Lochplatte mit Akustikvlies.

Abbildung 4.3: Rückseiten der untersuchten Lochplatten. Ersichtlich ist die Beklebung mit unterschiedliche Abdeckungsmaterialien.

4.2 Vorüberlegungen zur Auswahl der Messkonfigurationen

Wie in den vorherigen Kapiteln gezeigt, müssen für den Bau und die Planung von Absorbern Material- und Konstruktionsparameter ermittelt werden, welche die Effektivität sowie die Praktikabilität im späteren Einsatzbereich bestimmen. Um die notwendigen Entscheidungen treffen zu können, wurden nach Fixierung der Abmessungen des Kantenabsorbers die verbleibenden Parametervariationen kombiniert, um den Kantenabsorber ideal auf die geforderten Ansprüche abzustimmen. Ein Hauptaugenmerk liegt hier auf einer möglichst gleichmäßigen und hohen Absorption im tiefen Frequenzbereich bis hinauf zu 250 Hz, wobei höhere Absorptionswerte bis 1 kHz ebenfalls als vorteilhaft erachtet werden. Zudem sollen für weitere Einbausituationen, wie z.B. der Anlegung von Schächten im Kantenabsorber und auch denkbare Materialkombinationen, etwa unterschiedliche Anordnungen poröser Absorber mit verschiedenen Strömungswiderständen σ , bedacht werden. Die Abb. 4.4 entspricht einer schematischen Darstellung von acht möglichen Auf- und Einbausituationen von Absorptionsmaterial im Kantenabsorber. Diese schematische Vorüberlegung ist mit weiteren Variationen und Kombinationen von Ξ und σ zu erweitern.

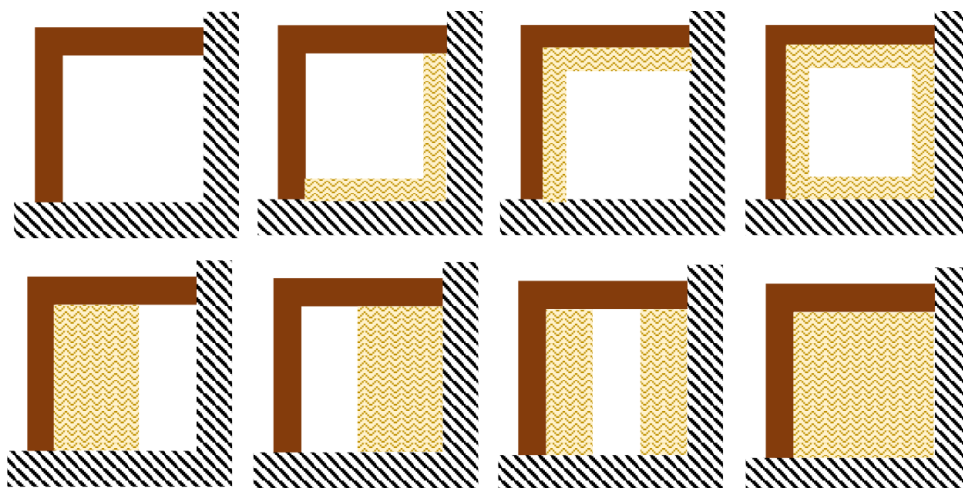


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung möglicher Auf- und Einbausituationen von Absorptionsmaterial im Kantenabsorber. Braun: Abdeckplatten, Gelb: Poröses Absorbermaterial, Schwarz-Weiß: Raumbegrenzung.

Die in Abb. 4.4 gezeigten Möglichkeiten stellen Szenarien dar, die aus wissenschaftlicher Sicht für ganzheitliche Erkenntnis der Wirksamkeit von Kantenabsorbern wertvoll sein können. Andererseits könnten Varianten, die von einer Vollbefüllung abweichen, für das Erreichen einer spezifischen Absorptionscharakteristik hilfreich sein. Denkbar ist auch eine durch räumliche oder ökonomische Gegebenheiten implizierte Notwendigkeit in der realen Einbausituation.

4.2.1 Erwartungshaltung aus theoretischen Vorkenntnissen

Nachfolgend sind aus theoretischen Vorkenntnissen abgeleitete Erwartungshaltungen an die Messkampagne im Impedanzrohr aufgelistet.

- Die Verwendung eines einzelnen Materials mit einer Strömungsresistenz Ξ hat die gleichmäßigsten Absorptionsgradverläufe zur Folge. Bei Kombination unterschiedlicher Strömungsresistenzen, insbesondere verhältnismäßig ähnlicher Dicken, treten im Absorptionsgradverlauf Welligkeiten und doppelte Maxima auf.
- Für Absorption im tieffrequenten Bereich ist in Lochrichtung das Material *Akustik Board* (AB) am vorteilhaftesten, wobei eine entsprechende Dicke $d_{AB} \geq 300$ mm effektiv erscheint. Für Frequenzen < 50 Hz könnte diese Dicke zu gering sein.
- Bei entsprechender Abmessung hat ein Luftspalt starke Auswirkungen auf das Absorptionsverhalten. Zu erwartende Auswirkungen der Positionierung des Luftspalts
 - nach der Lochplatte führt zu ausgeprägten Interferenzerscheinungen und verschlechtert die Absorptionswirkung im tieffrequenten Bereich,
 - hinter dem Absorbermaterial weist Interferenzerscheinungen auf und verschlechtert - vor allem auch wegen dem Verlust von Absorberdicke - das Absorptionsverhalten bei tieferen Frequenzen,
 - zwischen zwei Materialien führt zur Ausprägung zweier effektiver Absorptionsbereiche mit deutlichen Einbrüchen dazwischen und Absenkungen hin zu tiefmittleren und tiefen Frequenzen.

Vor den genannten Hintergründen und Erwartungshaltungen wurden kombinatorisch unterschiedliche Aufbauszenarien untersucht und verglichen. Die Ergebnisse aller Einzelmessungen in tabellarischer Form sind der digitalen Beilage dieser Arbeit zu entnehmen. Besonders relevante Messungen und Vergleiche werden unter Abschnitt 4.4 im Detail diskutiert.

4.3 Messaufbau

4.3.1 Equipment

Die Absorptionsgradbestimmungen mit Hilfe des Impedanzrohrs fand im Zeitraum vom 22. 01. bis 10. 02. 2019 im DiplomandInnenlabor des SPSC-Instituts der TU Graz statt. Bei den Messungen kam folgendes Equipment zum Einsatz:

- **Impedanzrohr:** Metallenes Messrohr der TU Graz (kreisrund geformt, Rohrdurchmesser $d = 100$ mm) inkl. 150 mm Zwischenstück zur Erweiterung des Probenbereichs
- **Schallquelle:** Visaton W100S
- **Messmikrofone:** Beyerdynamic MM 1 (3 Stück)
- **Audio-Interface:** RME Fireface 800

- **Leistungsverstärker:** Alesis RA 300 Amplifier
- **Rechner:** HP EliteBook 8530w, Microsoft Windows 10 Home 64 Bit
- **Messsoftware:** CATS9
- **Weiteres:** Notwendige Kabelverbindungen aus dem Inventar der TU Graz sowie Fluke 117 True RMS Multimeter zur Kalibration des Messsystems

In Abb. 4.5 ist die Messkette schematisch in Form eines Blockdiagramms dargestellt. Die Abb. 4.6 zeigt Fotos des realen Messaufbaus. Dieser blieb während des gesamten Messzeitraums gleich.

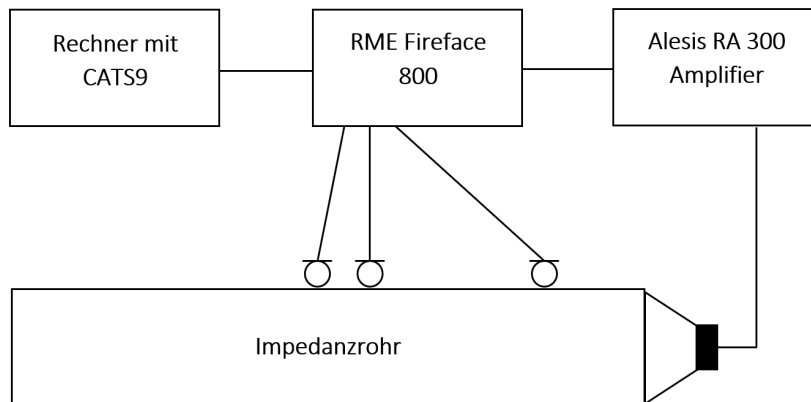
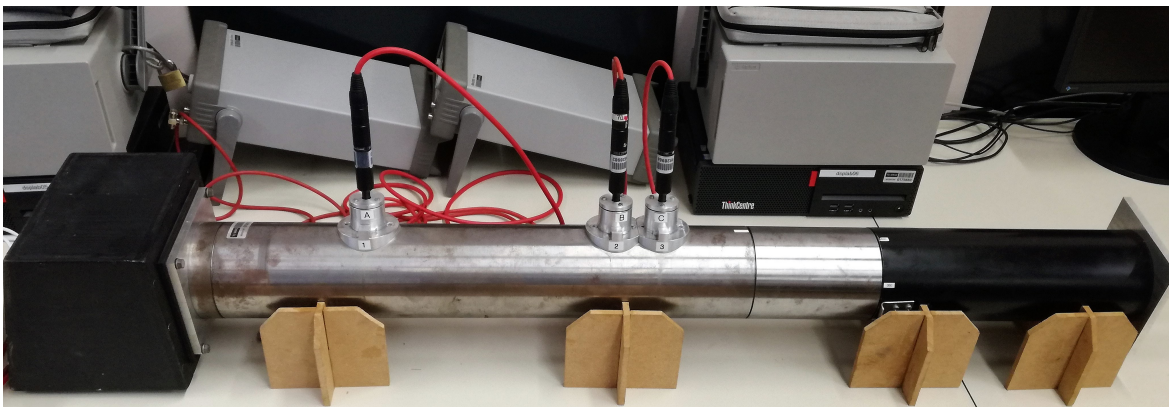
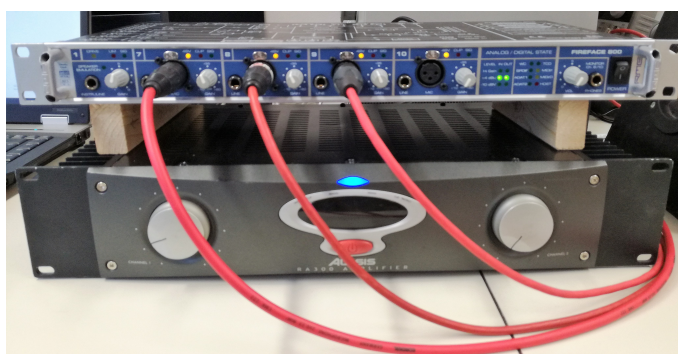


Abbildung 4.5: Blockschaltbild des Messaufbaus der Impedanzrohrmessung.



(a) Impedanzrohr der TU Graz inkl. Lautsprecher, Messmikrofonen und Messbereichserweiterung.



(b) RME Fireface 800 und Alesis RA 300 Amplifier.

Abbildung 4.6: Messaufbau im DiplomandInnenlabor des SPSC der TU Graz.

4.3.2 Methode

Die Messungen im Impedanzrohr erfolgten in Anlehnung an das in [ÖNORM EN ISO 10534-2 1998] festgelegte Verfahren mit Übertragungsfunktion. Dabei werden zumindest zwei Mikrofone, platziert in einem Abstand s benötigt, da die Methode die Trennung eines messbaren Gesamtschalldrucks im Impedanzrohr in Anteile einer hin- und rücklaufenden Welle ausnützt. Üblicherweise wird durch die Einbringung einer schallabsorbierenden Probe der Schalldruckanteil der rücklaufenden Welle kleiner als jener der hinlaufenden Welle sein und so Aufschlüsse über die akustischen Eigenschaften des Materials liefern. Die Anregung des Messrohrs erfolgt mittels in **CATS9** generiertem Rauschens, welches im interessierenden Frequenzbereich ein stationäres Signal mit konstanter Spektraldichte liefert und vom Lautsprecher abgespielt wird. Anschließend werden die Daten einer FFT-Analyse unterzogen, wonach unterschiedliche Auswertungen gemacht werden können. Nachfolgend wird vorausgesetzt, dass das Analysesystem keine Einschränkungen im interessierenden Bereich aufweist.

Messbereich

Die für die vorliegende Arbeit relevanteste Auswertung ist der Absorptionsgradverlauf über die Frequenz. Wie in Abb. 4.6 (a) ersichtlich, ist das verwendete Messrohr kreisrund. Es besitzt einen Rohrdurchmesser von $d = 0,1$ m, wobei der schallharte Abschluss mittels variabler Vorrichtung verändert werden kann. Die zugehörige Messsoftware **CATS9** erlaubt unter anderem das Messen des gesuchten Absorptionsgradverlaufs mittels Übertragungsfunktionsmethode bei der Verwendung von drei Mikrofonen an festen Orten. Dabei handelt es sich im Grunde um das in [ÖNORM EN ISO 10534-2 1998] beschriebene Zwei-Mikrofon-Verfahren, allerdings kombiniert man die Messergebnisse zweier unterschiedlicher, fester Mikrofonabstände, um so mit nur einer Anregung einen möglichst weiten und gültigen Frequenzbereich zu erhalten. Dies ist möglich, da sich bei der Übertragungsfunktionsmethode der valide Messbereich entsprechend [ÖNORM EN ISO 10534-2 1998, S. 5-6] aus der Abhängigkeit vom Mikrofonabstand s und dem Rohrdurchmesser d ergibt. Die obere Grenzfrequenz f_{oG} ist von beiden abhängig. Begründet durch die Notwendigkeit das Auftreten sich ausbreitender, nicht ebener Moden folgt für die Abhängigkeit von d :

$$f_{oG}(d) < \frac{0,58 \cdot c}{d} = \frac{0,58 \cdot 343,3}{0,1} = 1991 \text{ Hz.} \quad (4.1)$$

Weiters ist für die Abhängigkeit von f_{oG} vom Mikrofonabstand s zu berücksichtigen:

$$f_{oG}(s) < 0,4 \cdot \frac{c}{s}. \quad (4.2)$$

Für die untere Grenze des Messbereichs bei der Frequenz f_{uG} ist ebenfalls der Mikrofonabstand die bestimmende Größe. Als allgemeine Richtlinie ist zu berücksichtigen, dass ein großer Abstand s die Messgenauigkeit erhöht und dieser Abstand zumindest 5 % der Wellenlänge der niedrigsten, interessierenden Frequenz betragen sollte:

$$f_{uG} < 0,05 \cdot \frac{c}{s}. \quad (4.3)$$

Anhand der Gleichungen 4.1 bis 4.3 ist zu erkennen, wie man durch die obig beschriebenen Kombinationsmessungen einen möglichst weiten Frequenzbereich abdecken kann. Für die Messung mit dem größeren Mikrofonabstand $s_w = 343$ mm zwischen Mikrofon A und C ergibt sich daher die untere Messgrenze mit:

$$f_{uG,w} < 0,05 \cdot \frac{343,3}{0,343} \approx 50 \text{ Hz.} \quad (4.4)$$

Die Gleichung 4.2 begrenzt diesen nach oben hin mit:

$$f_{oG,w} < 0,4 \cdot \frac{343}{0,343} \approx 400 \text{ Hz.} \quad (4.5)$$

Somit kann der zweite, engere Abstand $s_k = 68,2$ mm zwischen Mikrofon B und C herangezogen werden, um den Messbereich nach oben hin zu erweitern:

$$f_{oG,k} < 0,4 \cdot \frac{343}{0,0682} \approx 2011 \text{ Hz.} \quad (4.6)$$

Schlussendlich ist es möglich durch Kombination von engem und weitem Mikrofonabständen Absorptionsgrade bei Frequenz f in folgendem Bereich zu messen:

$$50 \text{ Hz} \geq f \geq 2011 \text{ Hz.} \quad (4.7)$$

Die Kombination beider Messungen mit Wahl der geeigneten Übergangsfrequenz und -breite ist in **CATS9** implementiert und so direkt für die Auswertung des Absorptionsgradverlaufs verwendbar. Abb. 4.7 zeigt eine Beispielmessung, bei welcher beide Abstände entsprechend kombiniert wurden. Weiters enthalten ist auch eine für diese Methode geeignete Kalibrierfunktion, welche die Unterschiede in den Übertragungseigenschaften der einzelnen Mikrofonkanäle sowie der Übertragungskette eliminiert. Der Vorgang basiert auf dem Prinzip, mittels Bezugskanal allen Kanälen dasselbe Übertragungsverhalten aufzuprägen. Bewährt hat sich die Kalibrierung mittels einer stark absorbierenden Probe aus 100 mm Melaminharzschaum, welche auch im Rahmen der Kalibrierung für diese Messungen zum Einsatz gekommen ist.

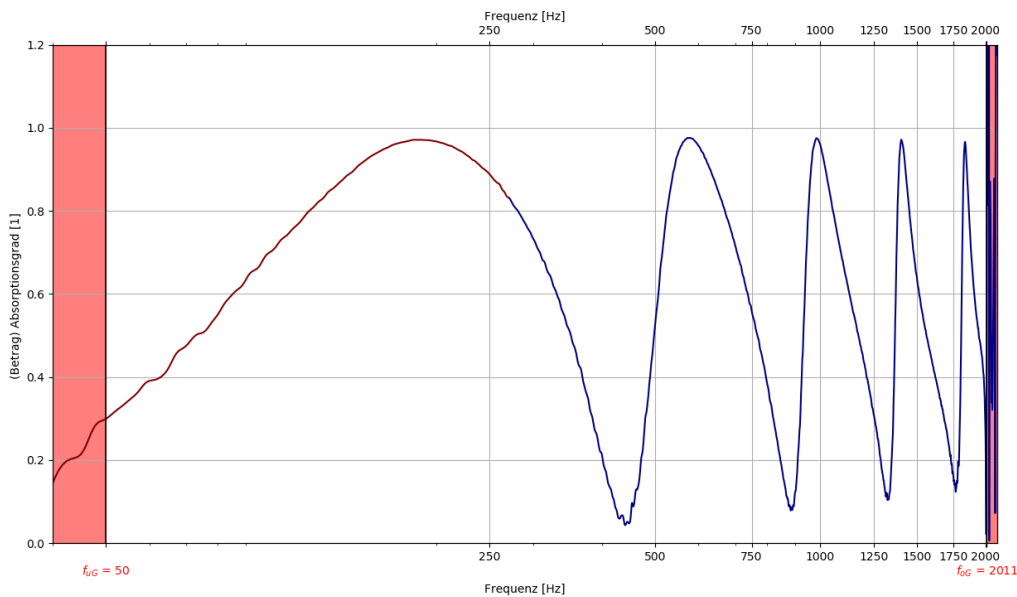


Abbildung 4.7: Absorptionsgradverlauf errechnet aus einer Kombinationsmessung mit engem und weitem Mikrofonabstand, dargestellt in CATS9. Die rote Linie enthält die Messdaten aus dem Abstand s_w , die blaue Linie jene des Abstands s_k . Die Übergangsfrequenz liegt bei 370 Hz mit einer Übergangsbreite von 200 Hz.

Einbau der Proben

Das Rohr wurde immer entsprechend Abb. 4.6(a) mit 150 mm Zusatzstück betrieben, um die geforderte Tiefe zu erreichen. Hierbei bildet das Zusatzstück den Beginn der Schichtung, wo jeweils die Lochplatten platziert werden, welche an dieser Seite plan mit dem Rohr abschlie-

ßen. Da alle Proben im Durchmesser, einschließlich der Lochplatten, mit Präzision gefertigt wurden, ergaben sich beim Aufbau keine Probleme. Durch die Verwendung von Petrolatum als Dicht- und Schmierstoff an der Fuge zwischen Lochplatten und Rohrwand, konnten ein Feststecken der Probe und eventuelle Undichtigkeit vermieden werden. Da insbesondere jene Proben mit geringem längenspezifischen Strömungswiderstand Ξ (AB, MP) leicht durch mechanische Einwirkung verdichtet werden können, wurden die Schichtdicken bzw. Luftspaltgrößen beim Einbau mittels Maßstab überprüft.

4.4 Messergebnisse und Interpretation

Wie eingangs dieses Kapitels erwähnt sollen die untersuchten Schichtaufbauten dem später realisierten Kantenabsorber nachempfunden sein. Daher beginnt jeder Schichtaufbau mit einer Lochplatte. Die so gewonnenen Absorptionsgradverläufe können als Entscheidungsgrundlage für die Wahl des Absorbermaterials und dessen Schichtung vor unterschiedlich gelochten Abdeckplatten dienen. Zudem wurden die Lochplatten in Analogie zum leeren Kantenabsorber nur vor einem Luftspalt entsprechender Größe untersucht. Insgesamt sind so 170 Aufbauten vermessen worden. Ergänzend befindet sich am Ende dieses Kapitels unter Abschnitt 4.4.8 ein Vergleich zwischen dem theoretischen Schichtaufbau im Impedanzrohr und den später durchgeführten Messungen im Hallraum.

4.4.1 Diagrammdarstellung und Legende

In diesem Kapitel werden die Absorptionsgradverläufe von 50 Hz bis 2 kHz auf logarithmischer Frequenzachse aufgetragen. Die zugehörigen Datenpunkte wurden in $\frac{1}{12}$ -Oktavschritten gemessen bzw. ausgewertet. Damit jede Messung einen eindeutigen Namen besitzt, erfolgte die Beschriftung der Datensätze mittels aneinandergereihten Abkürzungen, die jeweils mit einem Unterstrich () voneinander getrennt sind. Auch für die Legende der Absorptionsgradverläufe wurde diese Benennung beibehalten. Die Aneinanderreihung erfolgt in fester Reihenfolge nach folgendem Prinzip:

1. **Lochplatte:** mit Perforationsverhältnis in % bzw. Kürzel laut Tab. 4.2
2. **Lochabdeckung:** M = Molino, V = Akustikvlies
3. **Absorbermaterial 1:** mit Länge in mm mit Kürzel laut Tab. 4.1
4. **Absorbermaterial 2:** mit Länge in mm mit Kürzel laut Tab. 4.1
5. **Luftspaltgröße:** mit Länge in mm
6. **Luftspaltposition:** h = hinten, m = mittig, v = vorne

Punkt 2. ist nur für die Ergebnisse in Abschnitt 4.4.2 relevant, da die restlichen Messungen immer mit der Lochplattenabdeckung Molino durchgeführt wurden. Wird kein oder nur ein Absorbermaterial verwendet, entfällt Punkt 4.

Um Messaufbauten kategorisch schnell einordnen zu können, wurde eine grafisch-schematische Repräsentation für die einzelnen Messkategorien erstellt. Abb. 4.8 zeigt an drei Beispielen mögliche Schichtaufbauten und deren zugehörigen Legendeneintrag. Vorne befindet sich die jeweilige Lochplatte (braun, mit Unterbrechung), mit oder ohne Lochabdeckung (schwarzer, schmaler Querbalken), Absorbermaterial (gelb, texturiert) und Luftraum (weiß). Die Spezifikationen Perforationsverhältnis, Abdeckungsart oder Absorbertyp sind in dieser schematischen Darstellung nicht identifizierbar.

Folgende drei Beispiele sind dargestellt:

- Links: *LP25b_AB120_L265_h*
- Mittig: *LP10a_AB120_MP120_L145_m*
- Rechts: *LP15_L385*



Abbildung 4.8: Schematischer Schichtaufbau drei unterschiedlicher Messszenarien.

Nachfolgend die zugehörigen Datenbeschriftungen in wörtlicher Beschreibung.

LP25b_AB120_L265_h :

1. Lochplatte mit $\sigma = 25 \%$ (Variante b, geometrisch gleichmäßigere Lochverteilung)
2. Nicht geführt: Lochabdeckung Molino
3. 120 mm Akustik Board
4. Nicht geführt, da selbsterklärend: kein weiteres Absorbermaterial
5. 265 mm Luftspalt
6. Luftspalt **hinter** dem Absorbermaterial

LP10a_AB120_MP120_L145_m:

1. Lochplatte mit $\sigma = 10 \%$ (Variante a, gerasterte Lochverteilung)
2. Nicht geführt: Lochabdeckung Molino
3. 120 mm Akustik Board
4. 120 mm Mineral Plus
5. 145 mm Luftspalt
6. Luftspalt **mittig**, zwischen den Absorbermaterialien

LP15_L385:

1. Lochplatte mit $\sigma = 15 \%$
2. keine Lochabdeckung
3. Nicht geführt: kein Absorbermaterial
4. Nicht geführt: kein Absorbermaterial
5. 385 mm Luftspalt
6. Nicht geführt: Luftspalt hinter der Lochplatte

Da Permutation eines Schichtaufbaus dieser Art eine Vielzahl an möglichen Messaufbauten ergibt, werden nachfolgend auch Ergebnisse dargestellt und interpretiert, welche nicht nur von größtem Interesse für die Entwicklung der Kantenabsorber sind, sondern auch allgemeine Erkenntnisse über die Absorptionseigenschaften von Schichtaufbauten dieser Art anbieten. In den nachfolgenden Untersektionen wurde daher eine Untergliederung nach wesentlichen Merkmalen des jeweiligen Aufbaus vorgenommen. Wo es hilfreich erscheint, wird auf die Bedeutsamkeit für die Kantenabsorberentwicklung hingewiesen, wobei diese durch Material- und Abstandswahl gewissermaßen den gesamten Rahmen der Aufgabenstellung bestimmt.

4.4.2 Lochplatte ohne Absorbermaterial

Vermessen wurden kreisrunde Holzscheiben aus 15 mm Birkensperrholz entsprechend Abschnitt 4.1.2. Da eine Stoff- oder Vliesbespannung bei Lochplatten wesentlichen Einfluss auf das Absorptionsverhalten besitzt, fanden Messungen der Lochplatten vor dem für den leeren Kantenabsorber geplanten Luftspalt (maximal 385 mm) mit und ohne Abdeckung auf der Innenseite der Lochplatte statt. Dabei wurden die Auswirkungen der typischen Abdeckung mit herkömmlichen Akustikvlies sowie mit dem entsprechend Abschnitt 4.1 beschriebenen Stoff Molino untersucht.

Lochplatte ohne Abdeckung

Abb. 4.9 entspricht schematisch dem Messaufbau für Abb. 4.10.

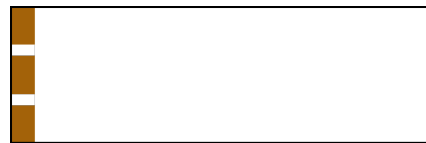


Abbildung 4.9: Schematischer Schichtaufbau zur Messung der Lochplatten ohne Abdeckung.

Die zugehörigen Ergebnisse in Abb. 4.10 zeigen die Absorptionsgrade der einzelnen Lochplatten ohne eine Stoff- oder Vliesabdeckung auf der nach Innen gewandten Seite der Lochplatte.

Es bildet sich ein welliger Absorptionsgradverlauf für alle σ aus, wobei Werte von $\alpha \geq 0,2$ erst ab etwa 500 Hz überschritten werden. Erwartungsgemäß liegen die ersten Maxima bei niedrigerer Frequenz, wenn das Lochflächenverhältnis kleiner ist. Zudem sind die niedrigeren Maxima weniger scharf ausgeprägt. Vergleicht man die Resonanzen mit jenen aus Tab. 4.3, bestätigen sich niedrigere Resonanzfrequenzen für kleinere σ . Die Lage deckt sich jedoch nicht sehr deutlich mit der Berechnung. Die höchsten Werte im Absorptionsgradverlauf unter 1 kHz können mit LP10a und LP10b erreicht werden, wobei hier die geometrisch weniger gleichmäßigere Lochverteilung bis 500 Hz am stärksten absorbiert.

Ab 500 Hz zeigen alle Lochmuster eine Ausprägung von resonanzbedingten Vielfachen, deren Lagen auf die Länge des Luftspalts bzw. den Wandabstand d zurückzuführen sind. Um diese Resonanzen zu berechnen, kann der Aufbau als gedeckte Orgelfeife betrachtet werden. Dabei hängen Grund- und Oberschwingungen von der Länge des Luftspalts ab, welcher als Länge l einer gedeckten Pfeife herangezogen werden kann, um Schwingungen der Frequenz $f_{Pfeife,n}$ der Ordnung $n \in \mathbb{N}_0$ zu berechnen [Leitner & Finckh 2019]:

$$f_{Pfeife,n} = \frac{c \cdot (2 \cdot n + 1)}{4 \cdot l}. \quad (4.8)$$

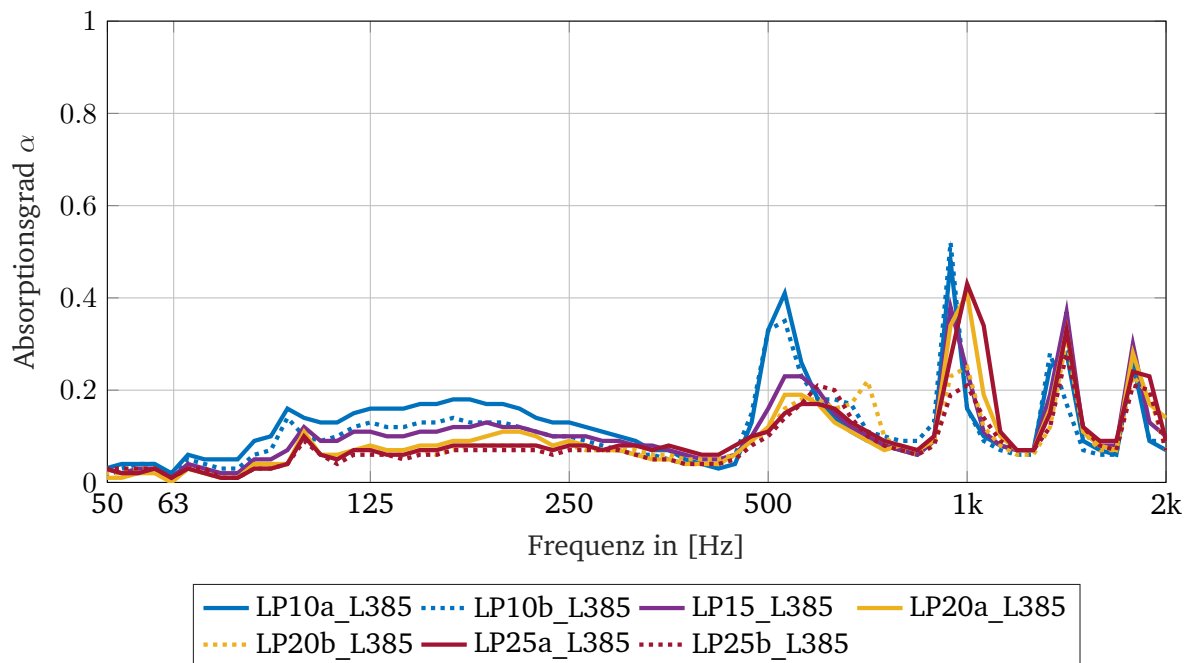
Lochplatten ohne Lochabdeckung, variables σ und 385 mm Luftspalt

Abbildung 4.10: Absorptionsgradverlauf der Lochplatten ohne Absorbermaterial und ohne Abdeckung bei 385 mm Wandabstand. Die strichlierten Verläufe zeigen die geometrisch gleichmäßiger verteilten Lochbohrungen.

Entsprechend der Gleichung 4.8 wurden die Oberschwingungen des als gedeckte Orgelpfeife betrachteten Messaufbaus ermittelt und sind in Tabelle 4.4 bis zur Ordnung $n = 6$ dargestellt:

Ordnung n	$f_{Pfeife,n}$
1	668,2 Hz
2	1113,6 Hz
3	1559,1 Hz
4	2004,5 Hz
5	2450,0 Hz
6	2895,5 Hz

Tabelle 4.4: Oberschwingungen des Messaufbaus bei Betrachtung als gedeckte Pfeife einer Länge von $l = 385$ mm.

Die Frequenzen der Absorptionsspitzen über 500 Hz aus Abb. 4.10 decken sich grob mit den errechneten Oberschwingungen $n = 1$ bis $n = 4$. Die hohe Absorptionswirkung in der Nähe dieser Frequenzen kann somit auf die Rohrresonanzen zurückgeführt werden.

Lochplatte mit Abdeckung

Die Variante mit Lochabdeckung ist schematisch in Abb. 4.11 dargestellt, wobei der schmale Balken nach der Lochplatte (schwarz) die Abdeckung bzw. Rieselschutzbespannung symbolisiert.



Abbildung 4.11: Schematischer Schichtaufbau zur Messung der Lochplatten mit Lochabdeckung.

Abb. 4.12 zeigt die Messergebnisse bei Anbringung des innenseitig aufgeklebten Akustikvlieses zur Lochabdeckung.

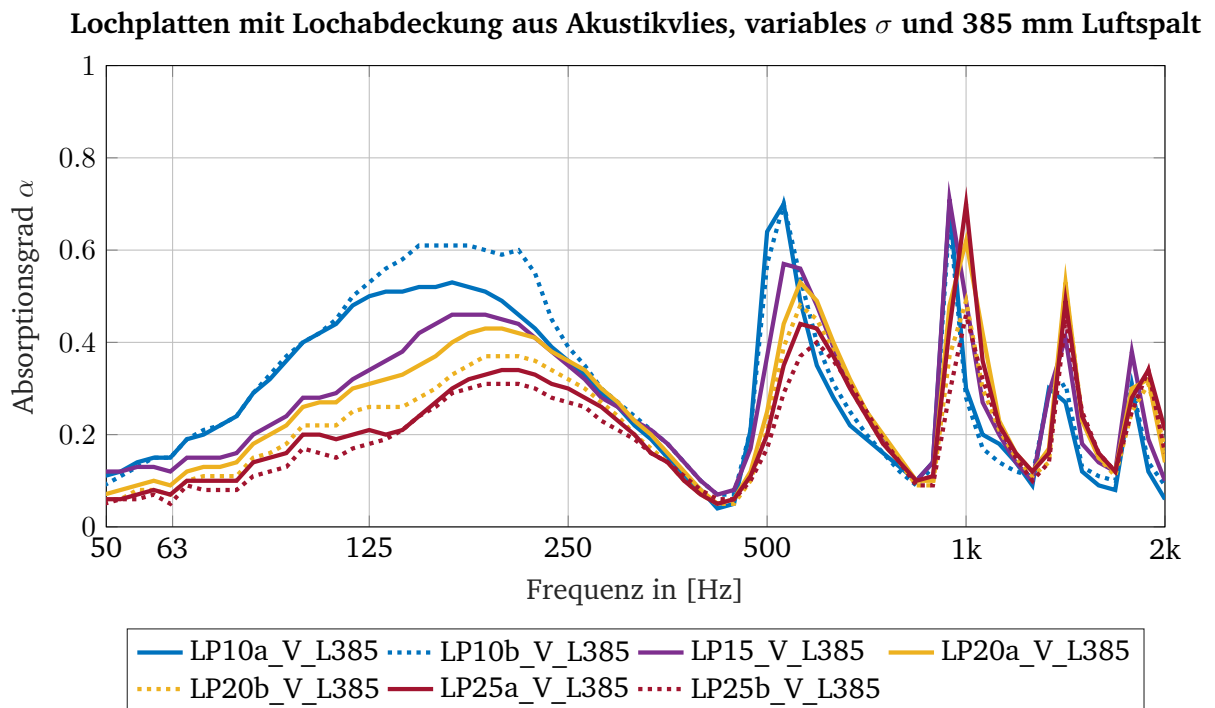


Abbildung 4.12: Absorptionsgradverlauf der Lochplatten ohne Absorbiermaterial und mit Lochabdeckung aus Akustikvlies bei 385 mm Wandabstand. Die strichlierten Verläufe zeigen die geometrisch gleichmäßiger verteilten Lochbohrungen.

Es erhöhen sich die Absorptionsgrade über den gesamten, betrachteten Frequenzbereich, insbesondere stark ist diese Veränderung unter 500 Hz. Die höchsten Absorptionsgrade im Bereich des ersten Maximums zwischen 100 Hz bis 240 Hz werden mit dem niedrigsten Perforationsverhältnis σ erreicht (blau), ebenso gilt das für die zweite, ausgeprägte Resonanz bei 520 Hz. Im Gegensatz zu den Ergebnissen in Abb. 4.10 und den anderen Verläufen für $\sigma \geq 15\%$ scheint im tieferen Frequenzbereich die geometrisch gleichmäßiger verteilte Lochbohrungsvariante (blau, strichliert) deutlich höher zu absorbieren. Die weiteren Unterschiede in der Lochverteilung sind marginal, mit Tendenz zu einem niedrigeren Absorptionsgrad zur gleichmäßigeren Verteilung.

Ab der dritten Resonanzfrequenz bei etwa 1 kHz werden mit $\sigma \geq 15\%$ höhere Absorptionsgrade erzielt. Die Resonanzspitzen befinden sich weiterhin an den selben Frequenzen und weisen in den höheren Bereichen höhere Güten auf. Für die ersten zwei Maxima ist der Zusammenhang ersichtlich, dass niedrigere Perforationsverhältnisse tiefere Resonanzfrequenzen mit betragsmäßig höherer Ausprägung besitzen. Dieses Verhalten kehrt sich zu höheren Frequenzen hin um. Ein Vergleich mit den in Tab. 4.3 errechneten Resonanzfrequenzen zeigt, dass die im Impedanzrohr gemessenen Resonanzpositionen leicht höher liegen. Sehr gute Übereinstimmung erhält man bei $\sigma = 15\%$ und $\sigma = 20\%$. Hier weicht die Messung nur wenige Hertz von der Berechnung ab.

Die Ergebnisse der Messungen mit Lochabdeckung aus Baumwollstoff (Molino) sind in Abb. 4.13 dargestellt. Im Vergleich zur Beklebung mit Akustikvlies werden mit dem Abdeckstoff noch höhere Absorptionsgrade erzielt, welche für $\sigma \geq 15\%$ auch $\alpha \approx 1$ erreichen können. Unter 100 Hz weist weiterhin $\sigma = 10\%$ (blau) die höchste Absorption auf, jedoch erreicht dieses Perforationsverhältnis in den nachfolgenden Spitzenwerten selten $\alpha \geq 0,8$. Hohe Absorption wird allerdings von den weiteren Lochplatten für die ersten drei bzw. vier Resonanzpunkte erreicht. Eine her-

ausragende Schluckwirkung weist LP15 (violett) zwischen 100 und 260 Hz auf, dicht gefolgt von den höheren σ , deren Tiefenwirksamkeit erwartungsgemäß mit steigendem Perforationsverhältnis sinkt. Die Lage der Resonanzspitzen ist gleich wie in den Ergebnissen aus Abb. 4.10 bzw. Abb. 4.12. Die geometrisch gleichmäßiger verteilten Lochbohrungen weisen mit Ausnahme vom tieffrequenten Bereich bei LP10 kaum Unterschiede auf. Bei LP10a (blau, durchgezogen) liegt ein steilerer Anstieg zu einem leicht nach unten verschobenen Maximum vor.

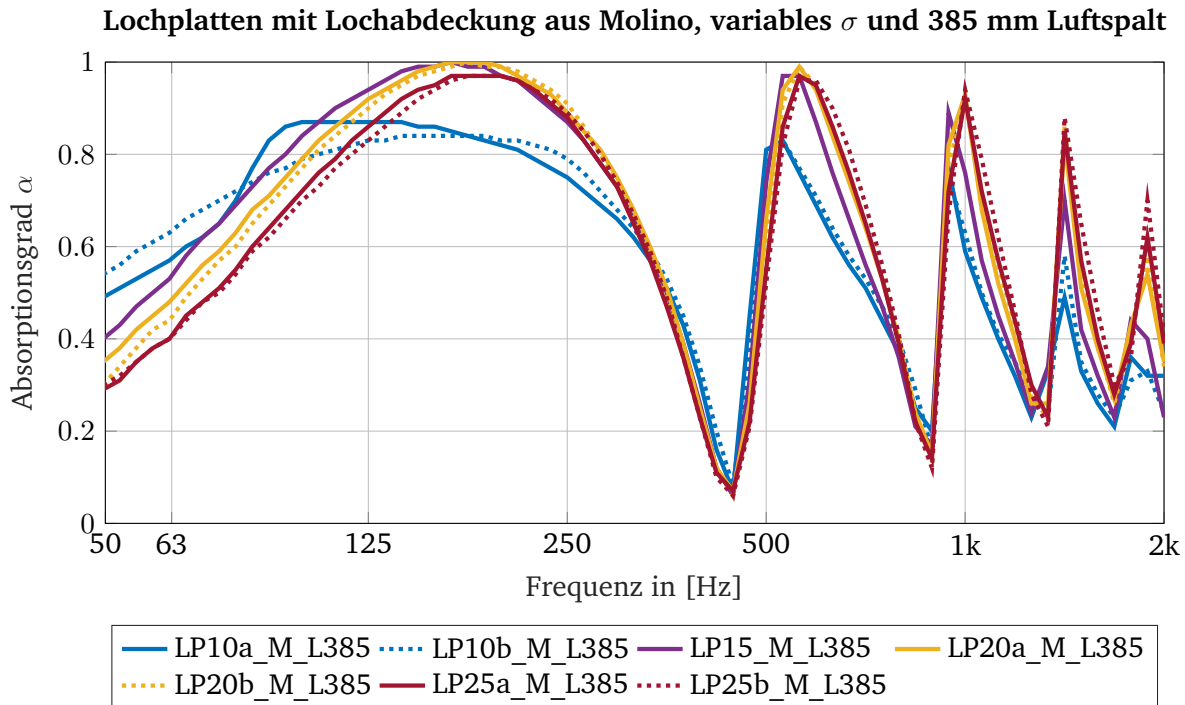


Abbildung 4.13: Absorptionsgradverlauf der Lochplatten ohne Absorbermaterial und mit Lochabdeckung aus Molino bei 385 mm Wandabstand. Die strichlierten Verläufe zeigen die geometrisch gleichmäßiger verteilten Lochbohrungen.

Bei den angeführten Messergebnissen ist zu beachten, dass im Impedanzrohr bei einem Luftspalt dieser Größe auch Effekte der Interferenzabsorption durch die Schallausbreitung im Messrohr zu berücksichtigen sind. Die Frequenzen der Absorptionsmuster ab $f \approx 500$ Hz liegen grob in Übereinstimmung mit den berechneten Oberschwingungen des Impedanzrohrs, wenn dieses als gedeckte Orgelpfeife betrachtet wird. Die ermittelten Absorptionsgrade in diesem Frequenzbereich sind daher vorwiegend auf Resonanzeffekte des Messrohrs zurückzuführen.

Die gelochten Platten weisen mit Abdeckung im Inneren stets ein verbessertes Absorptionsverhalten auf als ohne. Bei der Verwendung von Akustikvlies (Materialparameter nicht näher bekannt), führt ein niedrigeres Perforationsverhältnis zu höheren Absorptionsgraden. Da der Schallfluss durch die Lochplatte konstant bleibt, ist bei niedrigerem Perforationsverhältnis eine höhere Geschwindigkeit innerhalb der Bohrlöcher zu erwarten. Dies ist ein Hinweis darauf, dass die akustische Durchlässigkeit des Materials hoch ist, da nur hohe Schallschnellen in einem gut messbaren Ausmaß bedämpft werden. Die Abdeckung mit Molino zeigt hinsichtlich der Perforationsverhältnisse ein ähnliches Verhalten wie das Akustikvlies. Wesentlich höher sind hingegen die Absorptionsgrade, welche auf höhere Strömungsresistenz des Materials hindeuten. Dies wirkt sich in einer stärkeren Absorption gegenüber der Variante ohne Abdeckung bzw. mit Vlies aus.

4.4.3 Lochplatte mit Absorbermaterial

Bei allen folgenden Messungen (mit Absorptionsmaterial) wurden entsprechend Abschnitt 4.1 die rückseitig mit Stoff beklebten Lochplatten eingesetzt. Dies ähnelt der realen Einbausituation des Kantenabsorbers, da das Absorbermaterial immer in genannten Stoffsäcken vermessen wird.

Nach Abschnitt 2.3 weisen poröse Absorber positioniert mit Luftspalt der Größe $\frac{n \cdot \lambda}{4}$ ($n \in \{1, 3, 5, \dots\}$) vor reflektierender Oberfläche aufgrund des vorliegenden Schnellemaximums v_{max} für die entsprechenden Frequenzen f eine höhere Wirksamkeit auf. Entsprechend der untersuchten Luftspaltgrößen sind in Tabelle 4.5 relevante Frequenzen berechnet.

Luftspaltgröße	f für $v_{max,n=1}$	f für $v_{max,n=3}$
325 mm	264 Hz	792 Hz
265 mm	324 Hz	971 Hz
205 mm	418 Hz	1255 Hz
145 mm	592 Hz	1774 Hz

Tabelle 4.5: Frequenzen der Schnellemaxima entsprechend der sich ergebenden Luftspaltgrößen.

Einfluss des Perforationsverhältnisses σ bei Befüllung mit Absorptionsmaterial

Zum Vergleich der Perforationsverhältnisse bei Befüllung mit Absorptionsmaterial wurden Schichtungen mit Teil- und Vollbefüllung verglichen. Abb. 4.14 zeigt dazu schematisch die Messaufbauten für die Absorptionsgradverläufe aus den Abb. 4.15 bis 4.17.

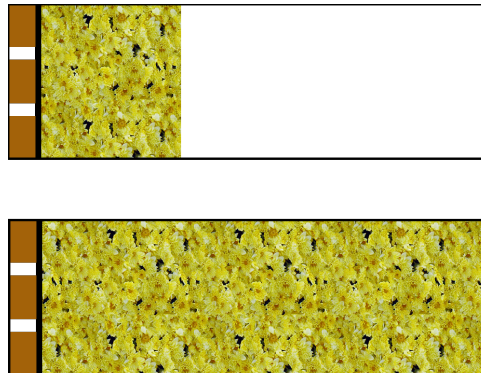


Abbildung 4.14: Schematischer Schichtaufbau zur Messung bei 120 mm Befüllung (oben) und Vollbefüllung (unten).

Für diese Konfigurationen mit Befüllung von Material AB (Abb. 4.15) führt eine Erhöhung von σ zu einem Anstieg des Absorptionsgrads, wobei dies bei Material AB auch unter 140 Hz einen signifikanten Einfluss hat. Wie bei AB ersichtlich und auch bei beiden folgenden Materialien erkennbar, kommt es bei einer Erhöhung von $\sigma = 10\%$ auf $\sigma = 15\%$ zum höchsten Absorptionsergebnis, auch unter 500 Hz. Die Lochplatten mit $\sigma \geq 15\%$ unterscheiden sich mit AB von 50 Hz bis 150 Hz kaum, $\sigma = 20\%$ und $\sigma = 25\%$ verhalten sich sogar bis 500 Hz nahezu ident. Erst über 500 Hz weist die Lochplatte mit 25 % Lochungsverhältnis ein signifikant erhöhtes Absorptionsverhalten und den weitestgehend glattesten Verlauf auf. Dies bestätigt die Erwartungshaltung aus den theoretischen Vorkenntnissen.

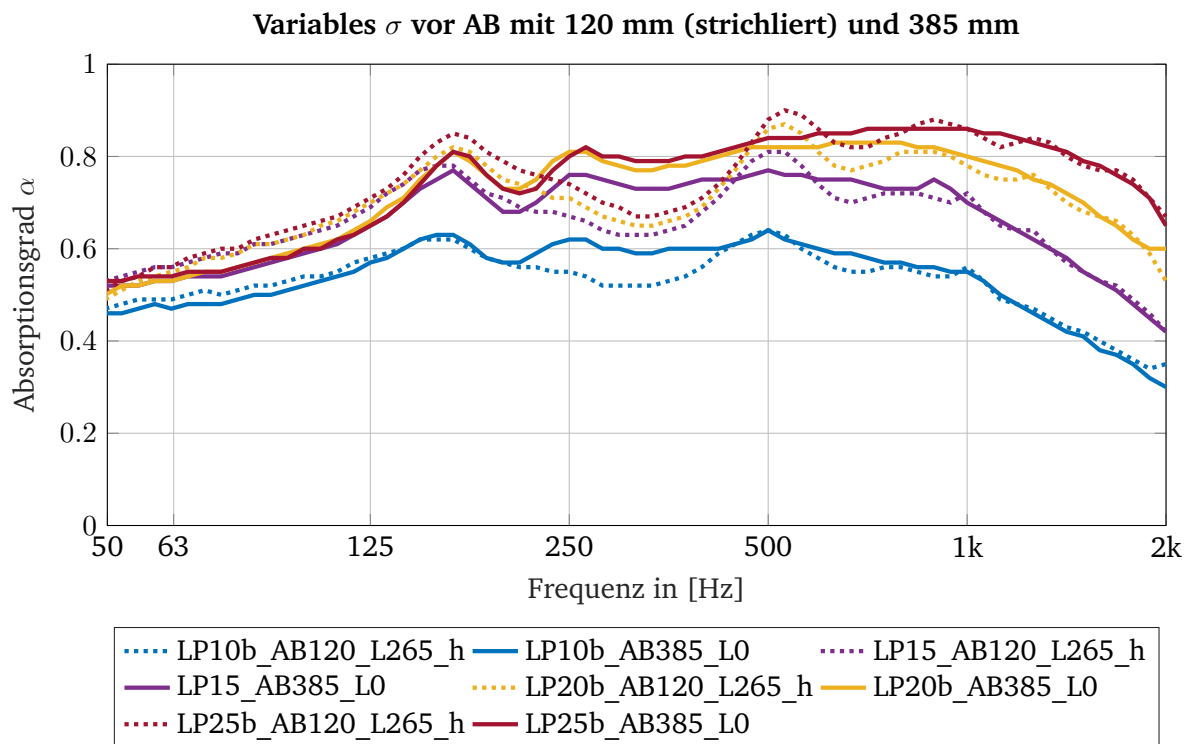


Abbildung 4.15: Absorptionsgradverläufe von AB bei 120 mm und 385 mm Schichtdicke bei variiertem Perforationsverhältnis.

Absorptionsgradverläufe der Aufbauten mit Material MP sind in Abb. 4.16 dargestellt. Auch für das kleinste Perforationsverhältnis zeigt Material MP bei Vollbefüllung nur geringfügige Auswirkungen von σ für den Bereich unter 180 Hz. Darüber zeichnet sich, analog zu AB, der signifikanteste Unterschied zwischen den Lochplatten mit $\sigma = 10\%$ und $\sigma \geq 15\%$ ab. Das erste Absorptionsmaximum bei 220 Hz ist für $\sigma = 10\%$ zudem wesentlich bedämpft, dennoch erkennbar ausgeprägt. Die Änderung von σ hat erst ab 500 Hz bei allen Abstufungen deutlichere Auswirkungen. Erwartungsgemäß führt die höhere Strömungsresistenz aufgrund schlechterer Anpassung bei tiefen Frequenzen zu niedrigeren Absorptionsgraden.

Die Messungen mit der Probe FDP, dargestellt in Abb. 4.17, weisen zwischen 50 Hz und 80 Hz ähnliche Verläufe für alle σ auf. Ab 350 Hz bis 370 Hz zeigt sich bis zu den ersten Absorptionsmaxima bei nur zwischen $\sigma = 10\%$ und $\sigma \geq 15\%$ wesentlich unterschiedliches Verhalten. Für den frequenzmäßig höherliegenden Bereich nehmen die Unterschiede erwartungsgemäß zu, wobei für $\sigma = 15\%$ der Absorptionsgradverlauf deutlich unter jenen der höheren Lochungsverhältnissen liegt. Das Maximum ist für dieses Material bei allen Lochplatten von ähnlicher Güte sowie Lage und wird somit dominierend von den Absorbermaterialeigenschaften bestimmt.

Bei dieser Variante der Befüllung wirken sich höhere Lochflächenverhältnisse positiv auf die Absorption bei höheren Frequenzen aus, welche bedingt durch die kurzen Wellenlängen bei niedrigen Lochflächenverhältnissen vermehrt reflektiert werden. Dahingegen besitzt ein $\sigma = 10\%$ den Vorteil eines relativ gleichmäßigen Absorptionsgradverlaufs über den gesamten Frequenzbereich. Eine Übereinstimmung mit erhöhter Absorption bei den Frequenzen der errechneten v_{max} nach Tab. 4.5 konnte nicht festgestellt werden. Bei allen drei Materialien bildet sich ein deutliches Maximum aus, welches mit höherem Ξ frequenzmäßig höher angesiedelt ist. Vor allem trifft dies auf die Messaufbauten ohne Luftspalt zu.

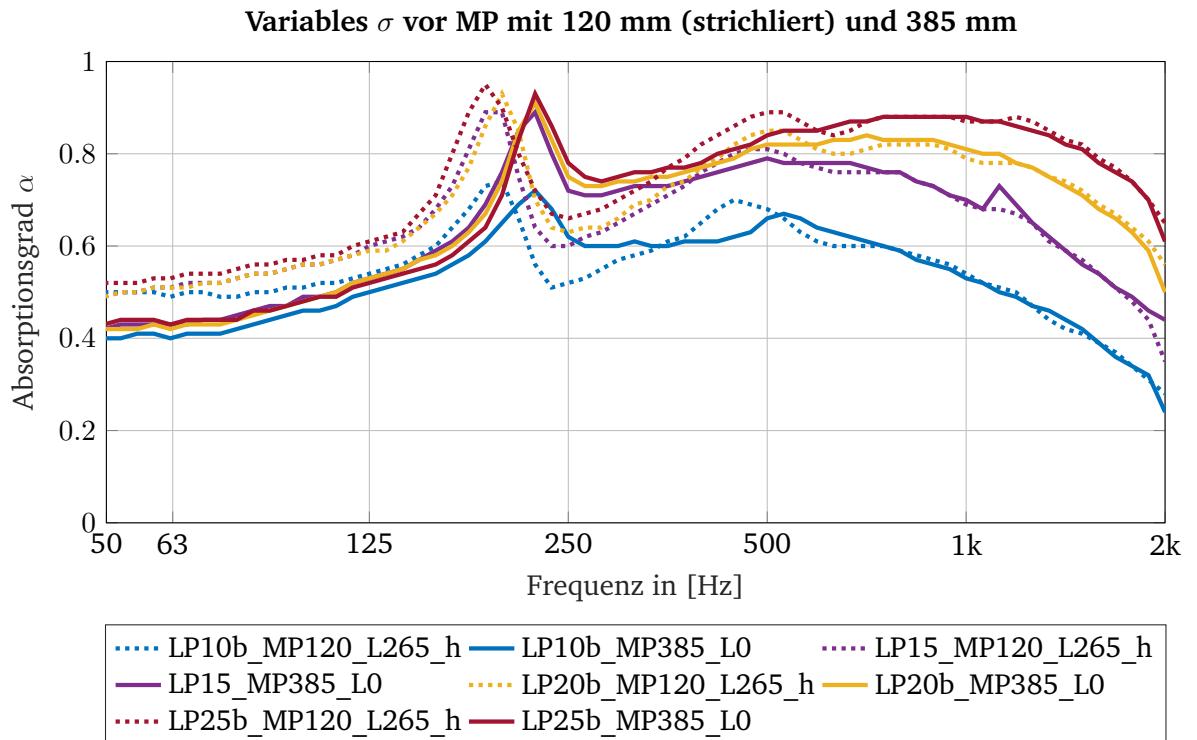


Abbildung 4.16: Absorptionsgradverläufe von MP bei 120 mm und 385 mm Schichtdicke bei variiertem Perforationsverhältnis.

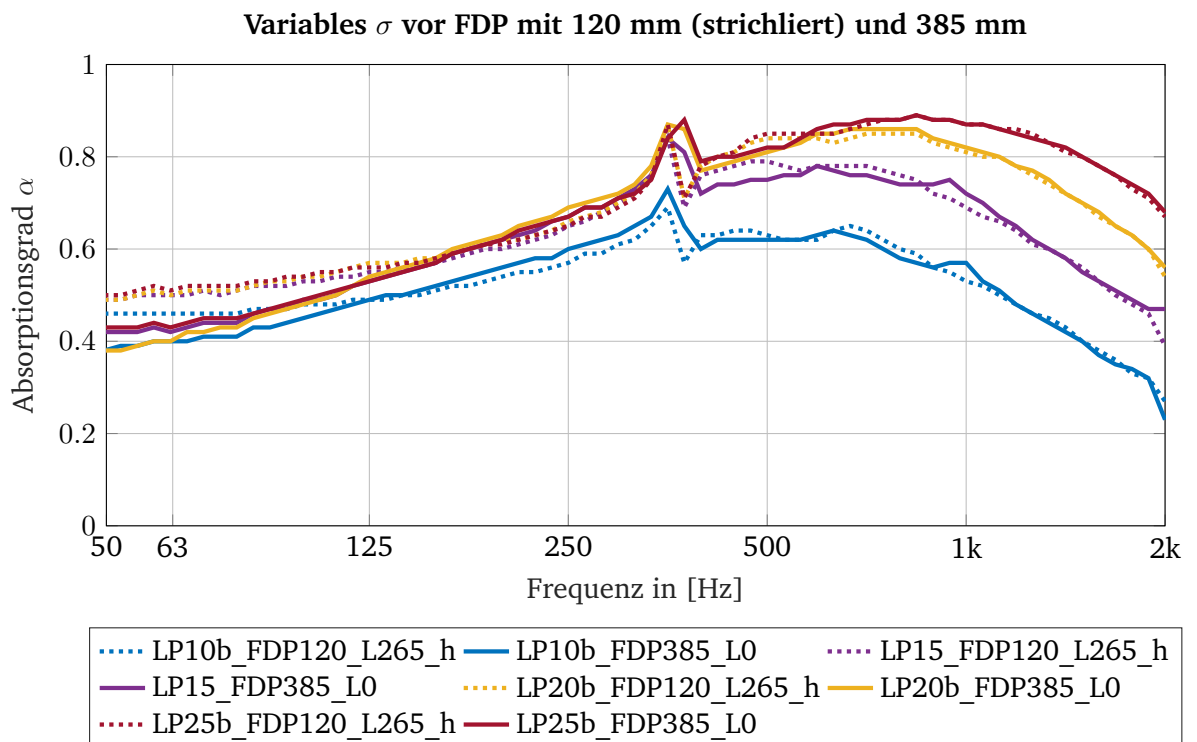


Abbildung 4.17: Absorptionsgradverläufe von FDP bei 120 mm und 385 mm Schichtdicke bei variiertem Perforationsverhältnis.

Den Ergebnissen zufolge sollte das Lochflächenverhältnis σ unter Vollbefüllung bei Priorität auf die Absorption tiefer Frequenzen zumindest 15 % betragen, insbesondere bei Materialien, deren längenspezifischer Strömungswiderstand im Bereich $\Xi = 5 \text{ kPa} \cdot \text{s/m}^2$ liegt. Dies erklärt sich dadurch, dass der Strömungswiderstand bedingt durch die Lochplatte ausreichend niedrig sein muss, um ein effizientes Eindringen in die Absorberlage zu ermöglichen.

Einfluss der Absorberschichtdicke bei Luftspalt hinter dem Absorber

Dieser Abschnitt enthält Vergleiche von unterschiedlichen Schichtdicken bei einem einzigen Typ Absorptionsmaterial für die Lochflächenverhältnisse $\sigma = 10 \%$ sowie 20 % und einem Luftspalt hinten. Die Abb. 4.18 zeigt dazu schematisch die Messaufbauten für die Absorptionsgradverläufe aus den Abb. 4.19 bis 4.24.

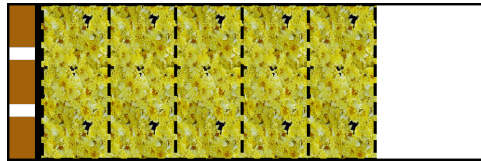


Abbildung 4.18: Schematischer Schichtaufbau zur Messung bei variabler Befüllung und Luftspalt hinten.

Die Ergebnisse dieser Konfigurationen für Material AB sind Abb. 4.19 und 4.20 zu entnehmen.

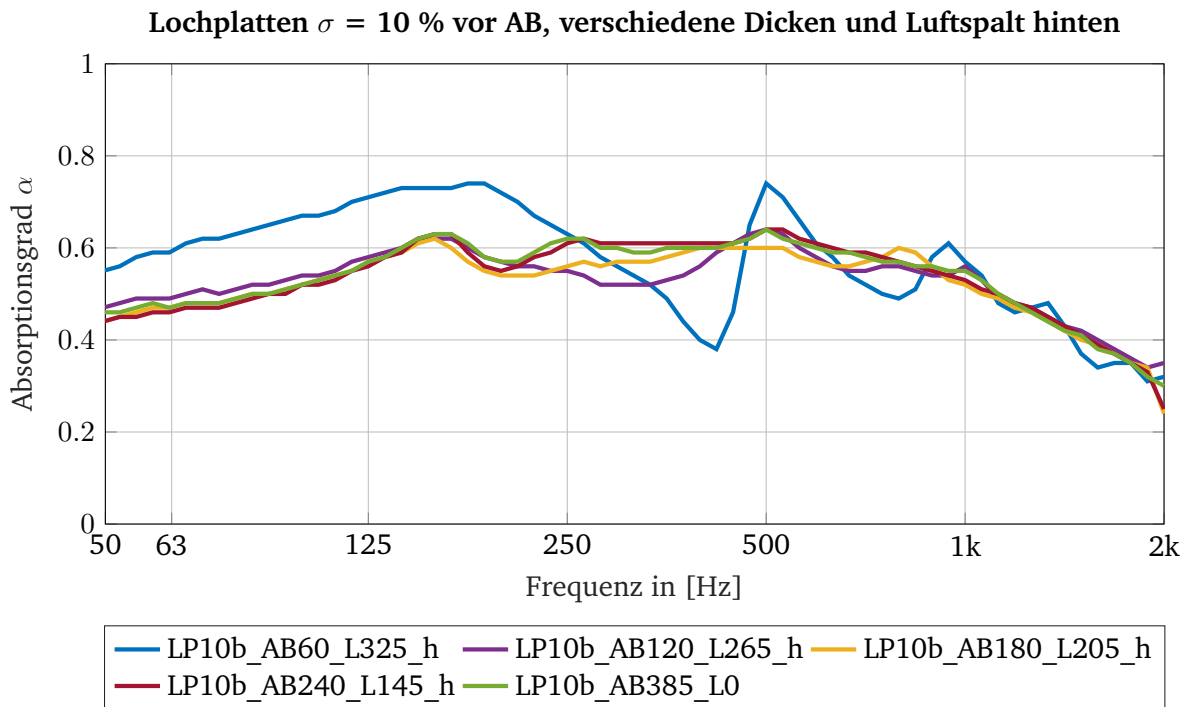


Abbildung 4.19: Absorptionsgradverläufe von AB vor Lochplatte mit $\sigma = 10 \%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

Generell führt die Verdopplung des Lochflächenverhältnisses, zumindest ab ca. 140 Hz, zu einer Erhöhung der Absorptionswirkung bei qualitativ betrachtet ähnlich bleibendem Verlauf der Schichtdickenvariationen. Das kleinere Perforationsverhältnis aus Abb. 4.19 ist die Option mit hoher Gleichmäßigkeit, mit Ausnahme der geringsten Schichtdicke: Bei einer Absorberlage von 60 mm ist das Resonanz- bzw. Interferenzmuster sehr ausgeprägt und ähnelt den Verläufen aus

Abschnitt 4.4.2. Ab einer Dicke von 120 mm ist das Verhalten für tiefe Frequenzen auch bei weiterer Erhöhung der Dicke gleichbleibend. Für die erste Min-Max-Folge und die Resonanzausprägung bei höheren Frequenzen wird primär eine Glättung des Absorptionsgradverlaufs durch höhere Dicken erreicht.

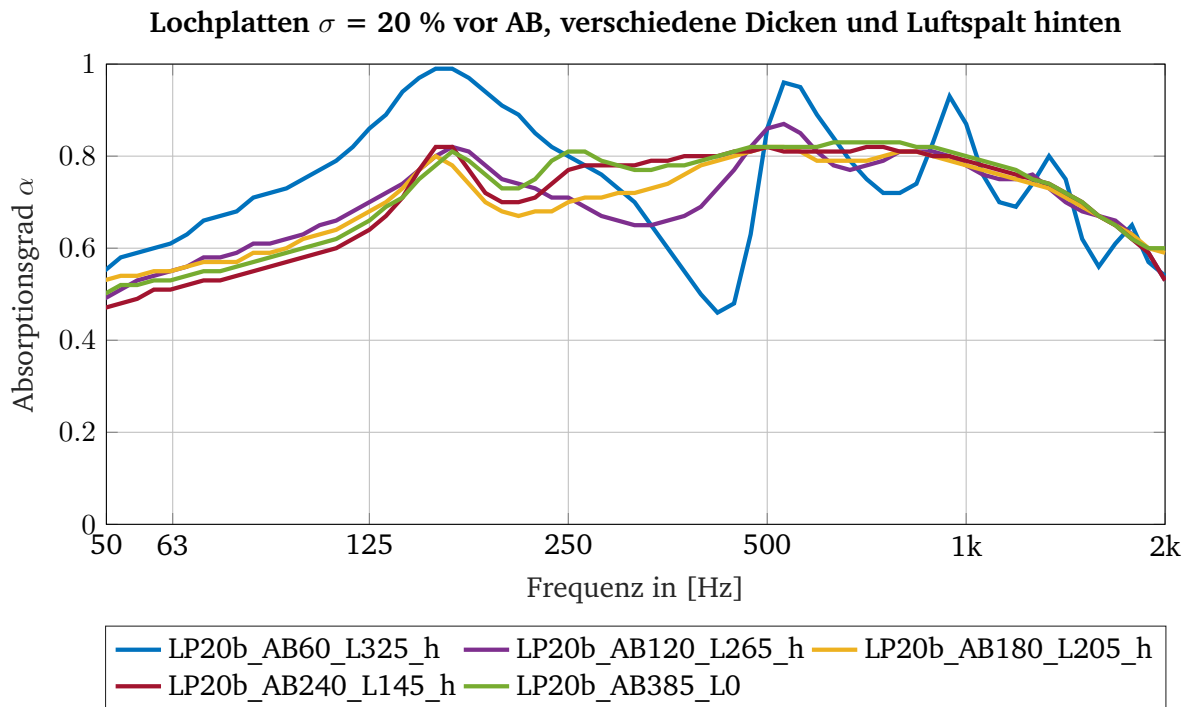


Abbildung 4.20: Absorptionsgradverläufe von AB vor Lochplatte mit $\sigma = 20\%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

Hinsichtlich der Konstruktionsweise des Kantenabsorbers ist vor allem die Abb. 4.20 von Bedeutung, da diese Messungen das letztendlich verwendete Absorptionsmaterial AB und das gewählte Perforationsverhältnis ($\sigma = 20\%$) enthalten. Zu erkennen ist, dass eine Absorberschicht von nur 60 mm (blau) zu hohen Welligkeiten führt. Allerdings weist dieser Aufbau zwischen 50 Hz und ca. 250 Hz die höchsten Absorptionswerte auf, mit Spitzenwerten von $\alpha \approx 1$ bei ca. 160 Hz. Auf dieses Maximum folgt jedoch ein stark ausgeprägtes Wellental zwischen 250 Hz und 500 Hz, welches durch Erhöhung der Schichtdicke abgeschwächt werden kann. Neben der Abschwächung ist ein flacherer Anstieg hin zu einem leichter ausgeprägtem, ersten Maximum bei ca. 160 Hz zu erwarten.

Zentrales Ergebnis der Absorberlagenerhöhung ist die wesentlich geringere Welligkeit im darauffolgenden Frequenzverlauf. Während bei 120 mm Schichtdicke noch deutlich Welligkeiten vorliegen, kennzeichnet sich die Vollbefüllung durch einen herausragend glatten Verlauf nahe $\alpha = 0,8$ mit einem kleinen, Welligkeitsbereich zwischen 160 Hz und 260 Hz. Die anschließende Absorptionsgradkurve ist wiederum glatt, mit einem sanften Roll-off ab 1 kHz. Zwischen 50 Hz und 150 Hz ist - mit Ausnahme der geringsten Schichtdicke - das Absorptionsverhalten aller Dicken relativ ähnlich und liegt bei Werten von $\alpha \approx 0,5$ bei 50 Hz. Für $\sigma = 20\%$ sind die Welligkeiten auch bei geringer Schichtdicke weniger intensiv, allerdings ist die Absorption über dem gesamten Messbereich etwas geringer.

Für das Material MP in Abb. 4.21 und Abb. 4.22 zeichnen sich niedrigere Absorptionsgrade ab.

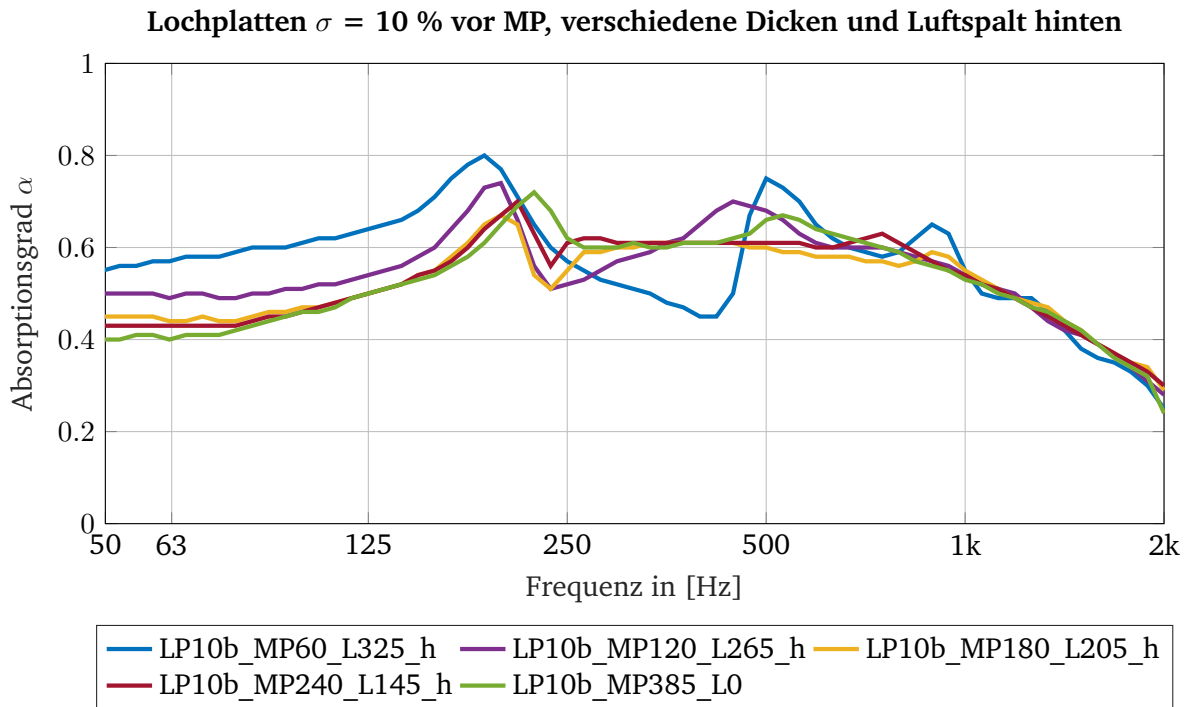


Abbildung 4.21: Absorptionsgradverläufe von MP vor Lochplatte mit $\sigma = 10\%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

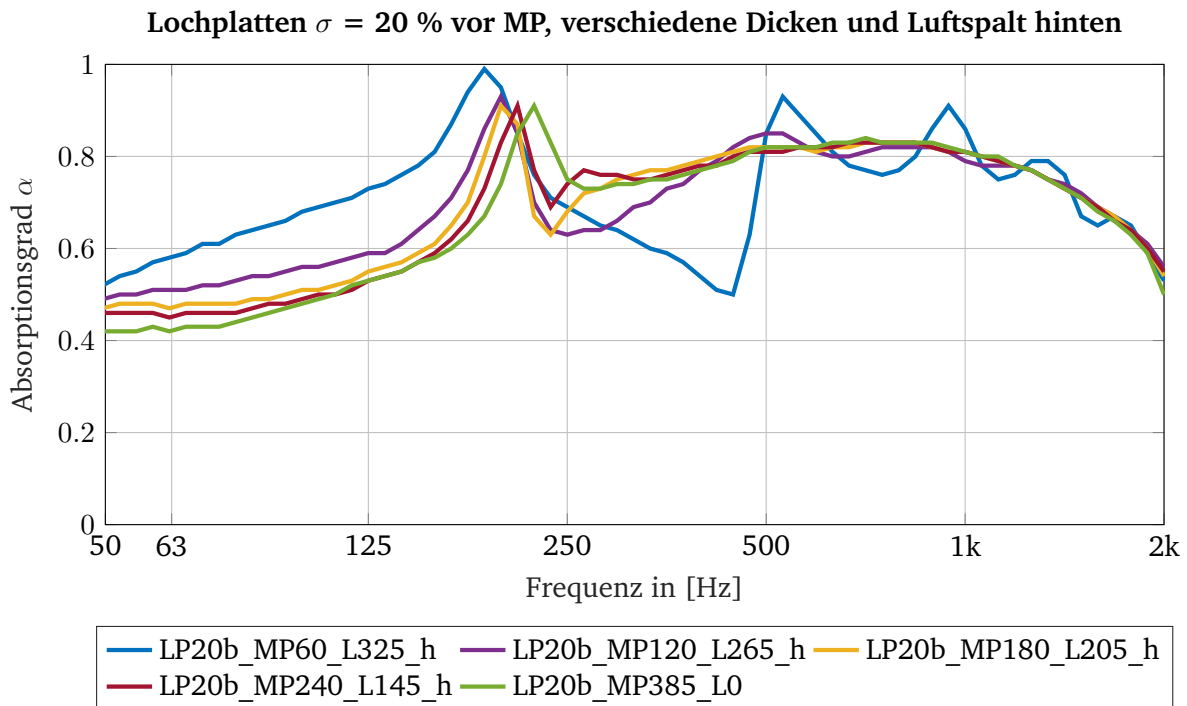


Abbildung 4.22: Absorptionsgradverläufe von MP vor Lochplatte mit $\sigma = 20\%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

Analog zu AB weist hier die geringere Schichtdicke Vorteile im tieferen und stärker Welligkeiten im höheren Frequenzbereich auf. Höhere Güte und Frequenz ergeben sich für das erste Absorptionsmaximum aller Dicken, dessen Frequenz sich mit zunehmenden Absorberlagen sehr leicht erhöht. Dieses Verhalten sowie die gut sichtbare Ausprägung einer Resonanzspitze tritt bei AB nicht auf.

Beim Absorbermaterial FDP, dargestellt in Abb. 4.23 und in Abb. 4.24, zeichnet sich ebenfalls die verbesserte Tiefenabsorption bei geringer Schichtdicke ab.

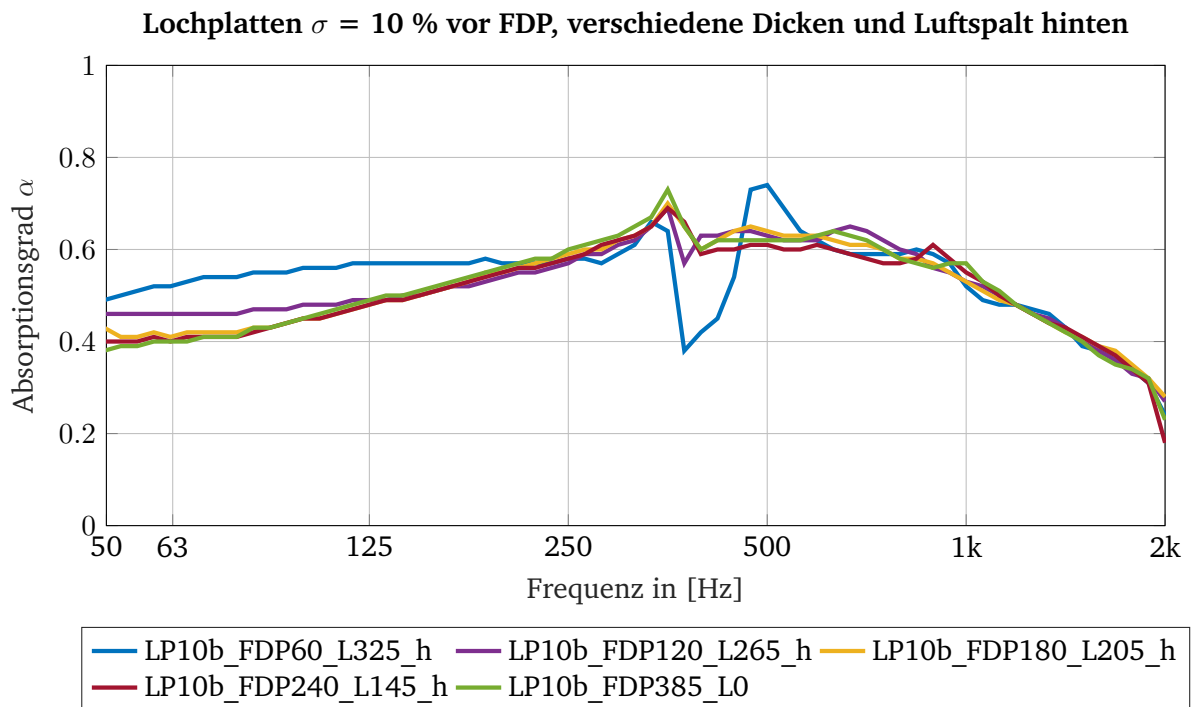


Abbildung 4.23: Absorptionsgradverläufe von FDP vor Lochplatte mit $\sigma = 10\%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

Der Anstieg des Absorptionsgrads von der unteren Messgrenze zu höheren Frequenzen hin ist flacher als bei AB und MP, liegt tendenziell aber für sehr tiefe Frequenzen unter $\alpha = 0,5$. Charakteristisch für dieses Material, auch bei unterschiedlichen Perforationsverhältnissen, ist ein sprunghafter Einbruch des Absorptionsgrads bei ca. 370 Hz und der geringsten Schichtdicke. Dieser Einbruch liegt ab 120 mm Dicke nicht mehr vor, es verschiebt sich jedoch die leichte Maximumausprägung an die Stelle des Einbruchs bei 60 mm. Die höhere längenspezifische Strömungsresistanz Ξ von FDP ist bereits bei niedrigen Dicken ausreichend, um Frequenzen über 600 Hz relativ gleichmäßig, jedoch betragsmäßig verringert, zu absorbieren. Erhöhte Absorptionswerte können jedoch verglichen mit AB oder MP nicht erreicht werden.

Bei höherem Perforationsverhältnis verbessert sich ähnlich den beiden anderen Materialien die Absorption, vor allem ab 160 Hz. Der charakteristische Einbruch bei ca. 370 Hz bleibt und ist in frequenzmäßig leicht geweiteter Form zu messen. Zusätzlich zu den im Höherfrequenten vorhandenen Resonanzspitzen deutet der Einbruch auf die vermuteten Interferenzeffekte des Messrohrs selbst hin.

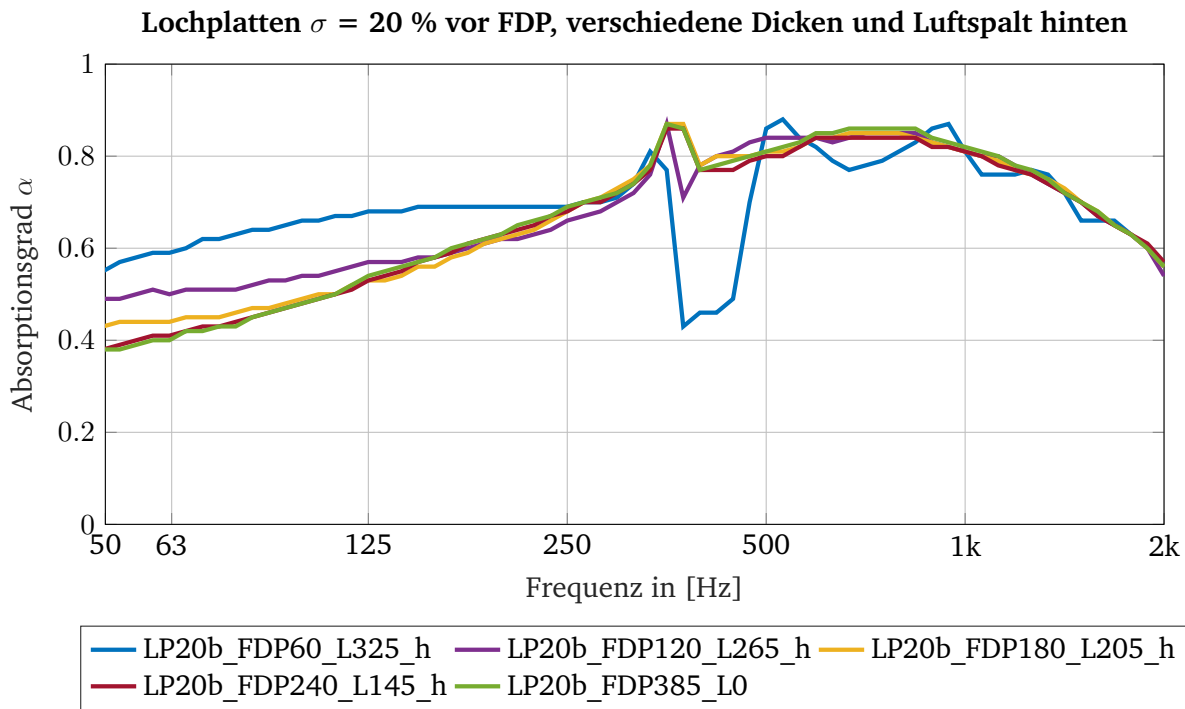


Abbildung 4.24: Absorptionsgradverläufe von FDP vor Lochplatte mit $\sigma = 20\%$, bei variabler Schichtdicke und mit Luftspalt hinten.

Bei allen Ergebnissen von Abb. 4.19 bis Abb. 4.24 weist eine Befüllung von nur 60 mm die beste Absorptionwirkung unter ca. 200 Hz auf. Hinsichtlich einer Abstimmung des Kantenabsorbers auf tiefe Frequenzen zeigt die Impedanzrohrmessung hier mögliche Vorteile der Einhaltung eines Luftspalts. Dieser nachempfundene Wandabstand sowie die geringe Absorbermenge führen jedoch zu stark ausgeprägten Welligkeiten im höheren Frequenzbereich, deren Abfolge jenen aus den Messungen ohne Absorbermaterial (Abb. 4.10 - 4.13) ähneln. Für die Ergebnisse von FDP ist diese Welligkeit ab 500 Hz bei Abb. 4.23 kaum und für Abb. 4.24 nur im Ansatz erkennbar.

Die möglicherweise durch die Lochplatten verursachten Resonanzspitzen von AB und MP zeigen hier bei FDP keine Ausprägung. Nicht vollständig bestätigt werden kann der Zusammenhang entsprechend Abb. 2.3. Bei Hinterfüllung sollen demnach die Güte und der Betrag des Maximums sinken, die Resonanzfrequenz ansteigen. Hier zeichnet sich bei Befüllung, insbesondere mit AB, ein leichtes Absinken der Resonanzfrequenz ab. Dies wiederum deckt sich mit der Senkung von f_0 bei Hinterfüllung des Luftvolumens mit porösem Material entsprechend Gleichung 2.18.

Wiederum deutet nichts auf $\frac{\lambda}{4}$ -bedingte Absorptionsspitzenwerte hin, da die Maxima nicht in der errechneten Nähe aus Tab. 4.5 liegen und sich frequenzmäßig kaum Veränderung hinsichtlich der Luftspaltgrößenänderung zeigt. Einzig für die Messung mit MP kann, insbesondere bei $\sigma = 20\%$, ein Anstieg des ersten Maximums mit sinkendem Luftspalt festgestellt werden.

4.4.4 Lochplatte mit Absorbermaterial zweier unterschiedlicher Strömungsresistenzen Ξ

Wie in 4.4.3 nachvollziehbar gemacht, bestimmt vor allem die Strömungsresistenz den frequenzabhängigen Arbeitsbereich der untersuchten Absorberproben. Daher wurde in diesem Abschnitt gemessen, wie sich die Kombination zweier unterschiedlicher Ξ auf das Absorptionsverhalten

des Schichtaufbaus auswirkt und welchen Einfluss die Position des Luftspalts nimmt. Um die Anzahl der Messungen übersichtlich zu halten und die hinsichtlich dieses Projekts nützlichsten Ergebnisse zu erlangen, wurde basierend auf den Vorkenntnissen der Messungen mit nur einem Material die nachfolgende Messserie auf die Kombination von AB und MP beschränkt. Weiters folgt eine detailliertere Betrachtung hinsichtlich der Position des Luftspalts in Abschnitt 4.4.5.

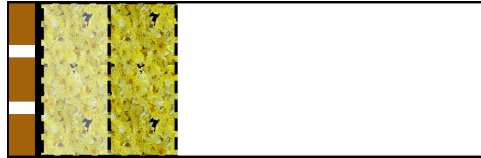


Abbildung 4.25: Schematischer Schichtaufbau zur Messung von Kombinationen aus Absorbermaterial mit unterschiedlicher Strömungsresistenz Ξ . Durch die unterschiedlichen Farbintensitäten der texturierten Bereiche wird hier die Verwendung von zwei unterschiedlichen Absorbermaterialien symbolisiert. Hinter dem Absorbermaterialschichtung wurde ein Luftspalt eingehalten.

Den Abbildungen 4.26 und 4.27 ist zu entnehmen, welche Auswirkungen die Reihenfolge der unterschiedlichen Strömungsresistenzen bei hinten angeordnetem Luftspalt und unterschiedlichen Perforationsverhältnissen hat. Hinsichtlich der Variation der Perforationsverhältnisse gibt es keine Besonderheiten, die nicht in Abschnitt 4.4.3 gemessen bzw. diskutiert wurden.

Beim Aufbau mit jeweils 60 mm Absorbermaterial (Abb. 4.26) sind die Verläufe beider Abfolgen bis 130 Hz relativ ähnlich. Ausgeprägt und ersichtlich ist die unterschiedliche Lage des ersten Absorptionsmaximums der unterschiedlichen Strömungsresistenzen. Für AB liegt das erste Maximum bei 177 Hz, für MP erwartungsgemäß zwischen 220 Hz und 240 Hz, da der Frequenzbereich für gute Anpassung mit steigendem Strömungswiderstand ebenfalls ansteigt. Dies bestätigt wiederum die theoriekenntnisgestützte Vorannahme, dass niedrigere Werte für Ξ den Eintritt tieferer Frequenzen ermöglichen.

Der Betrag der Maxima ist bei AB höher, was auf eine bessere Absorptionswirkung dieser Materialstruktur hindeutet. Ab 630 Hz stellt sich ein leicht höherer Absorptionsgrad für die Vorderpositionierung von Material MP ein. Ebenfalls ist die Ausprägung eines Absorptionsgradminimums nach dem ersten Maximum nur bei der Konstellation mit MP vorne deutlicher - es ergibt sich ein kleiner Absorptionsgradabfall zwischen 280 Hz und 440 Hz.

Zugehörig zu dieser Konfiguration ist in Abb. 4.27 das Verhalten bei Verdopplung der Absorberschichtdicken zu erkennen. Bei einer Absorberschicht von 120 mm ergibt sich in der Materialabfolge AB-MP von 50 Hz bis 180 Hz ein sichtbar höherer Absorptionsgradverlauf als im umgekehrten Einbau. Die Güte des ersten Absorptionsmaximums beider Materialabfolgen wird durch die höhere Bedämpfung geringer als für die Schichtungen mit jeweils 60 mm. Eine aus den vorherigeren Messungen bekannte Senke anschließend an das erste Maximum bleibt hier nahezu vollständig aus.

Über den gesamten Frequenzgang sind die beim 60-mm-Aufbau auftretenden Welligkeiten weniger stark ausgeprägt und es ergibt sich ein relativ linearer Absorptionsgradverlauf von 300 Hz bis 1 kHz. Es ist, wie angenommen, ein Rückgang der Welligkeit bei Verkleinerung des Luftspalts messbar.

Variables σ , 60 mm AB und 60 mm MP (strichliert) und umgekehrt, Luftspalt hinten

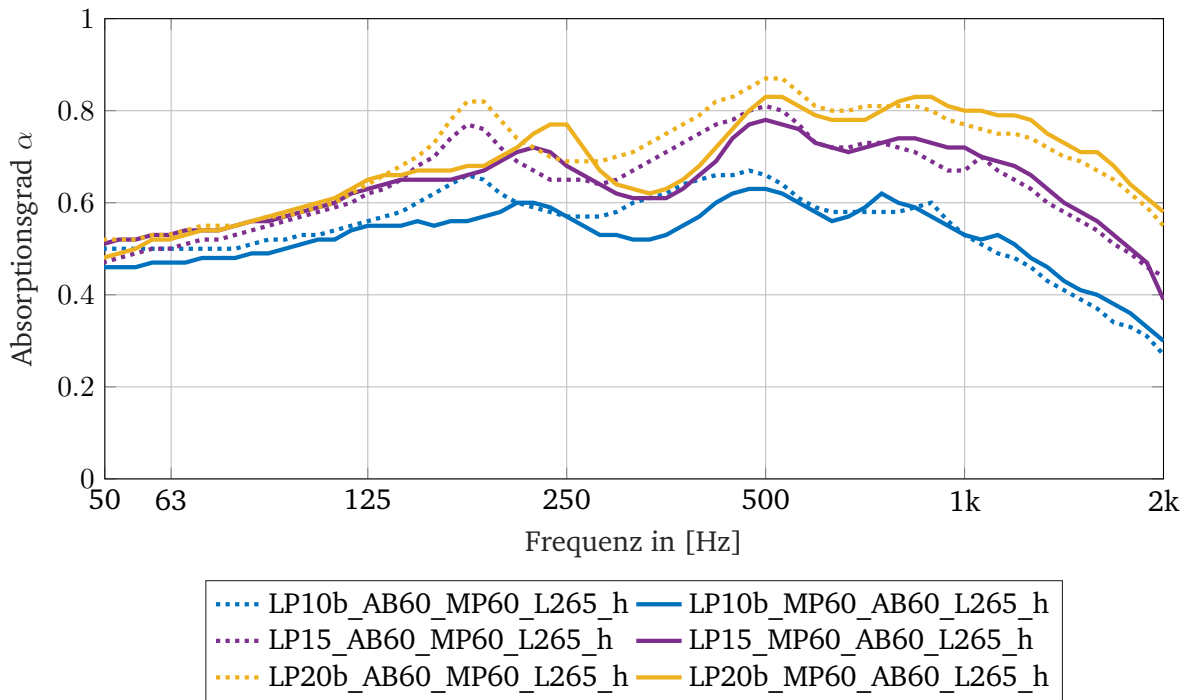


Abbildung 4.26: Absorptionsgradverläufe des Kombinationsaufbaus 60 mm AB und 60 mm MP (strichliert) und umgekehrt bei hinten liegendem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Variables σ , 120 mm AB und 120 mm MP (strichliert) und umgekehrt, Luftspalt hinten

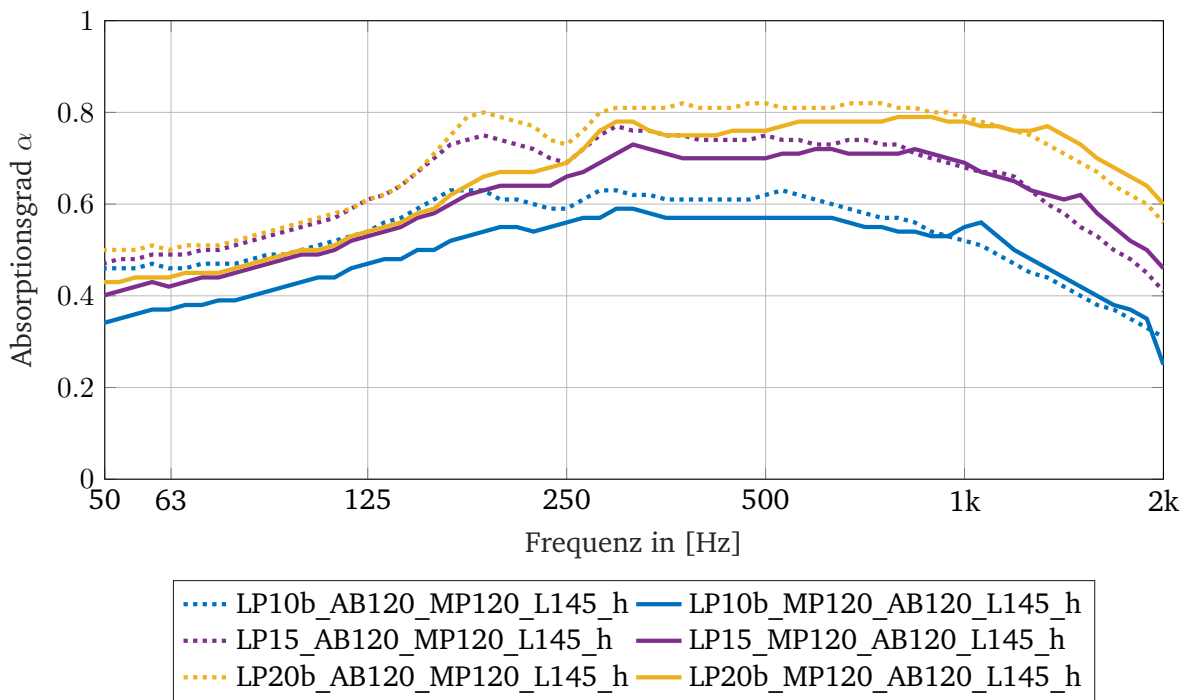


Abbildung 4.27: Absorptionsgradverläufe des Kombinationsaufbaus 120 mm AB und 120 mm MP (strichliert) und umgekehrt bei hinten liegendem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Für die nachfolgenden Messungen in Abb. 4.29 und Abb. 4.30 wurden obige Anordnungen unter Änderung der Position des Absorbermaterials wiederholt gemessen. Bei diesen Aufbauten wird direkt nach der Lochplatte der Luftspalt eingehalten (Luftspalt vorne).



Abbildung 4.28: Schematischer Schichtaufbau zur Messung von Kombinationen aus Absorbermaterial mit unterschiedlicher Strömungsresistenz Ξ unter Einhaltung eines Luftspalts unmittelbar nach der Lochplatte.

Es ist bei niedriger Materialstärke (Abb. 4.29) eine starke Ähnlichkeit zum Verhalten der Lochplatte mit Baumwollstoffabdeckung und ohne Absorbermaterial gemäß Abb. 4.13 zu erkennen. Die Absorptionsgrade liegen zwischen 50 Hz und 80 Hz unterhalb des selben Aufbaus mit Luftspalt hinten, ab 80 Hz erhöht sich die Absorption im Vergleich jedoch beachtlich. Die Luftspaltposition nimmt hier also unmittelbar Einfluss auf die Tiefenabsorptionswirkung.

Beim Perforationsverhältnis von 10 % ist der Absorptionsgrad zwischen 50 Hz und 80 Hz am höchsten und der Absorptionsanstieg zu höheren Frequenzen hin weist eine, den höheren σ gegenübergestellt, geringere Steilheit auf. Für $\sigma = 15\%$ bis 25% werden bei 180 Hz bis 220 Hz Werte von $\alpha \approx 1$ erreicht, der wiederum charakteristisch für den Lochplattenaufbau ohne Absorbermaterial ist. Dieser Maximalbereich klingt mit leichten Welligkeiten bis 550 Hz ab, es folgen drei schärfere Resonanzspitzen mit weiterhin guten Absorptionswerten, jedoch auf Kosten der Gleichmäßigkeit. Ob sich das Material mit höherem oder niedrigerem Strömungswiderstand vorne befindet, hat hier nur marginale Auswirkungen. Es ist allerdings eine leichte Tendenz hin zu höheren Absorptionsgraden bei Erstdurchfluss von MP (durchzogen) ablesbar.

Bei Verdopplung der Schichtdicke entsprechend Abb. 4.30 verbessert sich die Absorptionswirkung zwischen 50 Hz und 80 Hz bei den höheren Perforationsverhältnissen. Insbesondere für das Material AB mit niedriger Strömungsresistenz direkt nach dem Luftspalt (strichliert) ergeben sich hohe Absorptionsgrade. Dieses Ergebnis erlaubt den erwartungsgemäßen Umkehrschluss, dass die obigen Schichtdicken zu gering sind um tiefere Frequenzen entsprechend gut zu absorbieren. Wie im Aufbau gleicher Absorberdicken mit Luftspalt hinten bildet sich hier ein kleineres erstes Maximum bei ca. 135 Hz bzw. ca. 200 Hz aus als beim Aufbau mit MP vorne (durchzogen).

Weiters ergibt sich bei zweiterer Messkonfiguration nach dem ersten Maximum ein kurzer, wenig signifikanter Einbruch. Die Erhöhung der Absorberdicke führt nun im Bereich von 260 Hz bis 480 Hz ebenfalls bis zu $\alpha \approx 1$. Zusätzlich werden durch die erhöhte Absorbermaterialmenge die Welligkeiten zwischen 500 Hz bis 2 kHz bedämpft. Weiterhin liegt ein sinkender Absorptionsgrad zu höheren Frequenzen hin vor. Im Vergleich zu geringeren Materialmengen ist nur noch eine einzige Resonanzspitze im höheren Frequenzbereich bei ca. 1,2 kHz messbar.

Variables σ , 60 mm AB und 60 mm MP (strichliert) und umgekehrt, Luftspalt vorne

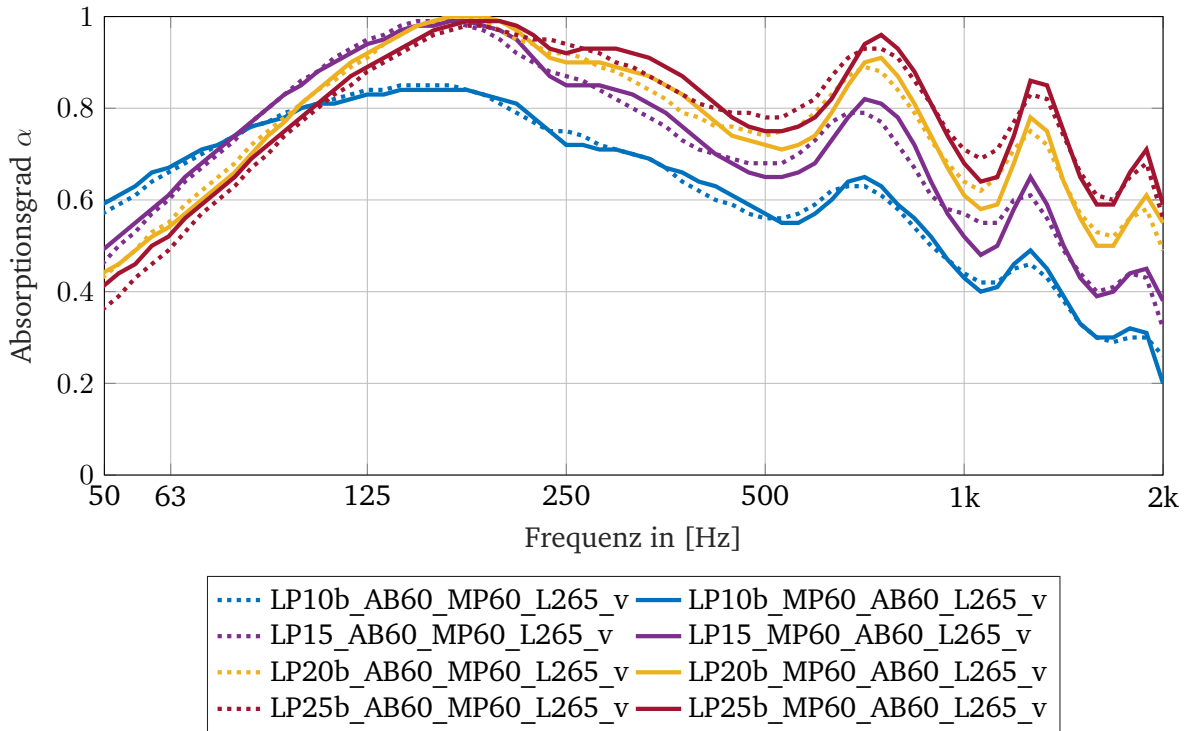


Abbildung 4.29: Absorptionsgradverläufe des Kombinationsaufbaus 60 mm AB und 60 mm MP (strichliert) und umgekehrt bei vorne liegendem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Variables σ , 120 mm AB und 120 mm MP (strichliert) und umgekehrt, Luftspalt vorne

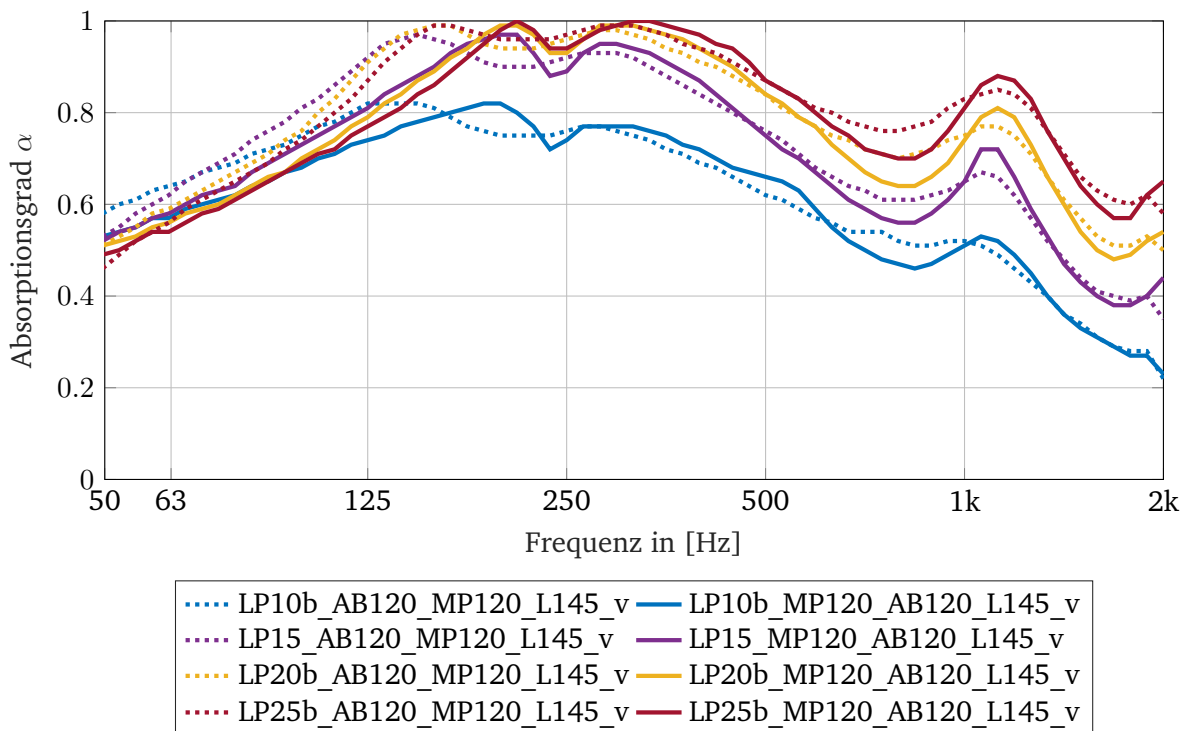


Abbildung 4.30: Absorptionsgradverläufe des Kombinationsaufbaus 120 mm AB und 120 mm MP (strichliert) und umgekehrt bei vorne liegendem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

In Ergänzung untersucht wurden die Schichtaufbauten bei Vollbefüllung des vorgesehenen Rohrbereichs, also ohne Luftspalt. Der Aufbau ist schematisch in Abb. 4.31 zu sehen. Die zugehörigen Messergebnisse sind in Abb. 4.32 dargestellt.

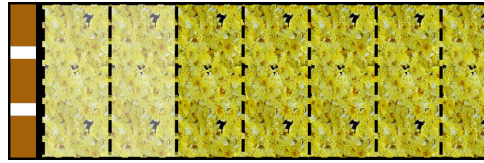


Abbildung 4.31: Schematischer Schichtaufbau zur Messung von Kombinationen aus Absorbermaterial mit unterschiedlicher Strömungsresistenz Ξ und ohne Luftspalt.

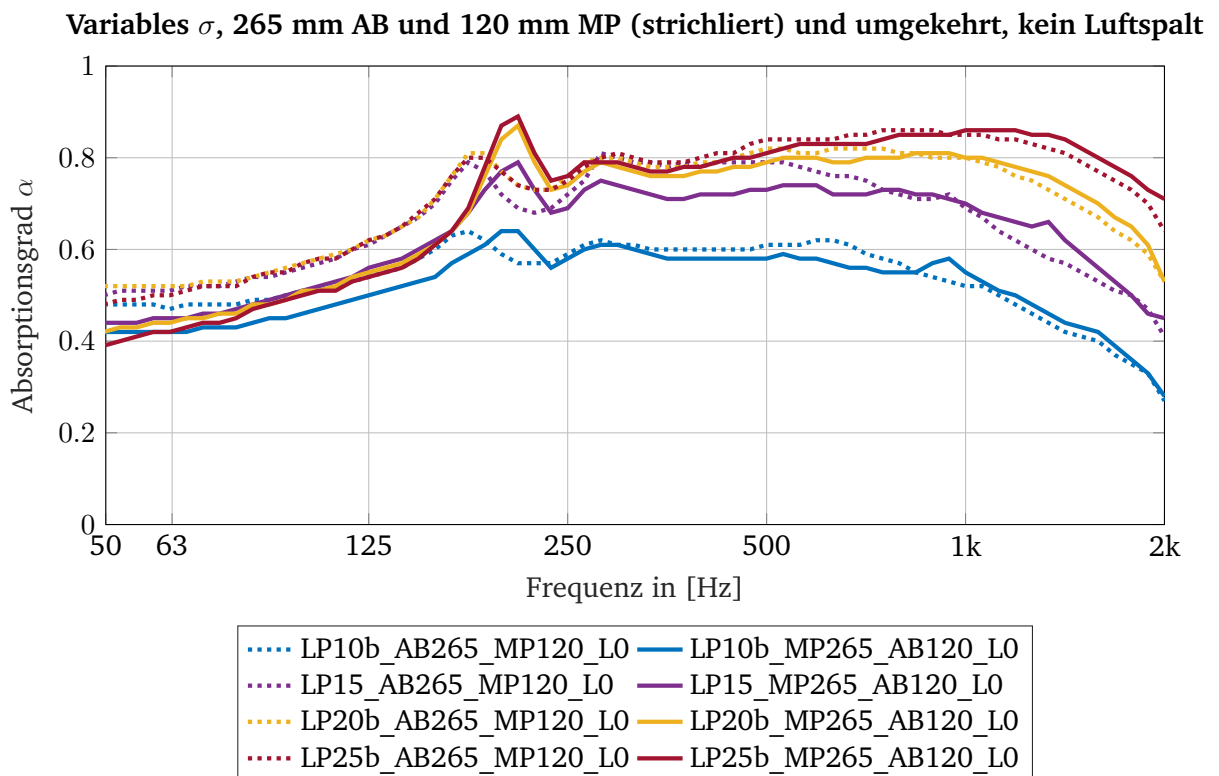


Abbildung 4.32: Absorptionsgradverläufe des Kombinationsaufbaus 265 mm AB und 120 mm MP (strichliert) und 265 mm MP und 120 mm AB, ohne Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Entsprechend Theoriekenntnissen und den vorherigen Messergebnissen kommt es zu insgesamt gleichmäßigeren Absorptionsgradverläufen. Insbesondere der Bereich zwischen 250 Hz bis 1 kHz zeichnet sich durch nahezu linear verlaufende Absorptionsgradkurven aus. In diesem Frequenzbereich nimmt auch die Aufbaureihenfolge kaum einen Einfluss auf den Absorptionsgradverlauf. Im Tieffrequenten wirkt sich der fehlende Luftraum jedoch negativ auf die Absorption aus. Zudem ist der Einfluss der Aufbaureihenfolge leicht ausgeprägt erkennbar. Der Absorptionsanstieg zum ersten Maximum hin ist flach und für die Anordnung AB vor MP liegt dieses bei ca. 177 Hz. Im umgekehrten Aufbau mit schärferer Ausprägung tritt das erste Maximum wie in den vorherigen Messungen bei etwa 220 Hz auf.

Verglichen mit den Messungen der Absorberaufbauten nur eines Materialtyps fällt auf, dass sich die materialbedingten, ersten Absorptionsmaxima im Bereich zwischen 125 Hz bis 250 Hz so ausbilden, dass sich diese frequenzmäßig mit jenen der Einzellagenmessungen wie folgt decken: Das jeweilig vorn platziert Material bestimmt die Lage des ersten Absorptionsmaximums. Folg-

lich liegen die ersten Spitzen für AB tiefer als für MP. Es erfolgt durch die Kombination dennoch eine geringfügige Änderung gegenüber den Einzelmessungen. Vorwiegend erkennbar ist, dass bei der Variante mit MP vorne (Abb. 4.16). Hier wird das erste Maximum frequenzmäßig leicht nach unten verschoben und ist weniger scharf ausgeprägt. Qualitativ ähnelt diese Änderung der Dämpfung einer Resonanzspitze. Aus diesen Schlüssen auszuklammern ist die Messung mit nur jeweils 60 mm Materialdicke und Luftspalt vorne. Hier scheint der Absorptionseffekt durch die mit Baumwollstoff bespannte Lochplatte hauptbestimmt zu werden.

4.4.5 Einfluss der Position des Luftspalts

In den bisher gezeigten Ergebnissen der Impedanzrohrmessung wurden die Varianten der Luftspaltpositionierung nicht im Detail untereinander verglichen. Dieser Abschnitt konzentriert sich daher auf Vergleichsanordnungen unter Variation der Luftspaltposition. Wie in Abschnitt 3 gezeigt, zeichnen sich Kantenabsorber durch ihre funktionale Integration in Räumlichkeiten aus, beispielsweise als verdeckter Leitungsschacht. Diese Anwendungsmöglichkeit kann Konfigurationen erfordern, in denen Absorbermaterial ausgespart werden muss. Andererseits können so entstehende Luftspalte zwischen Absorbermaterial auch als Sparmaßnahme oder zum Erreichen spezifischer Absorptionsgradverläufe genutzt werden. Wie sich dies auf das Absorptionsverhalten auswirken kann, wurde durch Vergleich der Messungen mit unterschiedlichen Luftspaltgrößen und -positionen untersucht.

Luftspalt vorne

In der Praxis wird häufig der Luftspalt hinter dem Absorbermaterial eingehalten, vorwiegend kann dies - begründet mit der Nutzung eines Schnellmaximums als Kriterium zur effektiven, porösen Absorption - bevorzugt werden. Gemessen wurde zum Vergleich auch die umgekehrte Einbauweise mit Luftspalt vorne, schematisch dargestellt in Abb. 4.33.

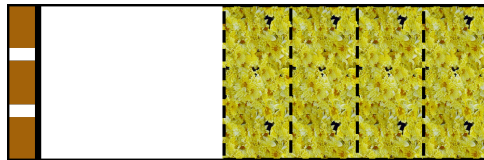


Abbildung 4.33: Schematischer Schichtaufbau zur Messung bei variabler Befüllung und Luftspalt vorne.

Die Abb. 4.34 zeigt die Messergebnisse zweier unterschiedlicher Schichtdicken und Perforationsverhältnisse bei einem Luftspalt zwischen Lochplatte und Absorbermaterial.

Für $\sigma = 10\%$ kommt es im tieffrequenten Bereich zu einem höheren Absorptionsgrad zwischen 50 Hz und 80 Hz und einem flacher ausgeprägtem Maximum, welches vor allem bei einer Schichtdicke von 120 mm mit wesentlich weniger Welligkeiten abklingt, als jene der höheren Perforationsverhältnisse. Für die anderen σ werden vor allem bei ca. 160 Hz bis 200 Hz sehr hohe Absorptionsgrade mit $\alpha \approx 1$ erreicht, ein anschließend starker Abfall ist vor allem bei 60 mm Dicke vorhanden.

Bei dieser Luftspaltposition sind zwischen 50 Hz und 80 Hz bei kleineren $\sigma = 10\%$ die höchsten Absorptionsgrade zu erreichen. Wie bereits bei den Ergebnissen aus Abb. 4.29 erwähnt, scheint die Lochplatte die Absorptionscharakteristik wesentlich vorzugeben. Generell ist die hohe Absorptionswirkung $\alpha \approx 1$ ähnlich jener des Aufbaus nur mit Lochplatte, Baumwollstoff und ohne Absorbermaterial (Abb. 4.13). Besonders deutlich ist dieser Einfluss für $\sigma \geq 15\%$ ablesbar.

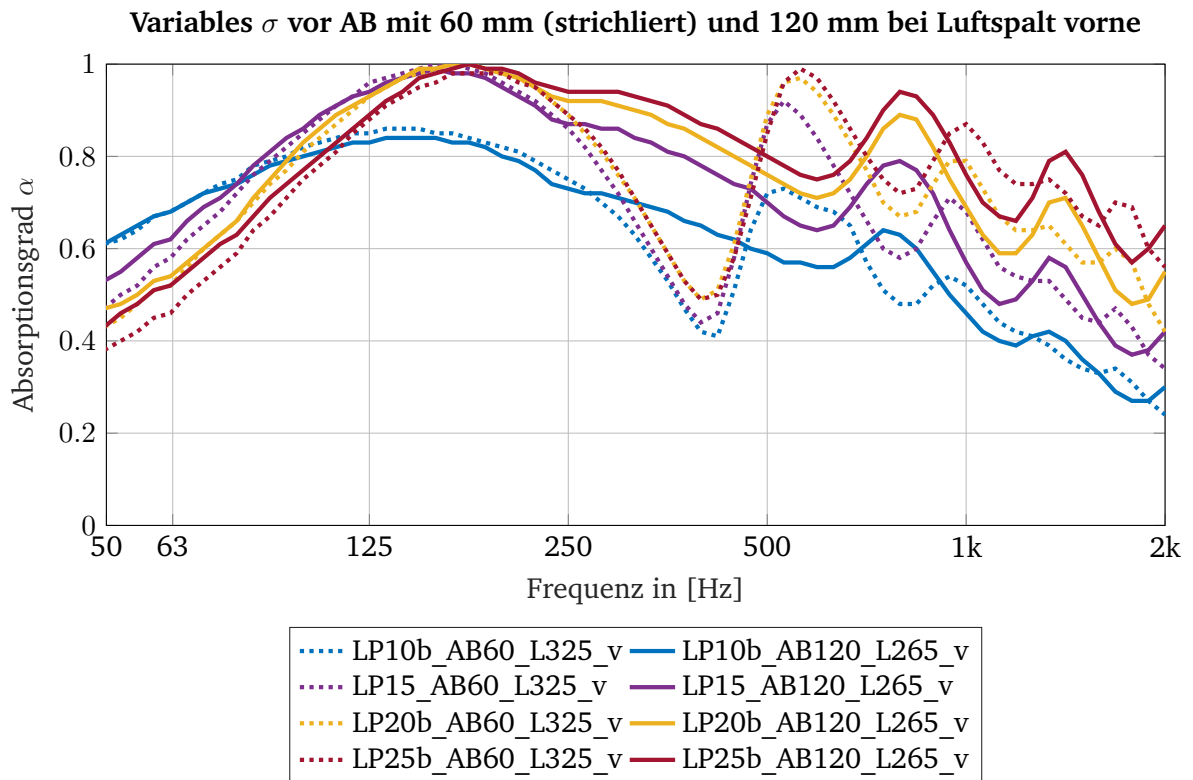


Abbildung 4.34: Absorptionsgradverläufe von 60 mm und 120 mm AB bei vorne liegendem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Generell führt ein höheres Perforationsverhältnisse bei *quasi verkehrtem* Absorbereinbau zu starken Welligkeiten und abfallender Wirksamkeit in Richtung des unteren Frequenzbereichs. Die Erhöhung der Schichtdicke verringert vor allem den starken Einbruch bei ca. 400 Hz und verschiebt die Spitzen der anschließenden Welligkeiten im Bereich von 500 Hz bis 1 kHz um rund 230 Hz nach oben. Im Bereich 1 kHz bis 2 kHz liegen diese rund 420 Hz höher. Allgemein ist feststellbar, dass sich diese Positionierung des Luftspalts bei senkrechten Schalleinfall, wie im Falle der Impedanzrohrmessung, oft negativ auf die Absorption unter 100 Hz auswirkt. Dies ist allerdings nicht für ein niedriges Perforationsverhältnis zu bestätigen. In keiner der vorangegangenen Messungen konnte für 50 Hz ein $\alpha \geq 0,6$ erreicht werden, welches nachfolgend sogar weiter anwächst und bis rund 480 Hz bei $\alpha \geq 0,6$ verbleibt. Ein Luftspalt vorne wirkt sich somit hinsichtlich der Tiefenabsorption und kleine Lochungsverhältnisse positiv auf einen höheren Absorptionsgradverlauf aus.

Luftspalt mittig

Ebenso verglichen wurden Anordnungen, bei denen der Luftspalt mittig, also zwischen zwei Absorberebenen, liegt. Abb. 4.35 zeigt schematisch diese Konfiguration. Zudem ist hier als Beispiel die Verwendung von zwei unterschiedlichen Absorbmaterialien mittels unterschiedlicher Farbintensitäten angedeutet.



Abbildung 4.35: Schematischer Schichtaufbau zur Messung bei variabler Befüllung und Luftspalt mittig.

Abb. 4.36 stellt die zugehörigen Messergebnisse unterschiedlicher Schichtdicken und Perforationsverhältnisse bei einem Luftspalt zwischen zwei Absorberschichten dar. Dazu wurden jeweils 60 mm sowie 120 mm hinter der Lochplatte sowie an der hinteren Begrenzung des Impedanzrohrs platziert. Es ergibt sich somit zwischen den Absorbieren ein Luftspalt von 265 mm bzw. 145 mm.

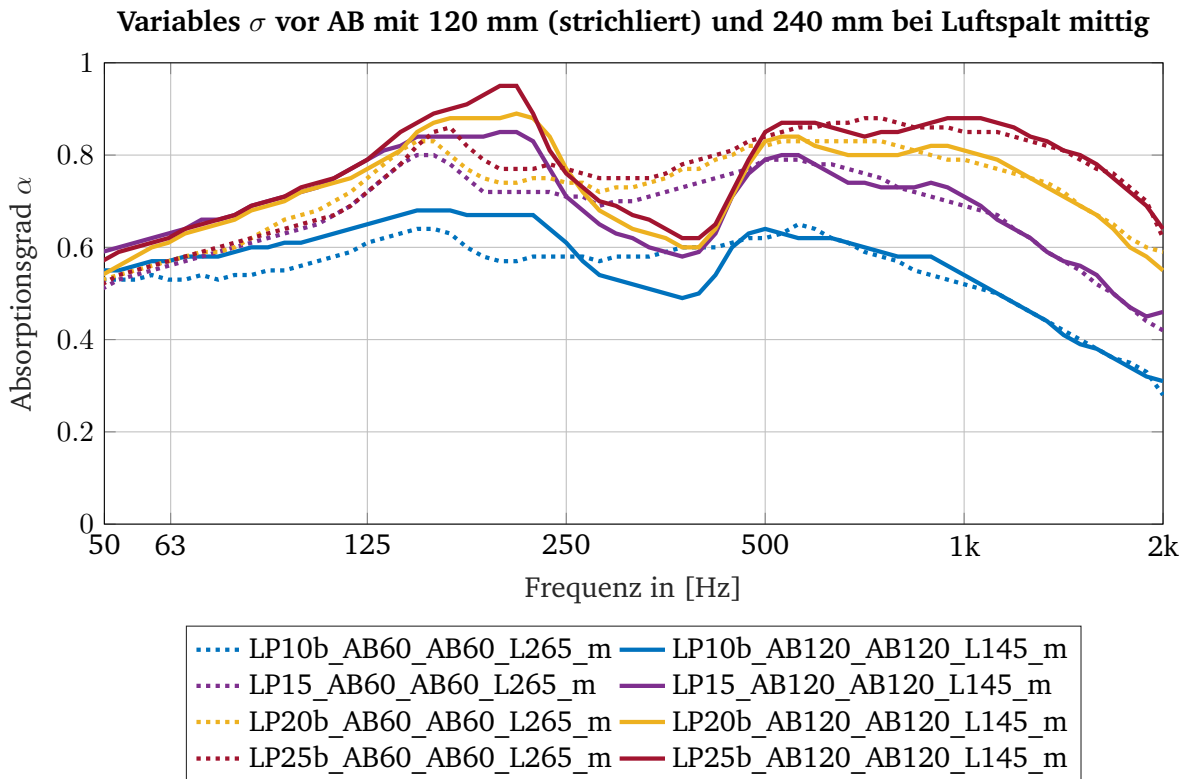


Abbildung 4.36: Absorptionsgradverläufe von 120 mm und 240 mm AB bei mittigem Luftspalt und unterschiedlichen Lochungsverhältnissen.

Zwischen ca. 150 Hz bis 200 Hz bildet sich bei allen Lochplattenvariationen ein erstes Maximum aus. Besonders ausgeprägt ist dieses beim Aufbau mit der höheren Schichtdicke. Hier ist zudem nach dem ersten Maximum ein deutlicher Einbruch zwischen 225 Hz und 500 Hz zu erkennen. Ein relativ linearer Verlauf hinsichtlich des Frequenzbereichs von 50 Hz bis etwa 650 Hz wird bei LP10a und niedrigerer Schichtdicke erreicht. Ein sichtbarer Anstieg der Absorption ist hinsichtlich des Perforationsverhältnisses nur von 10 % auf 15 % erkennbar. Darüber hinaus sind die Änderungen im Tieffrequenten gering, für Frequenzen über 600 Hz wird bei höherem σ erwartungsgemäß mehr absorbiert. Mit zunehmender Absorberschichtdicke verschiebt sich das Absorptionsmaximum leicht nach oben und ist stärker ausgeprägt. Es kommt jedoch nur bei der höheren Schichtdicke zu einem Absorptionsminimum zwischen 250 Hz bis 500 Hz, welches sich besonders für höhere Lochflächenverhältnisse ausbildet. Dies kann auf entstehende Interferenzeffekte durch den mittigen Luftspalt hindeuten, da es hier zu einem Impedanzsprung kommt.

Insgesamt ist erkennbar, dass der Absorptionsgrad mit höherem σ ansteigt. Beim mittigen Luftspalt haben niedrigere Lochungsverhältnisse zu keiner verbesserten Tiefenabsorption geführt, das Verhalten ähnelt hiermit also nicht den Aufbauten mit Luftspalt vorne bzw. jenem Verhalten, das auch bei einer Mehrzahl der Messungen mit Luftspalt hinten ersichtlich war. Zudem gibt dieser Messaufbau Hinweise darauf, dass höhere Schichtdicken zwar zu Absorptionsgrad-erhöhung im Bereich unter 250 Hz führen, es leidet jedoch die Gleichmäßigkeit der Absorption zwischen 250 Hz und 500 Hz, wo mit einem Absorptionsabfall gerechnet werden muss. Dieses Ansteigen der Unregelmäßigkeit mit Erhöhung der Schichtdicke deckt sich nicht mit den Er-

gebnissen der vorherigen Untersuchungen. Erwartungsgemäß sind die Auswirkungen zwischen 500 Hz und 2 kHz wiederum gering und die Absorptionwirkung steigt in diesem Bereich mit höherem σ .

4.4.6 Materialkombinationen bei gleichbleibender Dicke

Für die nachfolgenden Auswertungen, welche in Abb. 4.37 ersichtlich sind, wurde die Materialstärke mit 120 mm und das Perforationsverhältnis mit $\sigma = 20\%$ konstant gehalten, der Schichtaufbau hinsichtlich des Materials und die Luftspaltposition sind jedoch variiert worden. Aus Vergleichsgründen sind auch die Messungen der beiden Einzelmaterialien bei selbem σ bei 120 mm Schichtdicke dargestellt.

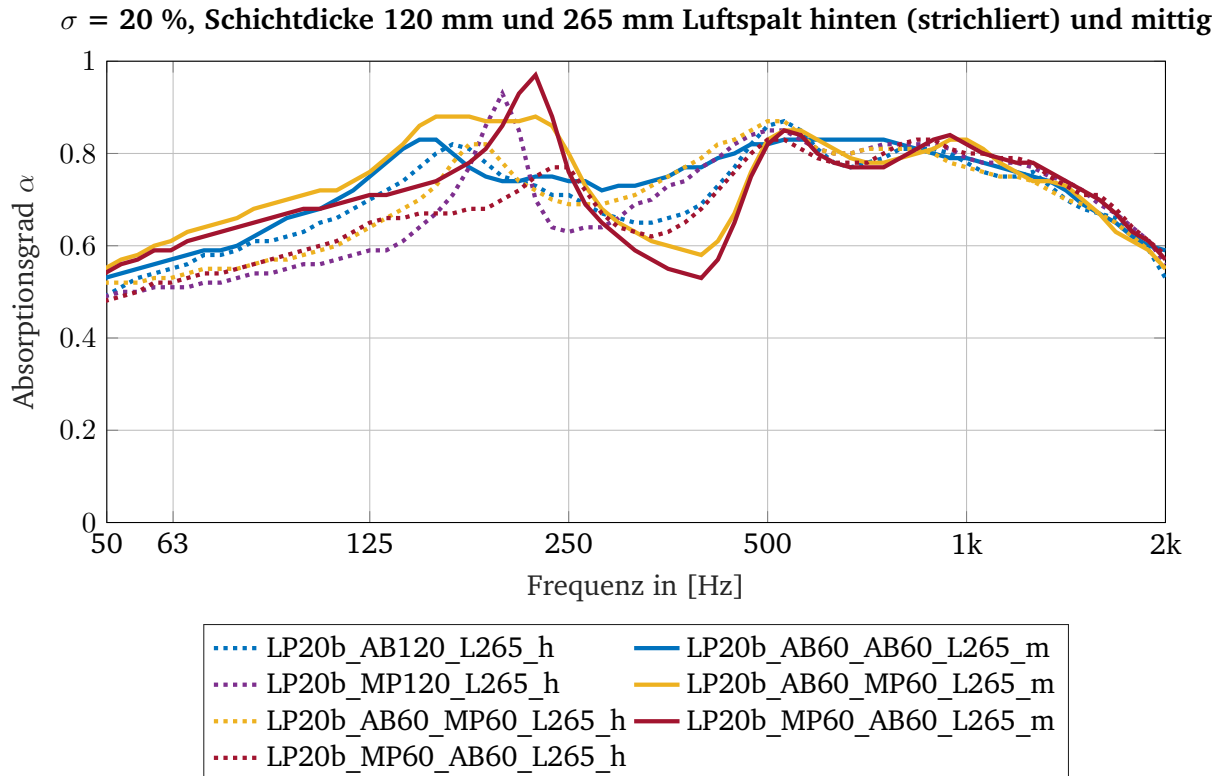


Abbildung 4.37: Absorptionsgradverläufe bei konstanter Materialstärke 120 mm, $\sigma = 20\%$ und variabler Luftspaltposition sowie Kombination von Materialien unterschiedlicher Strömungsresistenzen.

Zu erkennen ist, dass die Verwendung von nur einem Material mit geringer Strömungsresistenz bei mittigem Luftspalt (blau, durchgezogen) zu den niedrigsten Welligkeiten bei gleichzeitig guter Tiefenabsorption führt. Dies entspricht der Erwartung, da hier mit keinen Effekte durch zusätzliche Impedanzsprünge innerhalb des Ausbreitungswegs im Rohr zu erwarten sind.

Beachtenswerte Ergebnisse liefert die Verwendung zweier Materialien mit unterschiedlichen Strömungsresistenzen bei mittigem Luftspalt. Die Konfiguration AB-Luftspalt-MP (gelb, durchgezogen) weist bis 185 Hz den höchsten Absorptionsgrad aller verglichenen Messwerte mit 120 mm Absorbermaterial auf. Es kommt zur Ausbildung eines breiten, abgeflachten Maximums im Bereich von 150 Hz bis 220 Hz. Vergleicht man die ersten Maxima der Messaufbauten mit nur einem Material (blau, strichliert und violett, strichliert), scheinen sich diese Spitzen im Kombinationsaufbau konstruktiv miteinander zu überlagern, um das beschriebene Maximalplateau auszubilden. Dies gilt allerdings nicht für den umgekehrten Kombinationsaufbau mit MP vorne und Luftspalt mittig positioniert (rot, durchgezogen). Da hier das Material mit der höheren Strömungsresistenz direkt hinter der Lochplatte positioniert ist, weist es eine leicht geringere

Tiefenabsorptionswirkung auf. Ausgeprägt ist jedoch ein frequenzmäßig höher liegendes, scharf ausgeprägtes Maximum bei ca. 240 Hz. Der bereits aus Abb. 4.36 bekannte, darauffolgende Absorptionsgradeinbruch zwischen 250 Hz und 500 Hz ist nur bei den Materialkombinationen deutlich messbar. Er tritt hier auch bei einer Schichtdicke von 120 mm auf, im Gegensatz stehend zu Abb. 4.36, wo dies erst ein Charakteristikum der Aufbauten mit 240 mm Absorberschichtdicke ist. In der Kombinationsreihenfolge MP-AB ist dieser Absorptionseinbruch noch deutlicher ausgeprägt als bei AB-MP. Ab 500 Hz sind die Verläufe wiederum nahezu ident. Nur geringfügig unterscheiden sich auch die weiteren Messdaten dieses Bereichs.

Für den senkrechten Schalleinfall gilt somit, dass sich die Positionierung des Luftspalts in der Mitte positiv auf die Absorptionsintensität und deren Gleichmäßigkeit auswirken kann, falls ein einziges Material mit $\Xi \approx 5 \text{ kPa}\cdot\text{s} / \text{m}^2$ verwendet wird.

4.4.7 Extremwertbetrachtung aller Messungen

Für diesen Abschnitt wurden alle Einzelmessungen, welcher dieser Arbeit in elektronischer Form beigelegt sind, auf Extremwerte hinsichtlich Absorptionsgrad sowie Gleichmäßigkeit untersucht. Summiert man die Absorptionsgrade einzelner, interessierender Bänder auf, so kann die Auswertung von Minima und Maxima Aussage über die Konfiguration mit maximaler Absorptionseigenschaft im betrachteten Bereich liefern. Bildet man die Varianz der Absorptionsgrade über gewünschte Bänder, so können die zugehörigen Extremwerte Aussage über die Gleichmäßigkeit der Absorption im betrachteten Frequenzbereich liefern.

Vor der Aufgabenstellung, vor allem im tieffrequenten Bereich hohe Absorption erzielen zu wollen, wurden Abb. 4.38 die Extremwerte des Bereichs 50 Hz bis 125 Hz betrachtet.

Minima (strichliert) und Maxima von Absorption (blau) und Gleichmäßigkeit 50-125 Hz

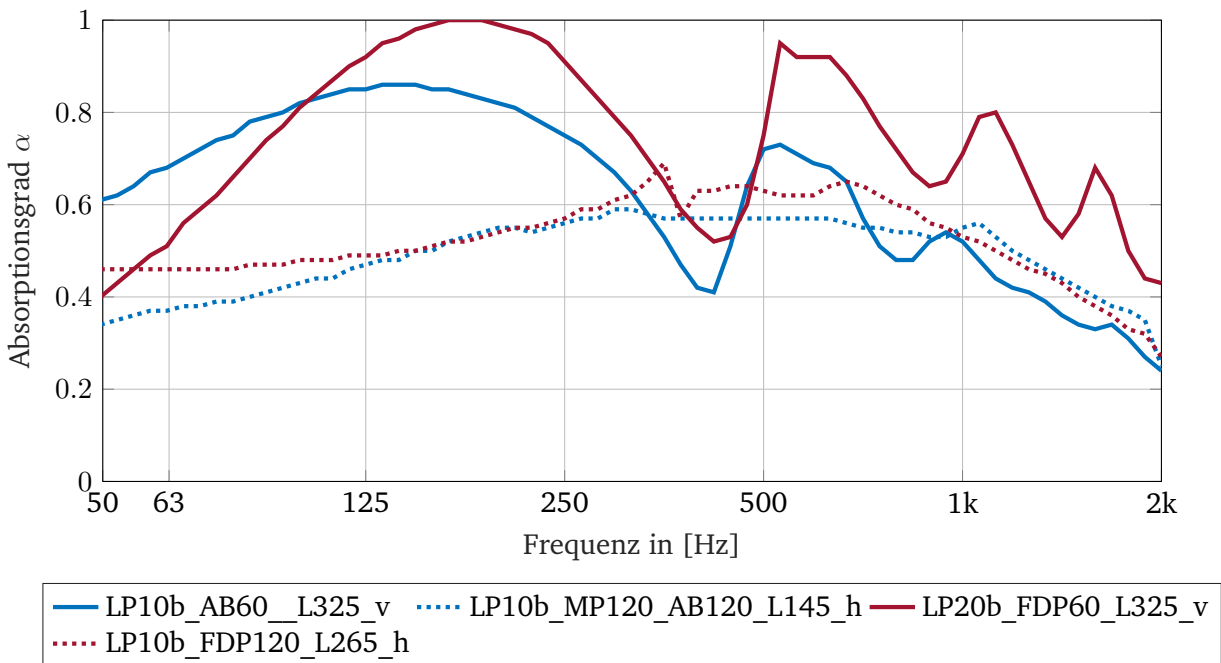


Abbildung 4.38: Extremwerte von Absorptionsgrad (Summenbildung) und Gleichmäßigkeit (Varianz) zwischen 50 Hz und 125 Hz. Da auch das Verhalten über 125 Hz von Interesse ist, wurde hier die Darstellung über den gesamten, gemessenen Frequenzbereich gewählt.

Hier liefert die Lochplatte mit $\sigma = 10 \%$, direkt dahinter platziert 60 mm AB nach 325 mm Luftspalt die höchste Absorption. In Betrachtung der Messergebnisse mit und ohne Absorbermaterial

zeichnet sich dies ebenfalls ab. Der frequenzmäßig eingeschränkten Betrachtung sei gegenübergestellt, dass ab 200 Hz ein starker Absorptionsgradabfall beginnt. Die Zusammenstellung mit selbiger Lochplatte in der Schichtanordnung 120 mm MP, 120 mm AB und anschließenden 145 mm Luftspalt (blau, punktiert) zeigt die niedrigsten Absorptionsgrade. Der höhere Strömungswiderstand bei MP wirkt sich bei dieser Schichtdicke nachteilig auf die Absorption tiefer Frequenzen aus. Durch die unmittelbare Platzierung an der Lochplatte wird der Absorptionseffekt der Lochung eingeschränkt.

Ähnlich geringe Absorption liefert selbige Lochplatte vor 120 mm FDP (rot, punktiert). Hierbei ist jedoch zu bemerken, dass diese Konfiguration eine nahezu geradlinigen Verlauf bis über 250 Hz aufweist und somit nach mathematischer Funktionstheorie die gleichmäßigste Schichtung darstellt. Die größte Welligkeit und gleichzeitig den steilsten Anstieg weist LP20b vor 60 mm FDP mit Luftspalt dahinter auf. Die selben Berechnungen über den gesamten Frequenzbereich aus Abb. 4.39 bestätigen einige Erwartungshaltungen aus den Vorüberlegungen.

Minima (strichliert) und Maxima von Absorption (blau) und Gleichmäßigkeit 50-2k Hz

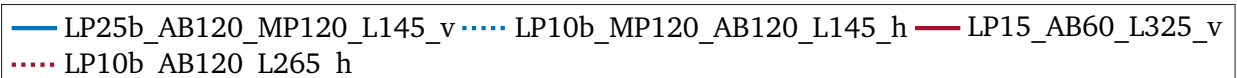
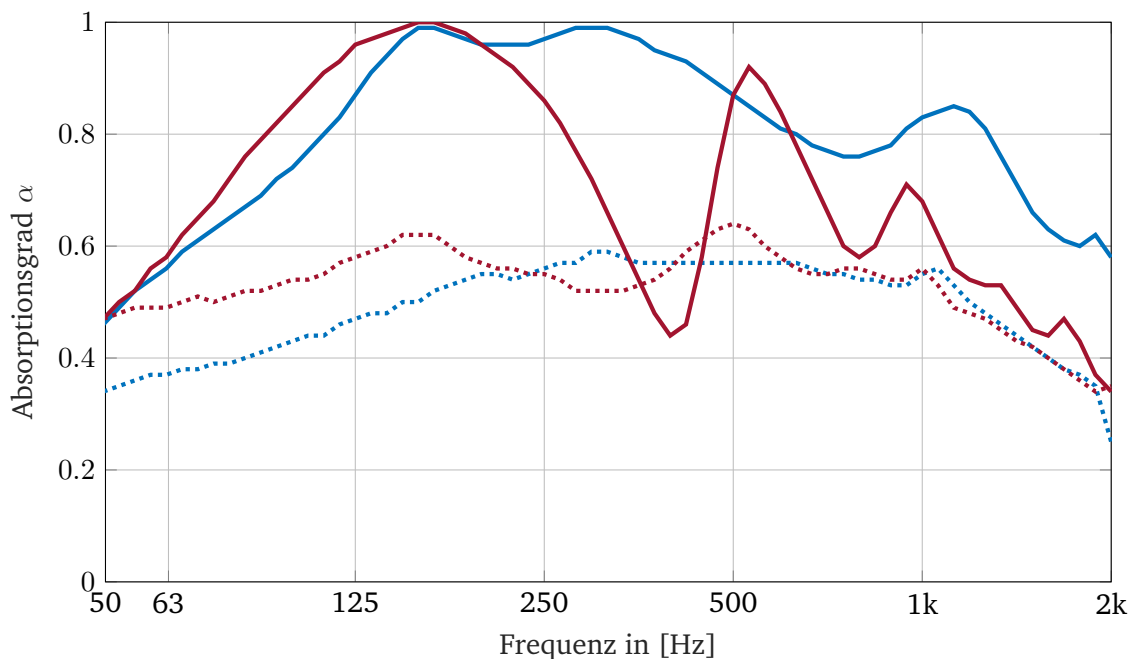


Abbildung 4.39: Extremwerte von Absorptionsgrad (Summenbildung) und Gleichmäßigkeit (Varianz) zwischen 50 Hz und 2000 Hz.

Maximale Absorption über weite Bereiche kann mit der Kombination zweier Strömungsresistenzen Ξ und maximalem Perforationsverhältnis σ erzielt werden, wobei für höhere Effektivität das Material mit niedrigerer Ξ vorne platziert werden soll. Herausragend ist hier die Zusammenstellung LP25b_AB120_MP120_L145_v (blau, durchgezogen). Wie in Abb. 4.34 gezeigt, führt der Luftspalt vorne zwar zu niedriger Effektivität im tieffrequenten Bereich, zwischen 140 Hz bis 450 Hz kann jedoch ein $\alpha \geq 0,9$ erzielt werden. Es bestätigt sich wiederum, dass niedrige Schichtdicken und große Luftspalte höhere Welligkeiten zur Folge haben. Interferenzeffekte scheinen somit zumindest schmalbandig in den betrachteten Anordnung hoch effektive Absorption zu ermöglichen, allerdings auf Kosten der wirksamen Gesamtbandbreite.

4.4.8 Vergleich zwischen Impedanzrohr- und Hallraummessung

Wie eingangs erwähnt ist die Messung im Impedanzrohr nur für den senkrechten Schalleinfall gültig. Für tiefe Frequenzen sind bei sehr weit ausgedehnten Absorberflächen jedoch ähnliche Ergebnisse zu erwarten. Da die Kantenabsorber der Messaufbauten vergleichsweise klein in ihrer Ausdehnung sind und die spezielle Einbauposition aufgrund von Kanteninterferenzmuster eine Sonderstellung einnimmt, ist hier nur wenig Anspruch an die Vergleichbarkeit zwischen Hallraummessungen und Impedanzrohr zu erheben. Interessante Tendenzen und Unterschiede können dennoch hilfreich sein und erleichtern an dieser Stelle das Erkennen von Zusammenhängen. Abb. 4.40 zeigt eine Auswahl an im Impedanzrohr ebenfalls untersuchten Absorberkonfigurationen und deren Verhalten im Hallraum bei Schalleinfall aus mehreren Raumrichtungen. Die Impedanzrohrmessungen wurden mit durchgezogenen Linien eingetragen, die Pendants dieser Schichtaufbauten vermessen im Hallraum besitzen die selbe Farbe, sind jedoch punktiert ausgeführt. Folgende Hallraummessungen sind dargestellt: Flächenmessung nach ISO 354 mit AB hinter gelochten Platten [Datenblätter, S. 11], leerer Kantenabsorbergürtel [Datenblätter, S. 41-42] und leerer Kantenabsorbergürtel mit Stoffbeklebung [Datenblätter, S. 55-56]. Aus Übersichtsgründen wurde hier die lineare Frequenzdarstellung gewählt.

Absorptionsgradvergleich Impedanzrohr (durchzogen) und Hallraum (strichliert)

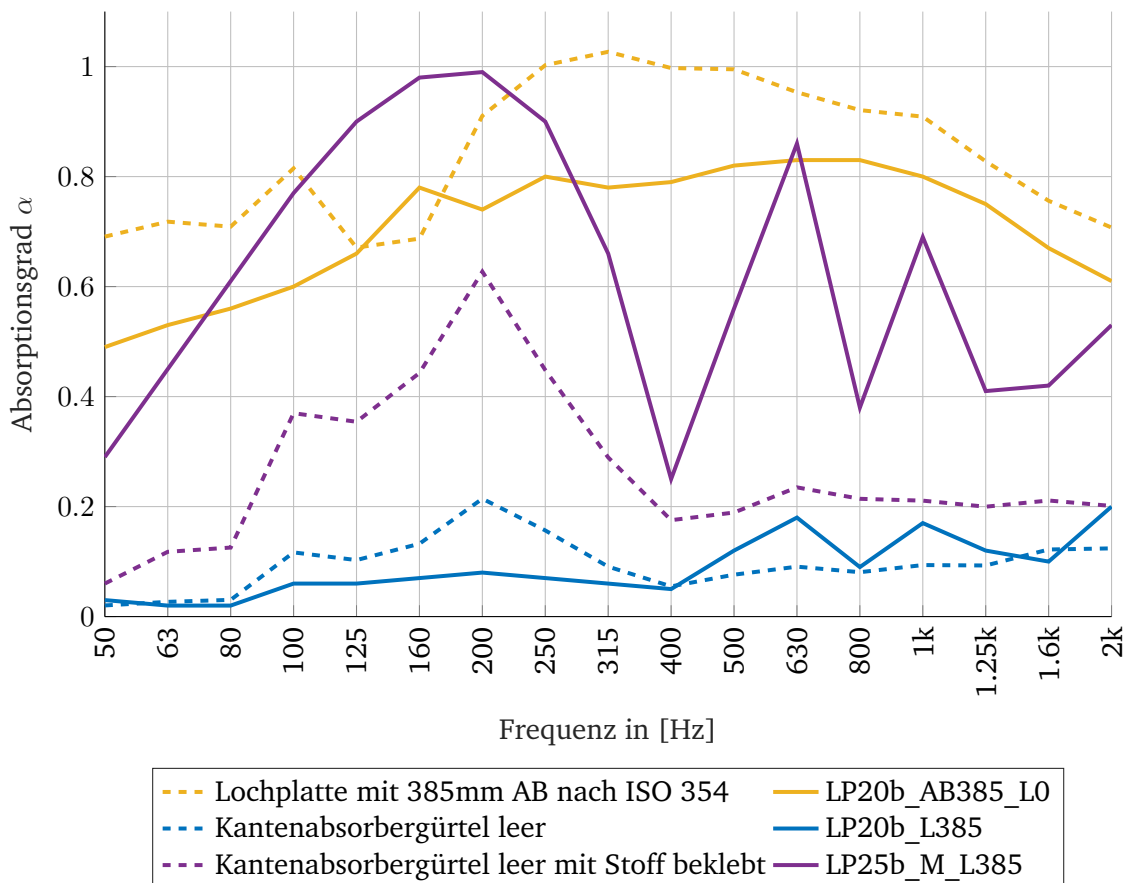


Abbildung 4.40: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs von Hallraum- (strichliert) und Impedanzrohrmessung (durchzogen) im Bereich 50 Hz bis 2000 Hz. Gelb: mit Mineralwolle befüllt, blau: nur Lochplatte mit Luftspalt und violett: mit Stoff beklebt und vor Luftspalt.

Für den Aufbau mit AB-Vollbefüllung von 385 mm vor einer gelochten Platte mit $\sigma = 20\%$ ergibt die Messung im Impedanzrohr für Frequenzen mit Ausnahme des 160 Hz-Bands niedrigere Werte im Absorptionsgradverlauf als bei der Flächenmessung nach ISO 354. Es sind jedoch Ähnlichkeiten im Gesamtverlauf zu beobachten, vor allem ab 800 Hz. Bei den Messungen oh-

ne Absorptionsmaterial sind erwartungsgemäß kaum Maxima bzw. Unstetigkeiten bei 630 Hz, 1 kHz und 2 kHz zu erkennen. Somit bestätigt sich die Annahme, dass diese Überhöhungen im Absorptionsgradverlauf auf die Rohrgeometrie bzw. Resonanzen zurückzuführen sind. Eine im Impedanzrohr gemessene Erhöhung beider Konfigurationen bei 630 Hz ist jedoch in sehr leichter Ausprägung auch im Hallraum messbar. Weiters ist die perforationsgradabhängige Resonanzfrequenz $f_0 = 200$ Hz entsprechend Tab. 4.3 gut ablesbar und entspricht der rechnerischen Vorermittlung. Bei Beklebung der perforierten Seite des leeren Kantenabsorbers mit Baumwollstoff kann die Absorptionwirkung über den gesamten betrachteten Frequenzbereich erhöht werden. Vorwiegend verstärkt der Stoff die Absorption im Bereich unter und über f_0 , wobei sich die höchste Absorption im Bereich 100-250 Hz erreichen lässt. Sie liegt dennoch weit unter den im Impedanzrohr gemessenen Absorptionsgraden nahe $\alpha = 1$. Beim Kantenabsorber ohne Stoff und Füllung ist die Absorptionwirkung zwischen 63 Hz und 400 Hz im Hallraum höher, mit maximal $\alpha \approx 0,2$ ist diese jedoch ebenfalls gering. Die Erhöhung ist angesichts der weiteren Ergebnisse und theoretischen Kenntnisse auf den Einbau in der Kante zurückführbar.

In diesem Kapitel wurden mögliche Varianten zum Bau der Kantenabsorber dieser Arbeit vorab überprüft. Es wurde gezeigt, wie sich Schichtdicke und Strömungsresistenz von porösem Absorbentmaterial sowie das Perforationsverhältnis von Lochplatten auf den Absorptionsgradverlauf auswirkt. Zusätzlich wurde der Einfluss der Luftspaltposition untersucht. Auf Basis der Erkenntnisse dieses Kapitels wurden der Aufbau und die Materialzusammensetzung der Kantenabsorber dieser Arbeit entsprechend Kapitel 3 gewählt. Im anknüpfenden Kapitel 5 wird deren Absorptionverhalten bei Einbau in Räumlichkeiten präsentiert.

5

Kantenabsorbereinbau in Räumlichkeiten

In diesem Kapitel werden die im Rahmen der Messkampagne untersuchten Räumlichkeiten und die zugehörigen Aufgabenstellungen vorgestellt. Zudem werden die grundlegende Eigenschaften des Schallfelds zweier Räumlichkeiten der Messkampagne beschrieben. Es wird gezeigt, wie abgeleitet von der Modenstruktur des Hallraums ein Modell zur Berechnung von Kantenabsorbern gebildet werden kann. Anhand der Interpretation von Messergebnissen unterschiedlicher Absorberkonfigurationen wird das gebildete Modell überprüft und darauf basierende Hypothesen formuliert.

5.1 Aufgabenstellung

Im Rahmen der Masterarbeit wurden die Kantenabsorber in den folgenden Räumlichkeiten temporär eingebaut und in ihren Absorptionseigenschaften vermessen:

- Hallraum des Instituts für Bauphysik der TU Graz
- Klassenraum 2a des Bundesrealgymnasium Keplerstraße Graz (BRG Kepler)
- Veranstaltungsraum Großer Saal der Neuen Burg Völkermarkt
- Hörsäle FS11, FS12 und i14 in der Inffeldgasse an der TU Graz

Die Messserie im Hallraum dient der vorliegenden Arbeit als zentraler Ausgangspunkt zur Erstellung eines Rechenmodells für die Positionierung von Kantenabsorbern zur Verbesserung von raumakustischen Planungen. Aus den Nachhallzeitmessungen errechnet wurden die äquivalente Absorptionsfläche A_T , die äquivalente Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber $A_{T,lfm}$ sowie der Absorptionsgrad α . Diese Größen wurden als aufschlussreich hinsichtlich des Verhaltens der Absorbermodule erachtet. Wie eingangs erwähnt, sind jedoch keine normgerechten Messungen in Ecken und Kanten durchführbar, wodurch die hier ermittelten Absorptionsgrade generell keinen Vergleich mit anderen Materialien gemessen nach ISO 354 zulassen. Die Einzelheiten zu Aufbau und Equipment sowie Ergebnisse und Abbildungen der gesamten Messkampagne sind in einem detaillierten Messprotokoll, welches dieser Arbeit in elektronischer Form beigelegt ist, auffindbar [Datenblätter, S. 3ff].

Grundsätzlich waren folgende Gegenstände teil der Untersuchungen im Hallraum, an denen sich die Messkampagne orientierte:

- Verhalten des Kantenabsorbers in Längs-, Breit- und Hochkanten, Ecken und Flächen sowie in Kombinationen
- Erfassung einer Beziehung zwischen Absorptionsgrad in der Kante und Absorptionsgradmessungen im Impedanzrohr sowie bei ISO-konformer Hallraummessung
- Akustische Eigenschaften der Schachtkonstruktion durch Messungen ohne Absorptionsmaterial im Inneren

- Akustische Eigenschaften einer Stoffbespannung der Schachtkonstruktion ohne Absorptionsmaterial im Inneren
- Genannte Punkte untersucht bei insgesamt vier weiteren Ausgangsnachhallzeiten durch entsprechende Bedämpfung der Grundakustik des Hallraums

Vor allem zum ersten Punkt können die Messergebnisse der anderen Räumlichkeiten als Erweiterung der Hallraummessung dienen. Die Messungen der Laborsituation wurden varianten- und detailreich durchgeführt, die Verifikation an *alltagsnäheren* Beispielen trägt jedoch essentiell zur Modellbildung bei. Daher werden in diesem Kapitel Überlegungen für die Interpretation und Verarbeitung der Daten aus dem Hallraum angestellt und im Anschluss auf den Klassenraum des BRG Kepler übertragen. In dieser Messkampagne stellt nach dem Hallraum der Klassenraum jenen Raum mit der größten Ähnlichkeit zum idealisierten Quader dar. Auch sind sich die Räume im Volumen und in den Möglichkeiten zur Kantenbelegung ähnlich, bei gleichzeitig verschiedenen Längenverhältnissen und somit Modenstruktur. Die weiteren Räumlichkeiten, mit Ausnahme des Veranstaltungssaals werden detaillierter im Abschnitt 6.4 behandelt.

5.2 Schallfeld des Hallraums in Interaktion mit Absorberkonfigurationen

Das Verhalten von Absorbern sollte, insbesondere bei tiefen Frequenzen, wie in Abschnitt 2.3 erwähnt, unter Berücksichtigung der Wechselwirkung mit dem Schallfeld im Raum betrachtet werden. Im Hallraum der TU Graz fand eine überwiegende Mehrheit jener Messungen statt, welche die Grundlage zur Berechnung des Absorbertyps mittels des entwickelten Kantenabsorbers bilden. Das Schallfeld des Hallraums nimmt daher eine zentrale Stellung in der Betrachtung der Mess- und Berechnungsergebnisse ein und wird nachfolgend auf Basis der Raumgegebenheiten und -geometrie analysiert.

5.2.1 Die Modenstruktur als Berechnungsgrundlage für Platzierung von porösem Absorptionsmaterial in der Kante

Um die Messergebnisse interpretieren zu können und anhand dieser ein Rechenmodell zu bilden, ist es Voraussetzung das Schallfeld des Hallraums, mit welchem die untersuchten Absorber interagieren, zu kennen. Da die Absorptionseigenschaften des Kantenabsorbers im Frequenzbereich unter etwa 250 Hz besonders von Interesse sind und hier ausreichende Diffusität des Schallfelds mit abnehmender Frequenz weniger gewährleistet ist, stellt die Kenntnis der durch die geometrischen Gegebenheiten bestimmten Modenstruktur eine Voraussetzung zur vollständigeren Interpretation der Messungen dar.

Die Maße des Hallraums der TU Graz betragen 8,35 x 5,99 x 4,9 m (l x b x h). Somit ergibt sich eine Grundfläche von $A = 50,02 \text{ m}^2$ und ein Volumen von $V = 245,1 \text{ m}^3$. Das Raumvolumen bestimmt die Grenzfrequenz f_G , bis zu welcher in einem Hallraum ohne großen Einfluss der Raummoden der Absorptionsgrad gemessen werden kann [Henn et al., 2008, S. 344]:

$$f_{G,Hallraum} = \frac{1000}{\sqrt[3]{V}} = \frac{1000}{\sqrt[3]{245,1}} = 159,8 \text{ Hz.} \quad (5.1)$$

Ergebnisse unter dieser Frequenz $f_{G,Hallraum}$ sind daher aufgrund mangelnder Diffusität des Schallfelds in diesem Bereich vor dem Hintergrund der Raummodenthematik zu interpretieren. Da der Kantenabsorber in der Regel die Absorptionsspitzenwerte im tieffrequenten Bereich unterhalb typischer Raumgrenzfrequenzen f_G aufweist, erweitern sich die Interpretationen der

Messergebnisse unvermeidbar um die Einbeziehung der Modenstruktur des Hallraums bzw. entsprechend Abschnitt 6 auch um jene der weiteren gemessenen Räumlichkeiten.

In erster Überlegung wurden die axialen Raummoden der drei Raumrichtungen $r \in x, y, z$ (l, b, h) des Hallraums der TU Graz, welcher einen Quaderraum mit parallelen Wänden darstellt, betrachtet. Die Intensität der axialen Modenauswirkung ist im Allgemeinen am höchsten einzustufen. Eine Modenfrequenz f der Ordnung $n \in \mathbb{Z}, n \geq 1$ errechnet sich aus der Schallgeschwindigkeit c und der Abmessung der jeweiligen Raumachse d wie folgt:

$$f_{n,r} = \frac{c \cdot n}{2 \cdot d_r}. \quad (5.2)$$

Daraus ergeben sich die in Tab. 5.1 angeführten Moden mit Frequenz und Wellenlänge bis zur Ordnung $n = 4$.

Ordnung n	f_x [Hz]	λ_x [m]	f_y [Hz]	λ_y [m]	f_z [Hz]	λ_z [m]
1	20,5	16,7	28,58	11,98	34,94	9,80
2	41,00	8,35	57,16	5,99	69,88	4,90
3	61,51	5,56	85,74	3,99	104,82	3,26
4	82,01	4,17	114,33	2,99	139,76	2,45

Tabelle 5.1: Axiale Moden des Hallraums der TU Graz.

Es ist zu erkennen, dass einige Modenfrequenzen unterschiedlicher Raumrichtungen nahe beisammen liegen und somit deren Auswirkungen auch im Zusammenhang mit möglichen Interferenzen als besonders hoch einzustufen sind. Die Folge solcher dicht benachbarten Moden sind deutliche Schwankungen im Nachhallzeitverlauf bedingt durch mögliche Schwebungen [Weinzierl 2008, S. 286]. Hiervon betroffen sind beispielsweise die Moden bei ca. 60 Hz und 80 Hz (vertreten in x - und y -Richtung mit $n = 2, 3$ bzw. 4) sowie ca. 140 Hz (vertreten in allen drei Richtungen x, y, z mit $n = 4, 5$ und 7).

Eine visuell einfacher zu erfassende Darstellung, welche zudem auch die tangentialen Moden enthält, zeigt Abb. 5.1. Für diese Abbildung sind die axialen Moden bis zur maximalen Ordnung $n = 9$ und die tangentialen Moden bis zur maximalen Ordnung $n = 5$, berechnet worden. Alle, die im Frequenzbereich von 20 Hz bis 200 Hz liegen, sind hier dargestellt. Die strichlierten Vertikallinien kennzeichnen die Grenzen des jeweiligen Terzbands nach [ÖNORM EN ISO 266 1997], die durchgezogene Vertikallinie zeigt entsprechend Gleichung 5.1 die Grenzfrequenz f_G des Hallraums.

Die zugehörige Tabelle der für diese Betrachtung berechneten axialen und tangentialen Moden befindet sich im Anhang unter Abschnitt A.3.1. Demnach liegen im 63-Hz-Terzband insgesamt sechs Modenfrequenzen, davon jeweils drei axiale und drei tangentiale Moden und im 80-Hz-Terzband zehn Modenfrequenzen, davon zwei axiale und acht tangentiale Moden. Gehäuft treten die Moden rund um den Übergangsbereich der beiden Terzbänder bei ca. 70 Hz auf. Hier sind eine axiale Mode bei 70 Hz (0-0-2) und zwei tangentiale Moden bei 70,9 Hz (3-0-1) und 70,5 Hz (2-2-0) zu zählen. Sehr nah beieinanderliegend, in einem Bereich von 3 Hz oberhalb und unterhalb befinden sich weitere tangentiale Moden: 67,1 Hz (0-2-1), 67,9 Hz (3-1-0) und 73 Hz (1-0-2). Entsprechend diesen Überlegungen ist großräumig zwischen 65 Hz bis 120 Hz mit stärkerem Modeneinfluss zu rechnen, mit Häufungspunkten rund um 70 Hz und 83 Hz. Weiters weist der Bereich darüber, 105 Hz bis 120 Hz, eine höhere Dichte bzw. weitere Häufungspunkte auf.

Die Kenntnis über die Modenverteilung gibt nun verbesserten Aufschluss darüber, wie das Schallfeld im Hallraum durch dessen Geometrie bestimmt wird und bei welchen Frequenzen bzw. welche Frequenzbänder durch Modeneffekte stärkere Unregelmäßigkeiten aufweisen.

Errechnete Modenfrequenzen des Hallraums der TU Graz

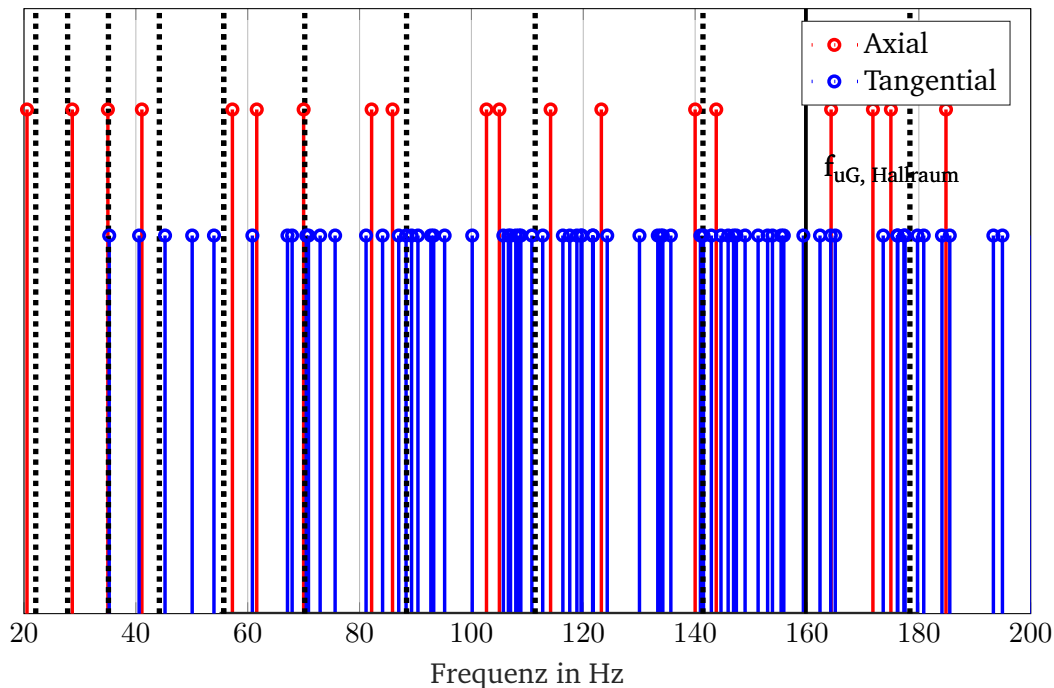


Abbildung 5.1: Errechnete Modenverteilung des Hallraums der TU Graz. Die vertikalen, strichlierten Linien kennzeichnen jeweils die Grenzen des jeweiligen Terzbands.

Für die Abschätzung des Verhaltens von Kantenabsorberelementen ist nun die Schalldruck- bzw. Schallschnelleverteilung verursacht durch die jeweilige Mode von Interesse. Es ist anzunehmen, dass das poröse Absorptionsmaterial in Bereichen hoher Schallschnelle die Moden besser zu bedämpfen und somit die Nachhallzeiten in diesem Bereich effizient zu senken vermag. Hilfreich an dieser Stelle ist die Visualisierung der Druck- bzw. Schnelleverteilung bedingt durch die Modenfrequenzen. Abbn. 5.2 bis 5.4 zeigen die Verteilung der Schalldruckmaxima axialer und tangentialer Moden zwischen 57 Hz und 88 Hz im dreidimensionalen Modell mit den geometrischen Abmessungen des Hallraums. Die Abbildungen wurden mit der Webanwendung *amroc*³ erstellt.

Zur Vollständigkeit sei erwähnt, dass sich an den gekennzeichneten Orten eines Druckmaximums ein Schnelleminimum befindet - und umgekehrt. Rote bzw. blaue Markierungen stellen immer gegenphasige Druckmaximumsbeträge dar. Die zur Bestimmung der effizienten Absorberposition herangezogenen Bereiche höherer Schallschnelle liegen also immer zwischen den farblich gekennzeichneten Stellen. Die Abbn. 5.2 bis 5.4 zeigen somit, dass bei den betrachteten Modenfrequenzen vorwiegend Bereiche hoher Schallschnelle im Längen- und Breitenbereich des Hallraums zu erwarten sind, welche potentiell von den Kantenabsorberelementen in diesem Bereich genutzt werden können. Hier ist zudem das Auftreten von Schnellemaxima im Bereich der 80-Hz-Terz entlang der Längskante des Raumes häufiger. Nur bei fünf der 14 Darstellungen sind Schnellemaxima auch in Richtung der Raumhöhenkanten, also in z -Richtung, vertreten.

³ amroc THE Room Mode Calculator. Online verfügbar unter: <https://amcoustics.com/tools/amroc>; abgerufen am 01.05.2019.

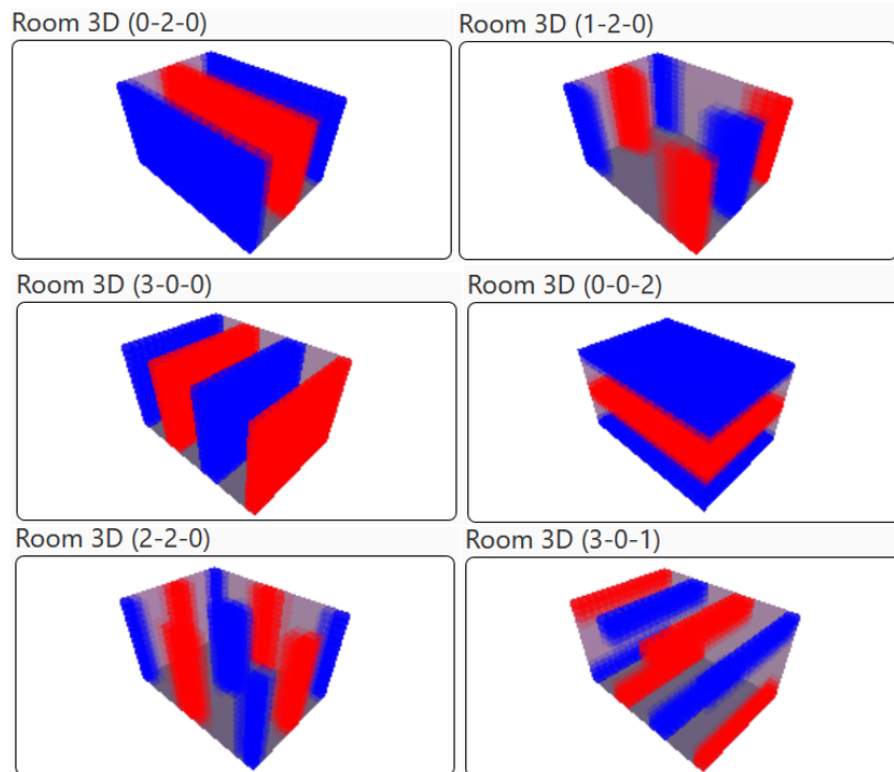


Abbildung 5.2: Schalldruckmaxima (rot und blau) im Hallraum der Moden 0-2-0 (57 Hz), 1-2-0 (60,8 Hz), 3-0-0 (61,6 Hz), 0-0-2 (70 Hz), 2-2-0 (70,5 Hz) und 3-0-1 (70,9 Hz). Die Bereiche hoher Schallschnelle liegen genau gegenphasig dazu.

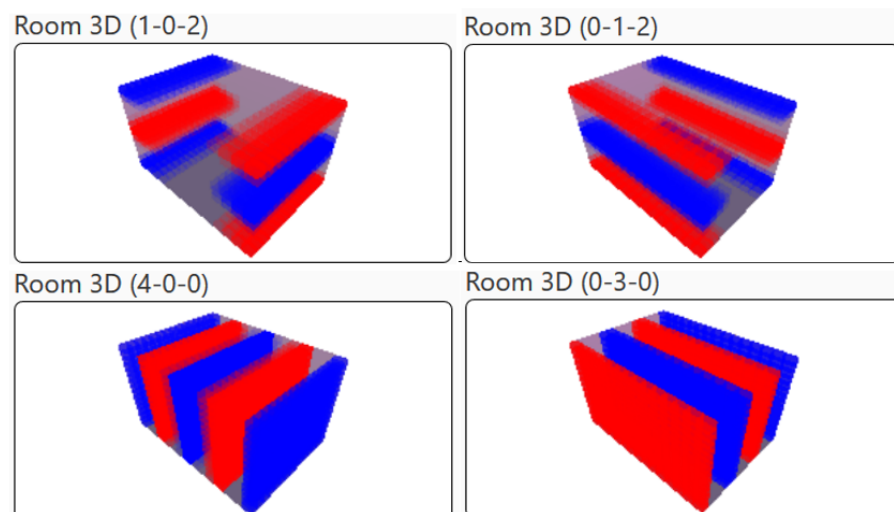


Abbildung 5.3: Schalldruckmaxima (rot und blau) im Hallraum der Moden 1-0-2 (73 Hz), 0-1-2 (75,6 Hz), 4-0-0 (82,1 Hz) und 0-3-0 (86 Hz).

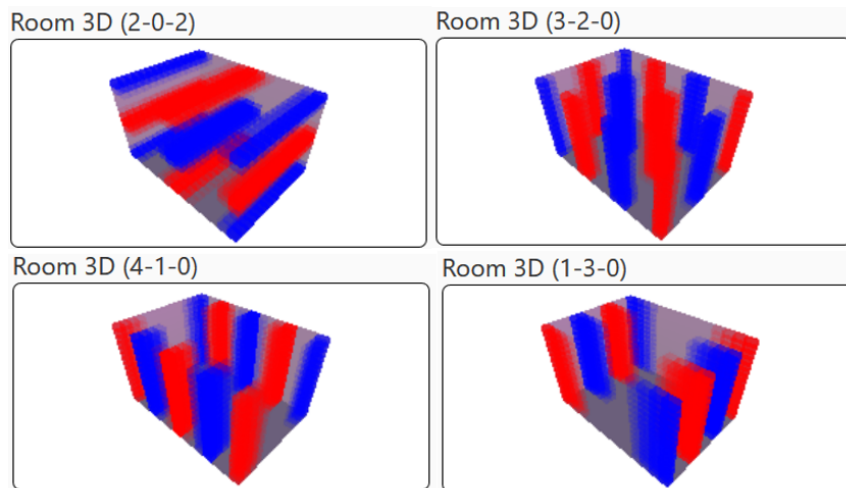


Abbildung 5.4: Schalldruckmaxima (rot und blau) im Hallraum der Moden 2-0-2 (81,2 Hz), 3-2-0 (84 Hz), 4-1-0 (87 Hz) und 1-3-0 (88,3 Hz).

Ist eine Mode identifiziert, können ohne grafische Visualisierung durch Betrachtung derer Indizes die Orte der Schnellmaxima zumindest grob beurteilt werden. Nachfolgend sind tabellarisch die Moden im Bereich des 160-Hz-Terzbands (ca. 141 Hz bis 178 Hz nach [ÖNORM EN ISO 266 1997]) in Tab. 5.2 aufgelistet. Im Vergleich zu den Darstellung von oben sind hier axiale und tangentielle Moden bis zur 8. Ordnung enthalten. Weiters handelt es sich hier um den Übergangsbereich bestimmt durch $f_{G,Hallraum}$ nach Gleichung 5.1.

Frequenz	Indizes	Frequenz	Indizes
140 Hz	0-0-4	161,9 Hz	6-0-3
140,94 Hz	4-4-0	162,33 Hz	4-0-4
141,5 Hz	1-0-4	164,25 Hz	0-3-4
141,73 Hz	6-0-2	164,31 Hz	8-0-0
142,9 Hz	0-1-4	165,05 Hz	4-5-0
143,16 Hz	0-5-0	166,79 Hz	8-1-0
143,77 Hz	7-0-0	167,48 Hz	7-3-0
144,62 Hz	1-5-0	168 Hz	8-0-1
145,9 Hz	2-0-4	168,23 Hz	6-4-0
146,6 Hz	7-1-0	171,79 Hz	0-6-0
146,87 Hz	5-0-3	173,01 Hz	1-6-0
147,37 Hz	0-5-1	173,63 Hz	5-0-4
147,97 Hz	7-0-1	174 Hz	8-2-0
148,93 Hz	2-5-0	175 Hz	0-0-5
150,21 Hz	6-3-0	175,32 Hz	0-6-1
151,26 Hz	0-2-4	176,18 Hz	5-5-0
152,96 Hz	3-0-4	176,2 Hz	1-0-5
153,82 Hz	5-4-0	176,63 Hz	2-6-0
154,76 Hz	7-2-0	177,33 Hz	0-1-5
155,37 Hz	0-4-3	177,53 Hz	0-5-3
155,85 Hz	3-5-0	178,03 Hz	7-0-3
159,35 Hz	0-5-2	178,6 Hz	8-0-2
159,91 Hz	7-0-2		

Tabelle 5.2: Axiale und tangentielle Moden im Bereich der 160-Hz-Terz des Hallraums der TU Graz.

Im Bereich der 160-Hz-Terz weisen Modenordnungen in x -Richtung (Längsseite des Raumes) vermehrt folgende Merkmale auf: Der Index n_x ist entweder gleich Null oder liegt bei einer Ordnung höher fünf. Im Vergleich zum 63-Hz- und 80-Hz-Band verfügen hier mehr als die Hälfte aller Moden über einen Index $n_z \neq 0$. Somit ist anzunehmen, dass Bereiche hoher Schallschnelle auch entlang der Raumhöhe vorliegen. Zusätzlich fallen einige Modenfrequenzen mit genau dieser Eigenschaft dicht zusammen. Dies trifft im Bereich 159 Hz bis 164 Hz sowie im Bereich 175 Hz bis 178 Hz zu. Bei letzterem findet sich hier auch eine axiale Mode 0-0-5 bei 175 Hz. Auch Indizes in y -Richtung treten gehäuft und niedriger auf als jene in x -Richtung.

Die Betrachtung der Eigenresonanzen zeigt, dass sich deren Verteilung durch eine gewisse Ungleichmäßigkeit auszeichnet. Dies trifft nicht nur auf den Hallraum zu, sondern ist physikalisch bedingt ein allgemein häufig auftretender Effekt, dessen Art und Intensität von der Raumgeometrie und Oberflächenbeschaffenheit bestimmt wird. Wie aus der Theorie bekannt, nehmen isolierte Moden bzw. isoliert auftretende Modenfrequenzgruppen starken Einfluss auf die Druck- und Schnelleverteilung des Schallfelds im Raum. Das in diesem Zusammenhang bekannte *Bonello-Kriterium* basiert darauf, die geometriebestimmte Anzahl der Modenfrequenzen pro Terzband zahlen- bzw. abstandsmäßig festzulegen, um Effekte von Stehwellen möglichst minimal zu halten [Friesecke 2017, S. 67]. Die Kenntnis dieser Ungleichmäßigkeiten ist also der Beschreibung des Schallfelds zu tiefen Frequenzen hin dienlich und gibt Hinweise auf die Wirkung des mit dem Schallfeld interagierenden Absorbers.

5.2.2 Modellbildung auf Basis von Unregelmäßigkeiten des modenbedingten Schallfelds

Es ist davon auszugehen, dass lange Nachhallzeiten zu tiefen Frequenzen hin, vor allem im Frequenzbereich $\leq f_{G,Raum}$, durch Modeneffekte, vorzugsweise axialer Moden, zustande kommen. Wie unter Abschnitt 5.2 gezeigt, können Modenfrequenzen einer Raumrichtung innerhalb einzelner Frequenzbänder gehäuft auftreten. Die Frequenz- und Ortslage der zahlenmäßig häufigsten Schnellemaxima ist somit durch die Analyse der Modenfrequenzen bekannt. Dies erlaubt für die Positionierung und Berechnung von Kantenabsorbern drei zentrale Schlüsse, welche im tiefen und tiefmittleren Frequenzbereich gültig sind:

- Der Frequenzbereich des Absorptionsmaximums und dessen Ausdehnung ist zu großen Teilen von der Geometrie des Raumes und der Position des Kantenabsorbers abhängig
- Effizient sind Kantenabsorber entlang jener Kanten, welche möglichst viele Bereiche hoher Schallschnelle im zu bedämpfenden Frequenzbereich aufweisen
- Die Kenntnis der Modenstruktur eines Raumes, insbesondere Druck- bzw. Schnelleverteilungen und Identifikation der gehäuft auftretenden Modenfrequenzen erlauben eine Vorhersage des Verhaltens von Kantenabsorbern

Verallgemeinert man diese Schlüsse, ergibt sich die längste Seite eines quaderförmigen Raumes als die zu bevorzugende Einbauseite für Kantenabsorber: Tiefere Modenfrequenzen, die in der Regel intensiver im Effekt sind, stehen im Zusammenhang mit längeren Raumabmessungen. Hinsichtlich Moden höherer Ordnungen kann zudem die längere Kante eine größere Anzahl an Schnellemaxima beherbergen. Weiters bedeutet dies, dass ein Kantenabsorber genügend hoher Laufmeteranzahl und entsprechender Abmessungen als eine Art *universale Modenbremse* hinsichtlich des Frequenzbereichs eingesetzt werden kann. Je nach Kantenwahl (Längs-, Breit- oder Höhenkante) kann im nicht-kubischen Raum ein anderer Frequenzbereich besser bedämpft werden.

Diese Überlegungen spiegeln sich in den Messergebnissen unter Abb. 5.6 wider, wo die äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber für vier Konfigurationen im Bereich 50 Hz bis 400 Hz verglichen wird. Die zugehörige Abb. 5.5 zeigt den Grundrissplan des Hallraums sowie die jeweilige Anordnung der Kantenabsorber. Die Rechtecke symbolisieren die einzelnen Module, mit der ungelochten Abdeckplatte zur Decke gewandt. Dunkelgraue Flächen werden in dieser Darstellung für Türme verwendet und kurze, schwarze Balken kennzeichnen ungelochte Verdeckungen beim Abschluss der jeweiligen Kantenabsorbermodule.

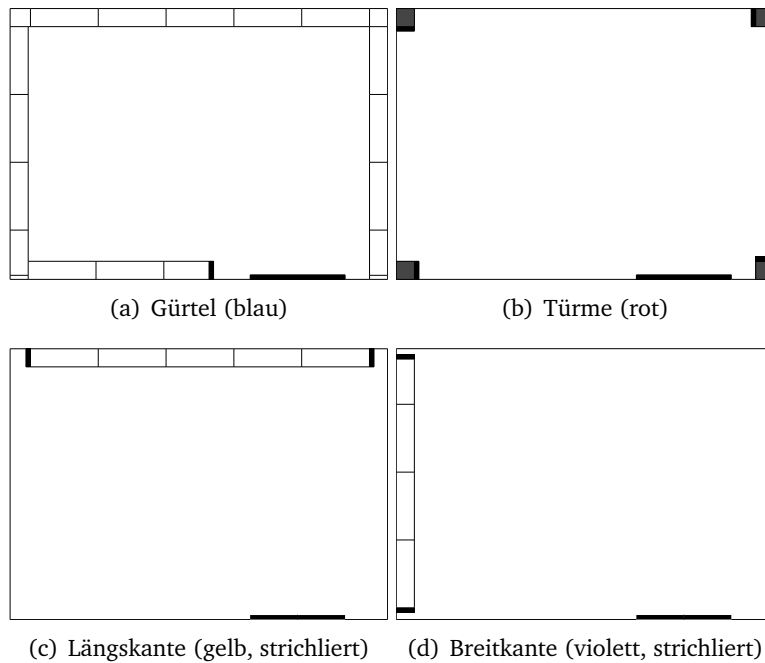


Abbildung 5.5: Grundriss des Hallraums mit den Kantenabsorberkonfigurationen für die Ergebnisse in Abb. 5.6.

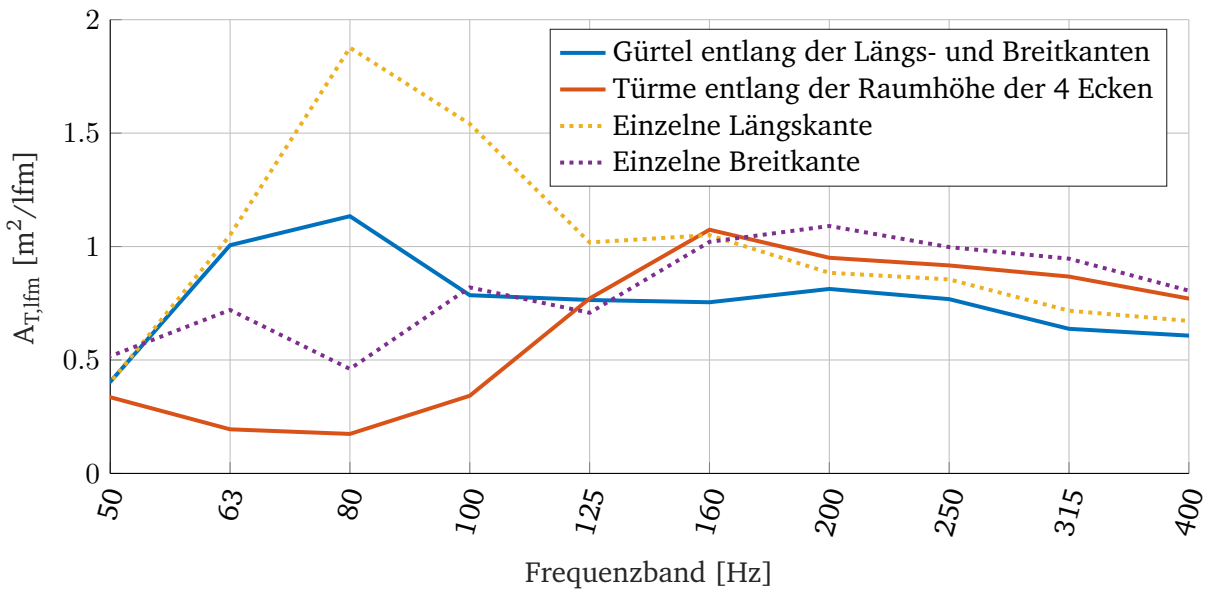


Abbildung 5.6: Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber für eine Konfiguration nur entlang aller vier Kanten der Länge und Breite (blau) und entlang der vier Raumhöhenkanten (rot). Zum Vergleich sind punktiert Messungen einer einzelnen Längskante (gelb) und Breitkante (violett) ebenfalls dargestellt.

Wie oben angeführt, treffen in der 80-Hz-Terz einige Moden eng zusammen, deren Druckverteilungen viele Schnellemaxima entlang der Längsseiten des Hallraums ergeben. Zudem sind in der Längskante die 80-Hz-Modeneffekte geometrisch bedingt stark. Entlang der Raumbreite und -höhe sind Schnellemaxima intensiver Modenerscheinungen vor allem zwischen 100 Hz bis 200 Hz anzufinden. Dies bestärkt die Annahme, dass es zu bevorzugende Kanten gibt, da in einem rechteckförmigen Quaderraum nicht jede Kante das selbe Absorptionsspektrum aufweisen kann.

Betrachtet man die errechneten Modenfrequenzen des Hallraums in Abb. 5.1 fällt auf, dass auch im 63-Hz-Terzband axiale Moden vorliegen und auch dicht beieinanderliegende Frequenzpaare auftreten. Dennoch nimmt die Absorptionswirkung unter dem 80-Hz-Terzband rasch ab. Dies ist auf die Seitenabmessung der verbauten Kantenabsorber zurückzuführen und wird unter Abschnitt 6.2 im Detail behandelt.

Die Installation eines Kantenabsorbers entlang jeder Raumkante hätte demnach den höchsten Dämpfungseffekt zur Folge. Unweigerlich trifft dies einerseits deshalb zu, da bei Erhöhung der Absorptionsfläche mehr absorbiert werden kann - die hier verglichene Einheit äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter klammert diesen Umstand jedoch aus. Der insgesamt höhere Dämpfungseffekt ist auch deshalb zu erwarten, da bei Belegung zumindest einer Kante jeder Raumrichtung Modenfrequenzen aller drei Indizes bedämpft werden können.

Die Abb. 5.7 vergleicht die Messergebnisse aus drei unterschiedlichen Kantenabsorberkonfigurationen.

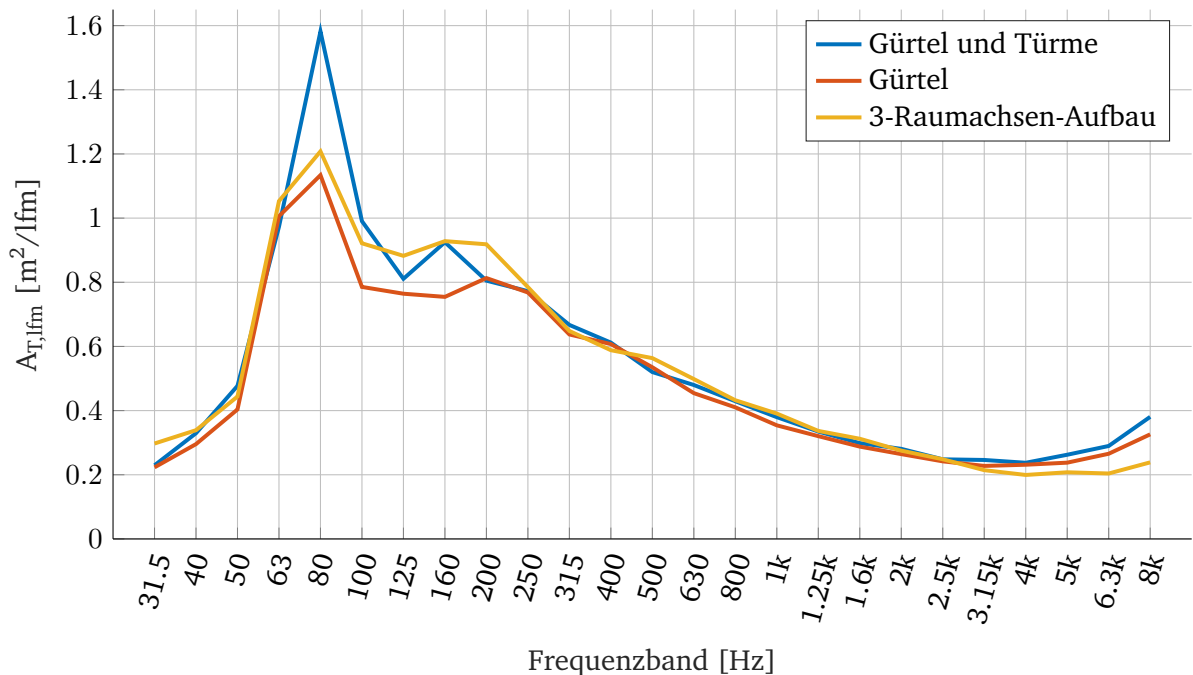


Abbildung 5.7: Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber für eine Konfiguration entlang aller Raumkanten (blau), aller Raumkanten ohne Höhenkanten (rot) und jeweils einer Raumkante pro Raumrichtung (gelb).

Der Verlauf in blau zeigt die maximal im Rahmen dieser Arbeit realisierbaren Kantenbelegung mit Absorbermodulen. Hier wurden zwei Längs-, zwei Breit- und vier Höhenkanten genutzt. Der Aufbau *Gürtel* (rot) für Längs- und Breitenkante entspricht dem Gürtelaufbau aus Abb. 5.5(a), stellt also eine Reduktion um die Türme aus Abb. 5.5(b) dar. Die Kurve in gelb entspricht der Messkurve aus einem *3-Raumachsen-Aufbau*, in Abb. 5.8 ersichtlich. Dieser entstand aus der

Überlegung, dass in einem Raum mit den Raumabmessungen $l \neq b \neq h$ eine gleichmäßige Bedämpfung erzielt werden kann, wenn pro Raumachse Kantenabsorber installiert werden.

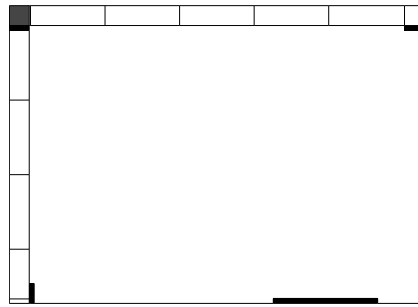


Abbildung 5.8: Grundriss des Hallraums mit den Kantenabsorberkonfigurationen für die Ergebnisse unter 3-Raumachsen-Aufbau in Abb. 5.7.

Die äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter liegt bei allen Konfigurationen generell niedriger als bei den Messungen der Einzelkanten in Abb. 5.6. Die Erhöhung der Laufmeterzahl erhöht also nicht zwingend die Effizienz des Kantenabsorbers. Kaum Abhängigkeiten von der Einbausituation zeigten sich unterhalb des 63-Hz-Terzbands sowie im Bereich über 250 Hz, wobei unterhalb des 80-Hz-Bands wiederum von Effekten der Kantenabsorberseitendimensionierung gemäß Abschnitt 6.2 auszugehen ist. Dazwischen liegt ein von hoher Absorption und einbaupositionsabhängigen Schwankungen gekennzeichneter Frequenzbereich (80 Hz bis 200 Hz). Die Ausprägung zweier deutlicher Spitzen im Absorptionsgradverlauf bei der Messung *Gürtel und Türme* (blau) steht im Zusammenhang mit den vorher betrachteten Einzelkantenmessungen: Erwartungsgemäß liegt die erste Spitze in der 80-Hz-Terz, welche eine große Anzahl an Modenanhäufungen enthält. Die zweite, wesentlich niedrigere Spitze in der 160-Hz-Terz ist auf die Türme zurückzuführen, welche, wie in Abb. 5.6 gezeigt, in diesem Bereich ihre Absorptionswirkung gut entfalten können. Bestätigt wird dies durch Betrachtung der Vergleichsmessung *Gürtel* (rot), welche ohne die Türme durchgeführt wurde. Ein verstärkender Effekt auf die Absorption in der 80-Hz-Terz wird durch die zusätzlichen Kantenabsorbermodule entlang der Raumhöhe in den vier Ecken erreicht. Dieser Effekt ist nicht zurückführbar auf eine isolierte Betrachtung der Messaufbauten mit Türmen. Es scheint sich bei Bedämpfung aller Kanten einer Richtung ein noch stärkerer Absorptionseffekt in ausgewählten Bereichen einzustellen.

Der Kurvenverlauf des 3-Raumachsen-Aufbaus (gelb) bestätigt die Überlegung (bei Raumabmessungen $l \neq b \neq h$), dass mit jeweils einer Kantenabsorberbelegung pro axialer Raumrichtung eine gleichmäßige Absorption über den kantenabhängig streuenden Wirkungsbereich zwischen 63 Hz und 250 Hz der untersuchten Kantenabsorber dieses Raumes erreicht wird.

5.2.3 Absorptionsverhalten im Zusammenhang mit Flächen- und Kanteneinbau

Entsprechend der Namensgebung werden Absorber dieses Typs entlang der Raumkanten eingebaut, da sich in diesem Bereich das zu erzielende Wirkspektrum im tiefen Frequenzbereich am effektivsten entfalten kann. Im Aufbau zeichnet sich die Kantenabsorbergeometrie dadurch aus, dass ihre Breite verglichen mit der Länge eher klein ist. Rückt man den Schacht nun vom Kantenbereich weg hin zur Mitte des Raumes und verschließt die so offenbleibende Hinterseite des Kantenabsorberschachts, wird in dieser Arbeit die Bezeichnung *in der Fläche* verwendet. Dies ist beispielsweise in Abb. 5.10 skizziert. Anhand der 3D-Druckverläufe in Abb. 5.2-5.4 ist zu erkennen, dass sich außerhalb der Kantenbereiche, in den Flächen, die Ausprägungen von Druck- bzw. Schnelleunterschieden weniger häufen. Folglich wird die Absorption beim Kanteneinbau höher sein, da potentiell mehr nutzbare Bereiche hoher Schallschnelle in einer Kante liegen.

Für die erste Messkonfiguration wurden Kantenabsorbermodule platziert entlang einer Längsseitenkante des Hallraums vermessen. Anschließend wurde dieser Kantenabschnitt - gezwungenermaßen bestimmt durch die Quellpositionen - diagonal in den Raum gerückt, sodass sich die selbe Modulordnung innerhalb der Fläche befand. Der offenbleibende Rückenteil des Kantenabsorberschachts wurde mit Schalungsplatten aus Holz verschlossen. Wie in Abb. 5.10 ersichtlich, weist die Kantenpositionierung ein deutlich höheres Maximum im tieffrequenten Bereich auf. Beide Konfigurationen besitzen ihr Maximum im 80-Hz-Band, jenes des Kanteneinbaus ist jedoch um 63 % höher. Bis einschließlich 800 Hz, mit Ausnahme des 125-Hz-Bandes welches eine Art Rücken der Absorptionsspitze zwischen 80 Hz bis 100 Hz darstellt, besitzt die Kantenkonfigurationen immer den höheren Wert an äquivalenter Absorptionsfläche. Erst ab 3,15 kHz ist diese für die Flächenkonfiguration leicht höher, allerdings nur geringfügig.

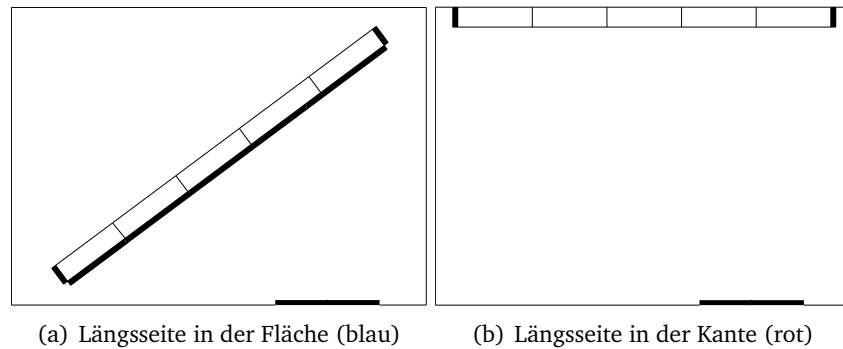


Abbildung 5.9: Grundriss des Hallraums mit den eingezeichneten Kantenabsorberkonfigurationen für die Ergebnisse in Abb. 5.10.

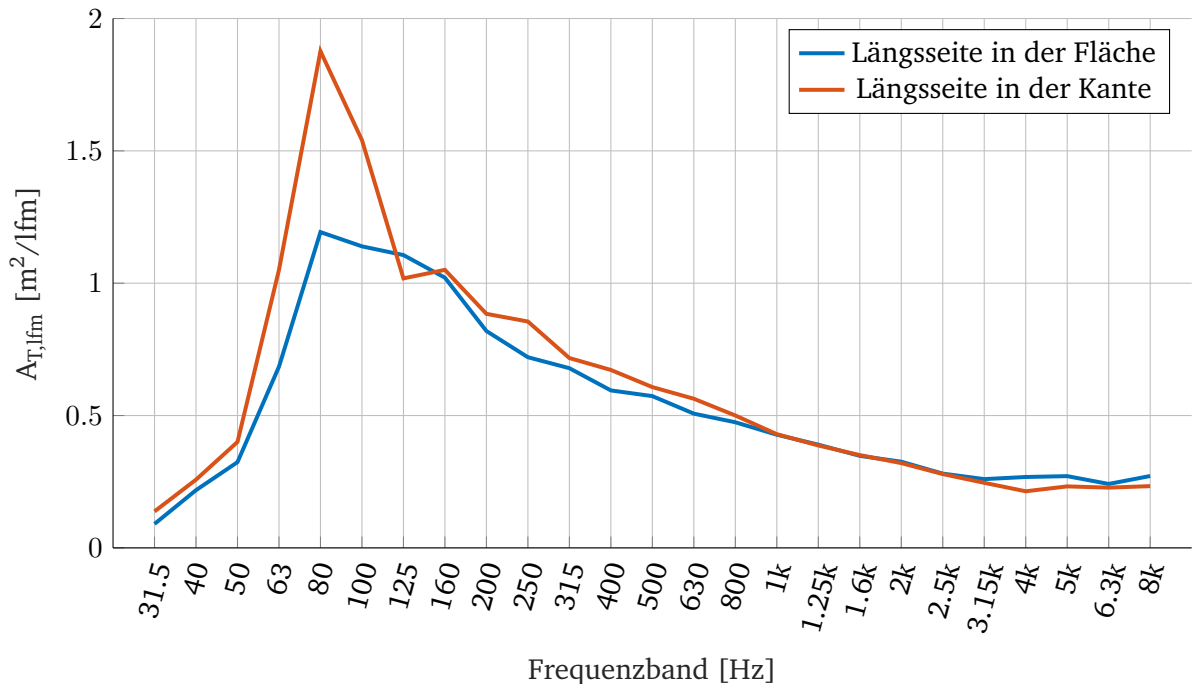


Abbildung 5.10: Vergleich der Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang einer Längsseite in der Fläche (blau) und in der Kante (rot).

Ähnliche Ergebnisse liefert die selbe Betrachtung unter Verwendung der Breitseite des Hallraums, zu entnehmen der Abb. 5.12. Die Positionierung der Module erfolgte analog zur Längs-

seite. Wiederum decken sich die Frequenzbänder für lokale Maxima und dem absoluten Maximum (200 Hz) der äquivalenten Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber. Der Absorptionserfolg bei Kantenpositionierung ist verglichen mit dem Längsseitenaufbau über den gesamten Bereich betrachtet nur unwesentlich kleiner. Weiters zeigt die Messung für das 80-Hz-Band sogar einen marginal niedrigeren Wert an. Der Anstieg an Absorptionsfläche ist hier jedoch nicht beim globalen Maximum am ausgeprägtesten, sondern eine Terz darunter im 160-Hz-Band. In diesem Band kommt es in der äquivalenten Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber ebenfalls zu einem relativen Zuwachs von 63 %, wenn die Absorbermodule in die Kante gerückt werden.

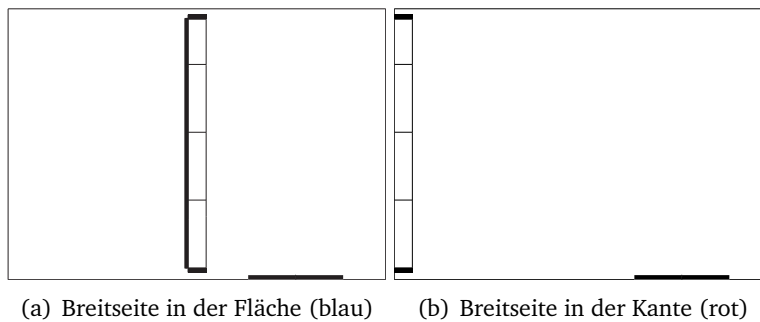


Abbildung 5.11: Grundriss des Hallraums mit den eingezeichneten Kantenabsorberkonfigurationen für die Ergebnisse in Abb. 5.12.

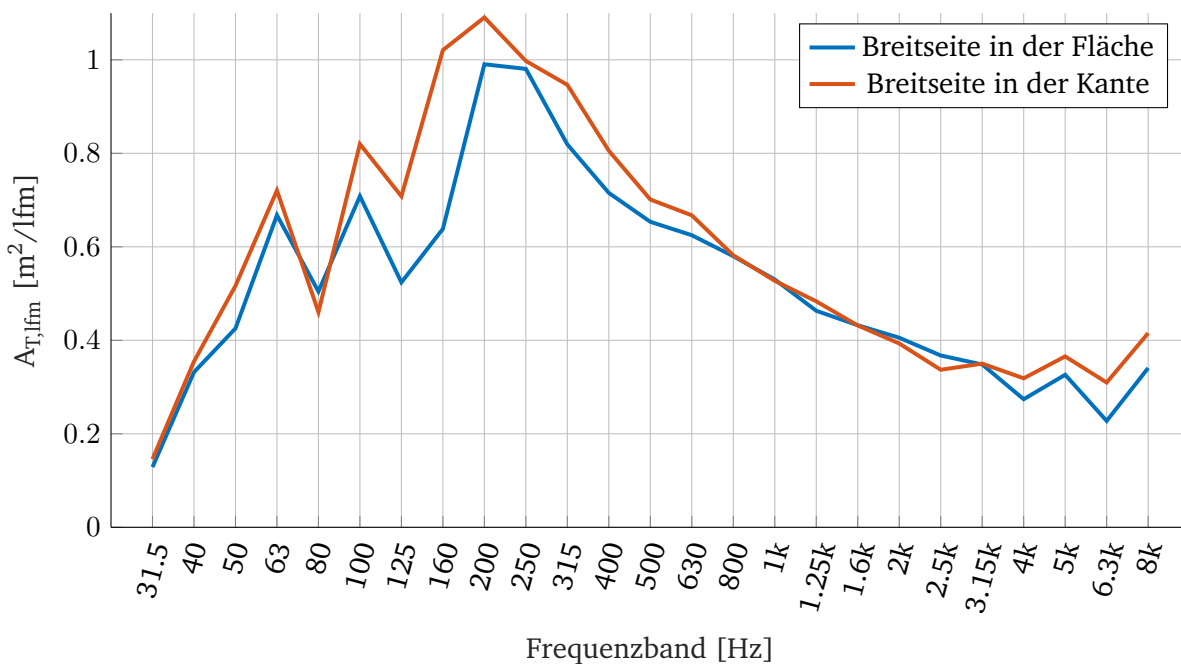


Abbildung 5.12: Vergleich der Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang einer Breitseite in der Fläche (blau) und in der Kante (rot).

Die Abb. 5.14 zeigt, wie sich der Positionsaustausch entlang der kürzesten Raumseite - der Höhe des Hallraums - auswirkt, wobei nicht die gesamte Raumhöhe genutzt werden konnte. Dabei wurden pro Messkonfiguration zwei Türme in den Raumecken aufgebaut. Weiters wurde noch der Freiheitsgrad der Eckseitenauswahl (Abb. 5.13(a) und Abb. 5.13(b)) mit in die Betrachtung einbezogen. Details aller Einzelkonfigurationen betreffend des Turmaufbaus können den Plänen in Abb. 5.13 entnommen werden.

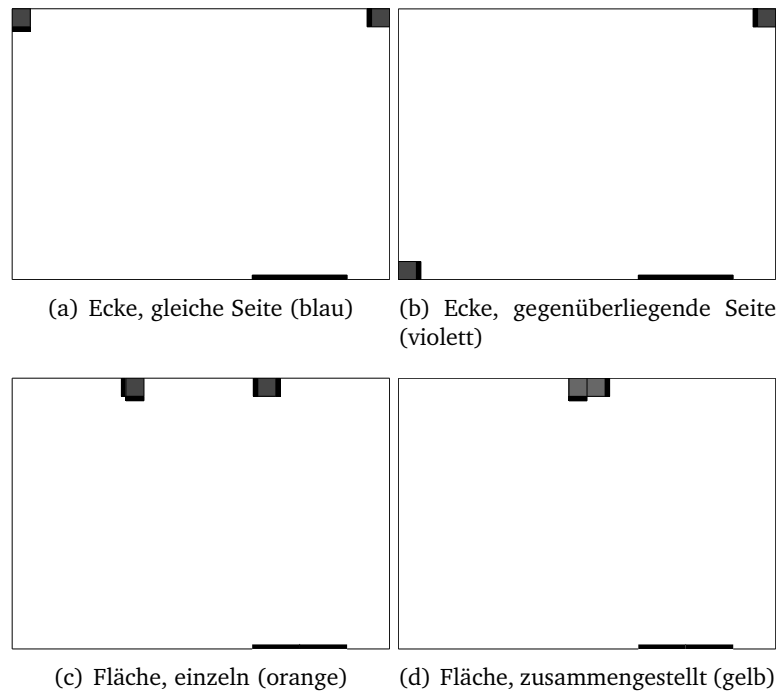


Abbildung 5.13: Grundriss des Hallraums mit den Kantenabsorberkonfigurationen für die Ergebnisse in Abb. 5.14.

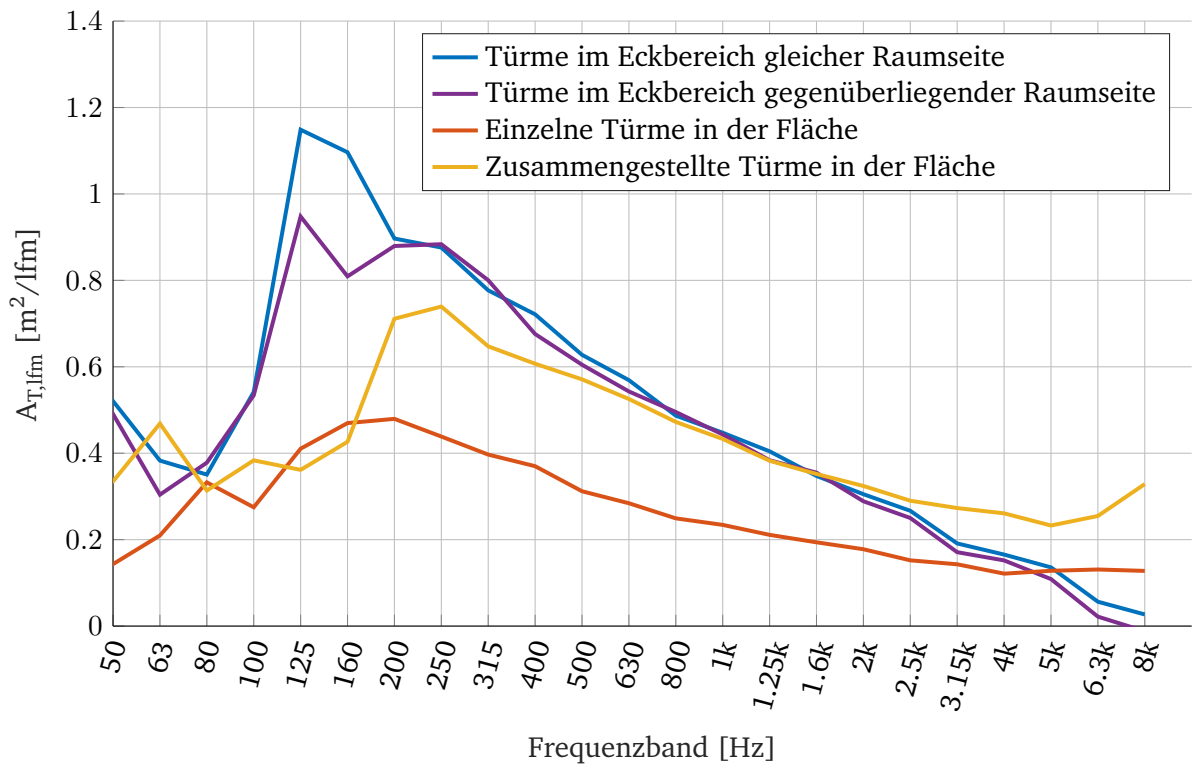


Abbildung 5.14: Vergleich Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber in z -Richtung entlang der Fläche der längeren Wandseite. Blau: Zwei Türme positioniert in den Ecken der gleichen Wandseite. Violett: Zwei Türme positioniert in den Ecken der gegenüberliegenden Wandseiten. Orange: Türme ein Drittel der Raumlänge an einer Wandseite in die Fläche gerückt. Gelb: Türme in die Mitte der Fläche einer Wandseite gerückt und dabei zu einem Kantenabsorber doppelter Breite zusammengestellt.

Wie bei den Längs- und Breitkantenkonfigurationen ist in der Kante ein Absorptionszuwachs erreichbar. Der Frequenzbereich des Maximums nach Kanteneinbau deckt sich allerdings nicht mit jenem der Flächenberechnung. Zusätzlich dazu ist in Abb. 5.14 zu erkennen, dass sich eine bessere Absorption ergibt, wenn beim Einbau in zwei Eckbereichen die gleiche Raumseite verwendet wird (blau). Bei der Konfiguration zweier diagonal gegenüberliegender Ecken (violett) wurde ein ähnlicher äquivalenter Absorptionsflächenverlauf erzielt, allerdings ist die Ausprägung des Maximums geringer. Dies könnte darauf zurückzuführen sein, dass bei Platzierung an der selben Wandseite modenbedingte Schnellmaxima des gleichen Ursprungs erfasst werden und so die Bedämpfung der hin- bzw. rücklaufenden Wellen effizienter erfolgen kann.

Die Abb. 5.15 bietet einen Überblick der Unterschiede des Absorptionsverhaltens bei Platzierung in der Fläche und in der Kante für Konfigurationen entlang aller drei Raumrichtungen. Um die Ergebnisse vergleichbar zu machen, wurde die Differenz zwischen Kanten- und Flächenmessung, wiederum auf Basis der äquivalenten Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber $A_{T,lfm}$, gebildet und anschließend normiert.

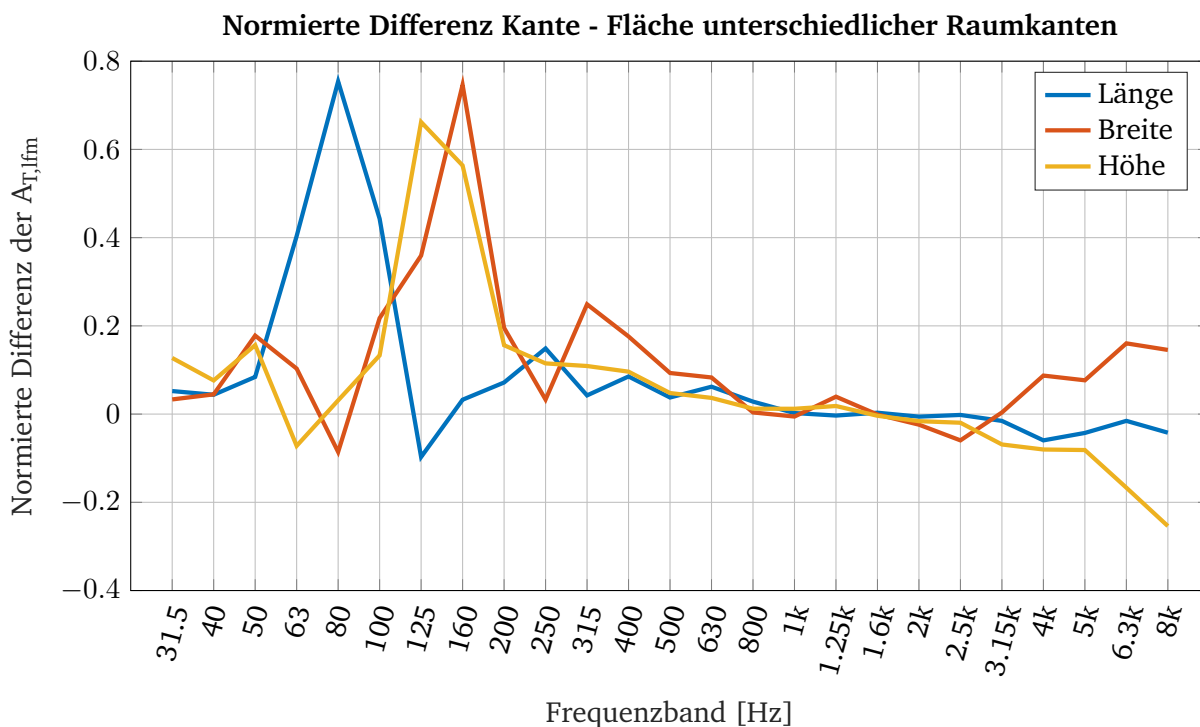


Abbildung 5.15: Normierte Differenz zwischen Kanten- und Flächeneinbau der drei Kantenrichtungen.

Bereits in den Einzelmessungen war zu sehen, dass jede Raumrichtung hinsichtlich des Frequenzbands über ein anderes Absorptionsmaximum verfügt, da bei unterschiedlichen Raumkantenlängen jeweils andere Raumresonanzen bedämpft werden können. Die normierte Differenz für den maximalen Zuwachs in einem Terzband ist ähnlich hoch und erstreckt sich vorwiegend über vier bis maximal fünf Terzbänder in einem Bereich zwischen 50 Hz bis 250 Hz. Insbesondere Längs- und Breitseite weisen beinahe einen betragsmäßig identen Zuwachs beim Kanteneinbau auf. Dies deutet auf die Existenz eines durch die Kantenlängenunterschiede frequenzabhängig gemachten Zuschlags $\epsilon(f)$ hin, der die Absorptionswirkung des Kantenabsorbers in der Fläche mit jener in der Kante verknüpfbar machen könnte. Diese Erkenntnis könnte hilfreich im Ansatz der Berechnung von Kantenabsorbern auf Basis der statistischen Raumakustik nach [Peters 2018] sein, allerdings immer vor dem Hintergrund der Modentheorie. Ab 250 Hz bis 4 kHz ist erwartungsgemäß mit vernachlässigbaren Unterschieden zwischen Kanten- und Flächeneinbau zu rechnen, ausgenommen der Längsseite, deren Veränderung des Absorptionsverhaltens von

250 Hz bis über den restlichen Messbereich kaum ins Gewicht fällt. Es bestätigt sich, dass sich der Kanteneinbau im Vergleich zum Flächeneinbau hinsichtlich eines generellen Absorptionsgewinns über das gesamte Spektrum signifikant positiv auswirkt.

5.2.4 Absorptionsverhalten ohne porösem Füllmaterial

Wie aus Theoriekenntnis und Vormessungen in Abschnitt 4.1 zu erwarten, ergibt sich der überwiegende Teil der Absorptionswirkung des Kantenabsorbers durch die Befüllung mit porösem Absorbermaterial. Für die Messung der Konfigurationen ohne Absorbermaterial bzw. ohne Absorbermaterial und mit Stoffbeklebung sollte sich daher eine betragsmäßig kleinere Absorptionswirkung ergeben. Rechnerisch würde sich für die gelochte Abdeckplatte bei einem Wandabstand von 385 mm nach Tab. 4.3 eine Maximumsausprägung im Bereich der Resonanzfrequenz $f_0 = 200$ Hz ergeben. Eine fehlende, oder kaum ausgeprägt Frequenzabhängigkeit von der gewählten Raumkante würde zudem die Hypothese bezüglich der Wirksamkeit vor allem aufgrund tangentialer Schnellemaxima bekräftigen.

Weiters sollte sich die Absorptionswirkung entsprechend der Impedanzrohrmessung durch die Stoffbeklebung im Betrag erhöhen, besonders ausgeprägt im Bereich der errechneten Lochplattenresonanzfrequenz. Diese Annahmen bestätigen sich in den nachfolgenden Vergleichen gleicher Kantenabsorbereinzuständen bei Variation der Befüllung in den Abb. 5.17(a) bis Abb. 5.16(c) überwiegend. Nur für zwei Messungen mit Türmen (Abb. 5.17(b) und Abb. 5.16(a)) sowie den Längskanteneinbau in Abb. 5.16(c) liegt die Maximumsausprägung für die unbefüllten Absorber im 160-Hz-Band anstelle im errechneten 200-Hz-Band.

In Abb. 5.16 sind die Ergebnisse der Messungen bei Belegung von einer Kante pro Raumrichtung, ausgenommen der Turmmessung 5.16(c), dargestellt. Die Einbausituationen entsprechen jenen aus den Plänen in Abbn. 5.9(a), 5.11(a) und 5.13(a).

Erwähnenswerte Absorptionswirkung wird bei der Messung ohne Absorbermaterial (blau) aller drei Kantenbereiche nur im Bereich von 100 Hz bis 400 Hz rund um die Resonanzfrequenz der Lochplatte gemessen. Hier liegen die Maximalwerte, welche mit Spitzen bei rund $0,2 \text{ m}^2/\text{lfm}$ als eher niedrig einzustufen sind. Für Längs- und Hochkante liegt dieser Maximalwert im 160-Hz-Terzband, für die Breitkante bei 200 Hz allerdings mit Tendenz zur Ausprägung eines Doppelmaximums bei 125 Hz und 200 Hz. Zusätzlich wurde für die Konfiguration in Abb. 5.16(c) auch die Variante mit Stoffbeklebung vermessen (gelb).

Bis 4 kHz verläuft die Absorptionsfläche bei Beklebung qualitativ ähnlich wie ohne Beklebung, jedoch mit Offset nach oben und besonders im Bereich der Resonanzfrequenz stark erhöhter Absorptionswirkung. Der starke Anstieg ab 4 kHz bei Beklebung sowie die negativen Werte der Messung ohne Absorbermaterial im selben Bereich sind auf Messfehler bzw. -unsicherheiten zurückzuführen. Diese entstanden etwa dadurch, dass die verglichenen Messungen verteilt an mehreren Tagen und bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen stattgefunden haben. Die Einbezugnahme der klimatischen Bedingungen in die Absorptionsgradberechnung betrifft höhere Frequenzen stärker und zudem ist bei diesen Konfigurationen im höheren Frequenzbereich eine vergleichsweise geringe Absorptionswirkung zu erwarten gewesen. Kleinere Abweichungen machen sich somit in der Auswertung dieser Messdaten wesentlich bemerkbarer.

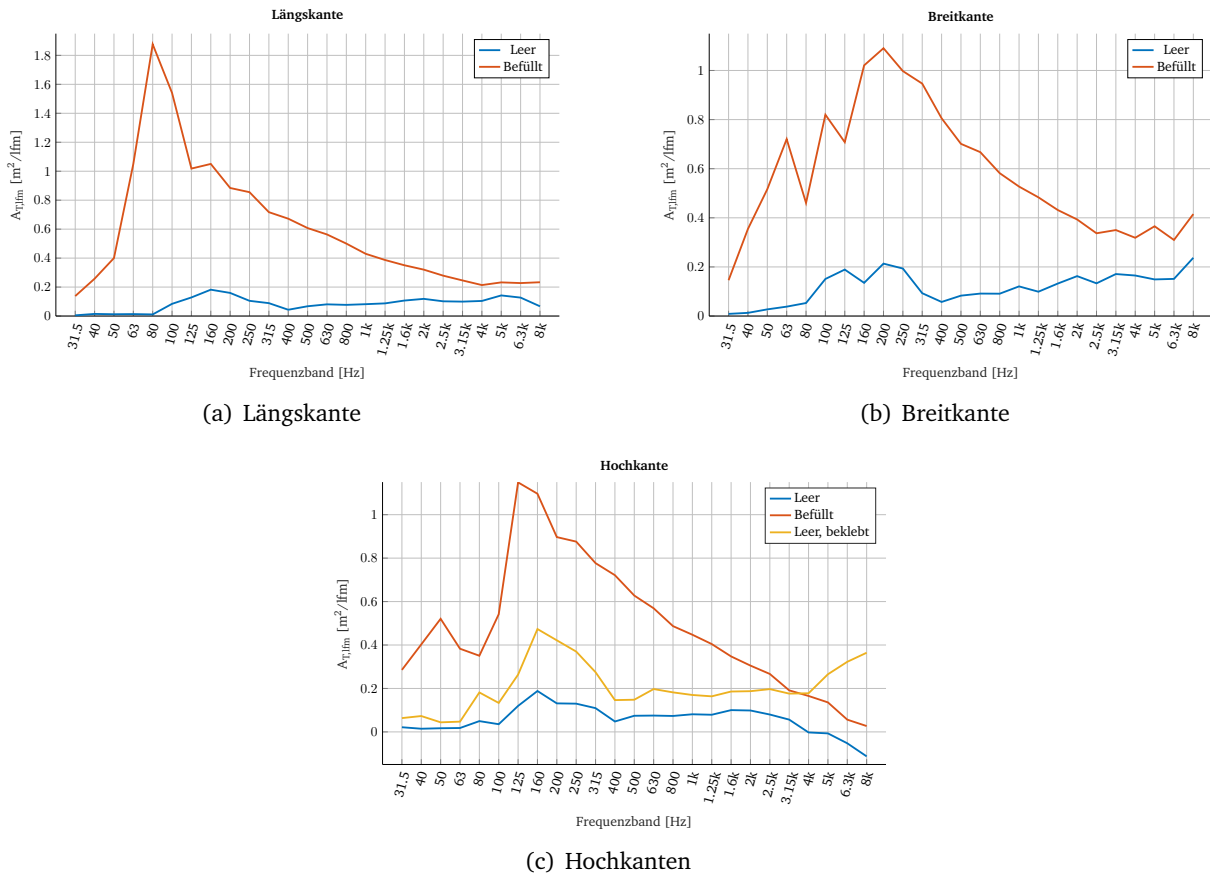


Abbildung 5.16: Vergleich des leeren und des befüllten Kantenabsorbers in äquivalenter Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang der einzelnen Hauptachsen des Hallraums.

Im Vergleich der Konfigurationen unter Abb. 5.17 wurden Module jeweils entlang einer Kante der drei Raumrichtungen sowie entlang der vier Höhenkanten platziert. Hier sind Messdaten für Vollbefüllung, Beklebung und Leerschacht verfügbar.

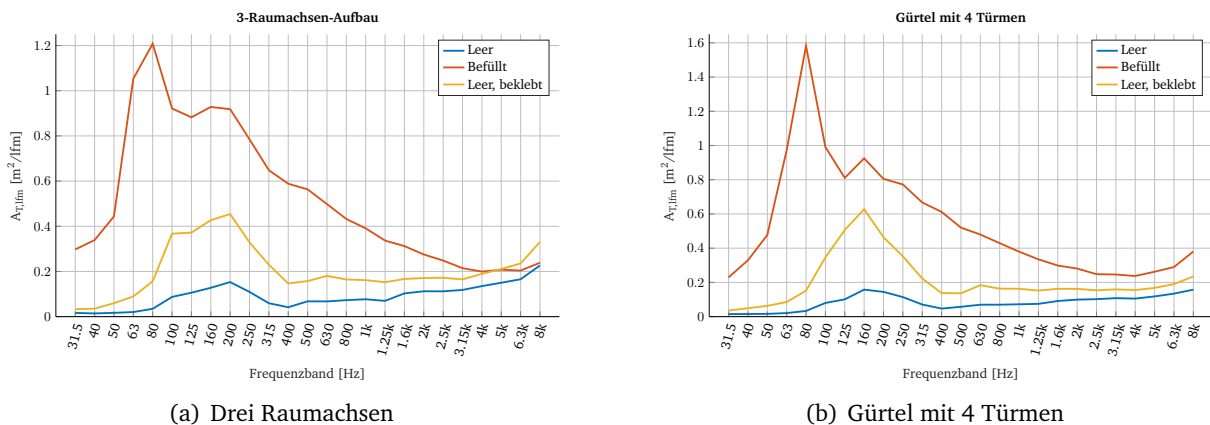


Abbildung 5.17: Vergleich des leeren und des befüllten Kantenabsorbers in äquivalenter Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang mehrerer Raumkanten.

Bei beiden Verläufen erkennbar ist der zu erwartende Absorptionszugewinn durch Beklebung und Befüllung, wobei bei Stoffbespannung die untere Grenzfrequenz für effektive Absorption im Bereich der 100-Hz-Terz liegt. Oberhalb dieser Grenzfrequenz ähneln sich die Absorptionsgrad-

verläufe von Befüllung und Beklebung bis etwa 5 kHz, wobei die Konfiguration mit Befüllung bis 3,15 kHz betragsmäßig deutlich absorbierender ist. Es ist anzunehmen, dass die durch den Baumwollstoff zustande kommende Absorption auf Reduktion der Schallschnelle beruht. Dies bekräftigt die Annahme, dass Kantenbereiche aufgrund der Schallschnelleanhäufungen zur Absorption genutzt werden können.

Der 3-Raumachsen-Aufbau in 5.17(a) zeigt, wie sich bei Vollbefüllung nahezu in Manier grafischer Addition die Absorptionsmaximumsbereiche der drei einzeln betrachteten Raumrichtungen nach Abb. 5.16 zu einem Absorptionsgradverlauf bestehend aus den drei Kantenspektren zusammenfügen. Daraus folgernd bestärkt dies die Annahme, dass die Absorptionsbandbreite des Kantenabsorbers in direktem Zusammenhang mit dem Gegebenheiten des Schallfelds im Raum steht und der Kantenabsorber an sich potentiell im Tieftonbereich breitbandig absorbiert, wo es im Zusammenhang mit $f_{G,Raum}$ auch am trefflichsten ist.

Die Maxima von Beklebung und Leerschacht im Tiefmittenbereich stehen frequenzmäßig betrachtet im direkten Zusammenhang. Dies bestätigt die Annahme, dass die Lochplattenresonanzwirkung durch die Stoffbespannung in der Absorption verstärkt wird. Für die Konfiguration mit leerem Absorberschacht zeigt, dass die entsprechend der Lochplattenresonanzfrequenz bedingte Maximumausprägung durch die Positionierung entlang der Höhenkante (Abb. 5.17(b)) in die darunter liegende Terz verschoben wird. Auch wenn der Unterschied gering ist, kann dies als Hinweis darauf gewertet werden, dass Interferenzeffekte entlang der Kanten Einfluss auf die Lochplattenabsorption haben könnten.

5.3 Einfluss der Kantenabsorberabmessungen

5.3.1 Messergebnisse

Im Rahmen der Messkampagnen wurden vorwiegend Kantenabsorberkonfigurationen mit den Modulen der Außenabmessung 400 x 400 mm vorgenommen. Mit einer Absorptionsmaterialdicke d_{Abs} im Inneren von etwa 385 mm liegt dieser Kantenabsorber am unteren Ende der erprobten Dicke für das typische Absorptionsspektrum nach [Fuchs 2017, S. 143]. Hier wird angegeben, dass der Kantenabsorber ab einer Dicke von $d_{Abs} \geq 400$ mm seine Wirkung zu entfalten vermag. Ergänzend wurde daher die Messung KA46 [Datenblätter, S. 146ff] durchgeführt. Dabei handelt es sich eine Längskantenabsorberkonfiguration mit zwei Reihen Kantenabsorbermodulen aufeinandergestapelt, unter anderem ersichtlich in Abb. 3.8(c). Dies ergibt für die verbaute Kante eine Absorberaußenabmessung von 400 x 800 mm. In den zugehörigen Messergebnissen aus Abb. 5.18 ist eine Veränderung der Absorptionscharakteristik, vorwiegend geprägt von einem Anstieg der Absorption im 63-Hz-Band, zu erkennen. Zudem ergibt sich eine leichte Anhebung des Absorptionsflächenverlaufs über das weitere Spektrum, mit Ausnahme des 80-Hz-Bandes.

Das Absorptionsmaximum verschiebt sich bei der breiteren Variante um eine Terz nach unten in das 63-Hz-Band. Beim für die Abmessung 400 x 400 mm geltenden Absorptionsmaximum zeigt sich sogar ein geringfügig kleinerer Wert für die äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber. Von 100 Hz bis 8 kHz ergibt sich ein ähnlicher Absorptionsflächenverlauf, jedoch erhöht um etwa 0,2-0,4 m²/m. Zur Vollständigkeit sei erwähnt, dass die Messung der breiteren Variante mit einem anderen Quellentyp und ohne Subwoofer erfolgt ist. Die Gegenüberstellung beider Quellen für eine andere Konfiguration ergab jedoch eine gute Vergleichbarkeit untereinander im Bereich von 63 Hz bis 6,3 kHz [Datenblätter, S. 148ff].

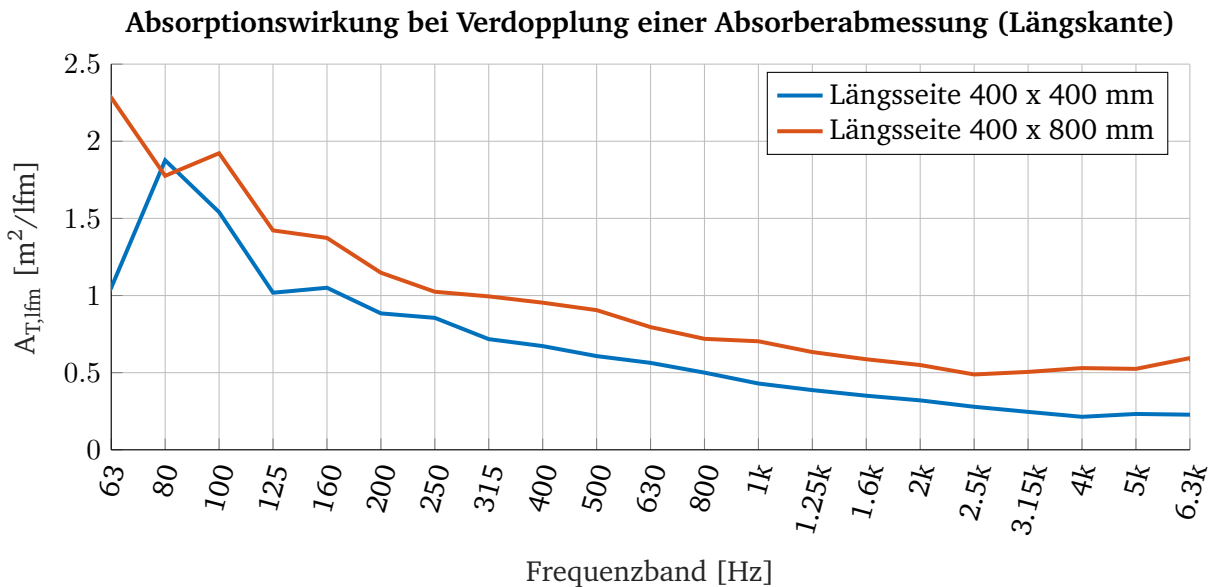
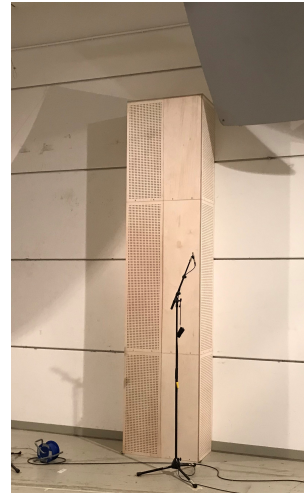


Abbildung 5.18: Vergleich Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang einer Längsseite bei Verdopplung der Höhenkante.

Eine Variation der Breite wurde auch im Rahmen der Flächenmessungen durchgeführt. Wie in Abb. 5.19 sichtbar, ist dies durch das Zusammenstellen zweier schmaler Türme zu einem breiten Turm realisiert worden, wobei sich die Position innerhalb der Wandfläche ändert.



(a) Kantenabsorberraufstellung mit zwei schmalen Türmen in der Fläche der Raumlängsseite. Es wurde jeweils eine zusätzliche Außenwand aufgeschraubt.



(b) Kantenabsorberraufstellung mit einem breiten Turm in der Fläche der Raumlängsseite.

Abbildung 5.19: Variation der Breite des Kantenabsorbers in der Fläche durch Zusammenstellen zweier Türme zu einem breiten Turm.

In Abb. 5.20 sind die entsprechenden Ergebnisse für $A_{T,lfm}$ dargestellt. Aufgrund der Positionsänderung des Einzelturms kann in der Absorptionsgradverlaufsänderung nicht nur isoliert die Änderung der Absorberbreite betrachtet werden. Wie in Abb. 5.18 stellt sich generell eine Erhöhung der Absorptionsfläche ein, zudem eine leichte Verbesserung hin zu tiefen Frequenzen. Das Absorptionsmaximum ist für die Variante mit einem breiten Turm wesentlich ausgepräg-

ter und um eine Terz nach oben verschoben. Auch im Bereich 40 Hz bis 63 Hz wird durch die Verbreiterung stärker absorbiert, bei 63 Hz kommt es sogar zur Ausprägung einer Absorptionsspitze zwischen 31,5 Hz und 200 Hz. Vergleich man die Absorptionsmaxima von Abb. 5.20 und Abb. 5.21 stellt sich ab 160 Hz ein ähnlicher Verlauf in Absorptionswirkung für die gleichen Frequenzanteile ein. Dies unterstreicht wiederum die Annahme, dass die Absorptionsmaxima auf die Lage der von der Modenstruktur abhängigen Bereiche hoher Schallschnelle zurückzuführen sind. Aufgrund der Turmkonstruktion ist bei beiden Messungen die Raumhöhe die übereinstimmende Raumrichtung, daher sollte die Variation der verbleibenden Raumseiten auf die Absorptionswirkung entsprechend Abb. 5.15 für den Frequenzbereich ab 200 Hz kaum Auswirkungen haben. Die sich ähnelnden Verläufe ab 200 Hz bestätigen diese Annahme.

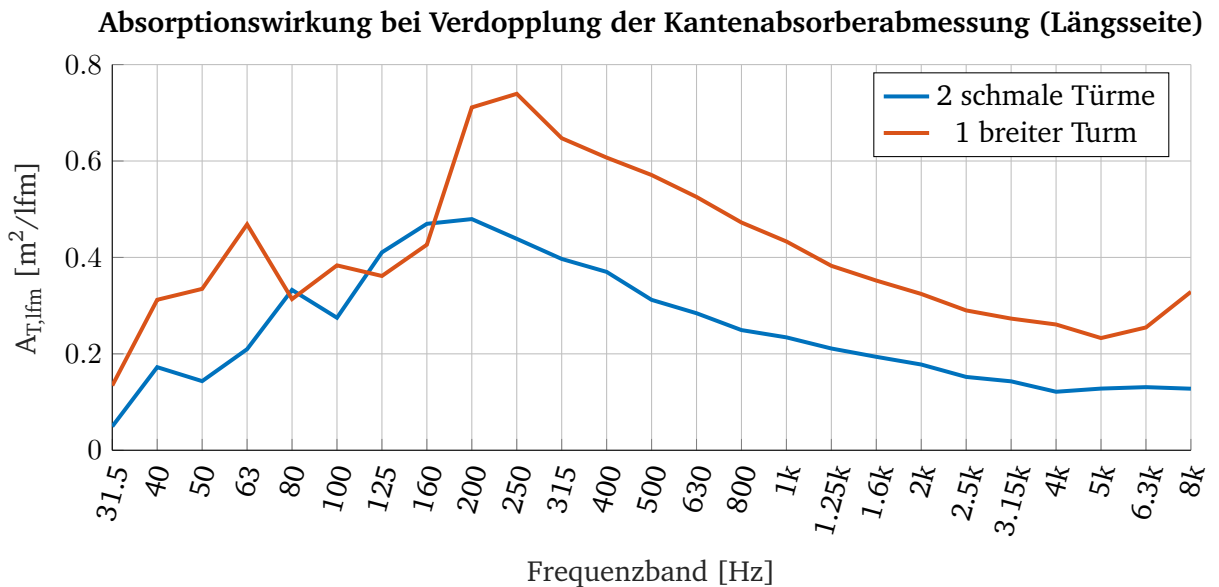


Abbildung 5.20: Vergleich Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber an der Wandfläche der Längsseite bei Variation der Kantenabsorberbreite.

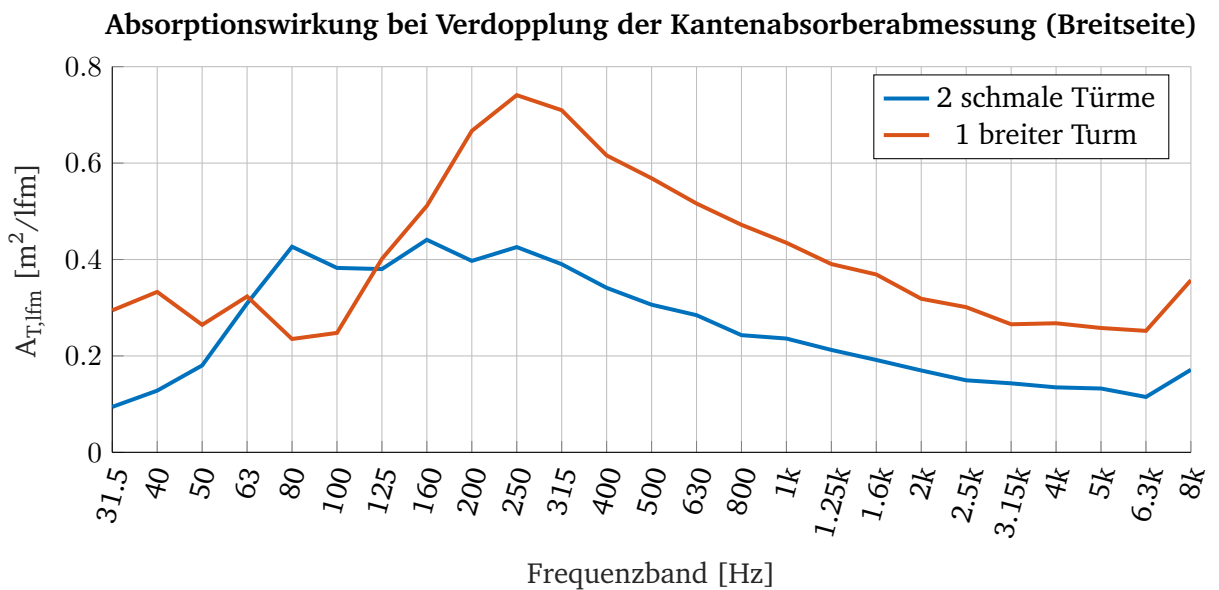


Abbildung 5.21: Vergleich Absorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber an der Wandfläche der Breitseite bei Variation der Kantenabsorberbreite.

5.4 Klassenraum Bundesrealgymnasium Keplerstraße Graz

Da die Volumina des Hallraums und des Klassenraums 2a sehr ähnlich sind, liegen auch deren Grenzfrequenzen nahe beieinander.

$$f_{G, BRGK} = \frac{1000}{\sqrt[3]{V}} = \frac{1000}{\sqrt[3]{243}} = 160,25 \text{ Hz.} \quad (5.3)$$

Die einzelnen Raumdimensionen unterscheiden sich jedoch stark, was sich auch in einer vom Hallraum unterschiedlichen Modenstruktur auswirkt. Die Modenverteilung des Klassenraums ist in Abb. 5.22 ersichtlich. Zugunsten besserer Übersicht wurde auf die Darstellung der schrägen Moden verzichtet. Dargestellt sind axiale Moden der maximalen Ordnung $n = 9$ und tangentiale Moden der maximalen Ordnung $n = 5$, welche im Frequenzbereich von 20 Hz bis 200 Hz liegen. Eine tabellarische Auflistung der errechneten Modenfrequenzen ist Abschnitt A.3.2 zu entnehmen.

Errechnete Modenfrequenzen der Klasse 2a im BRG Kepler

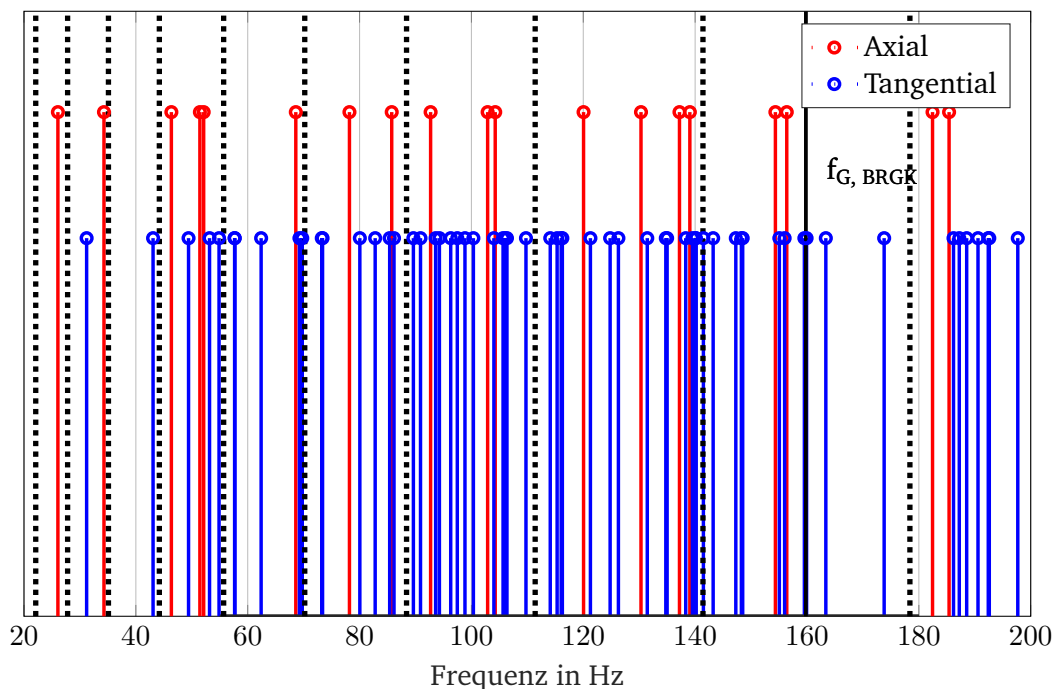


Abbildung 5.22: Errechnete Modenverteilung des Klassenraums 2a des BRG Kepler Graz. Die vertikalen, strichlierten Linien kennzeichnen die Grenzen des jeweiligen Terzbands.

Auffällig sind hier besonders die Moden der 100-Hz-Terz, da diese sehr dicht beieinanderliegende Frequenzgruppen beinhaltet. Die Moden 6-0-0 (102,9 Hz), 4-3-0 (104,0 Hz) und 0-4-0 (104,3 Hz) befinden sich alle innerhalb eines Abstands von unter 2 Hz, zudem sind in dieser Gruppe zwei axiale Moden beinhaltet. Zu weiteren Frequenzanhäufungen dieses Bandes kommt es am unteren Ende mit 0-0-2 (92,7 Hz), 3-3-0 (93,6 Hz) und 1-0-2 (94,3 Hz), wobei auch hier eine axiale Mode in der Gruppe inkludiert ist. Am oberen Ende der Terz kommt eine Gruppe ohne axiale Modenfrequenzen vor: Die Moden 1-4-0 (105,7 Hz), 3-0-2 (106,0 Hz) und 0-2-2 (106,4 Hz) bilden eine ebenfalls dicht beieinanderliegende Frequenzgruppe. Zur besseren Übersicht sind alle errechneten axialen und tangentialen Modenfrequenzen im Bereich der 100-Hz-Terz tabellarisch in Tabelle 5.3 dargestellt.

Frequenz	Indizes	Frequenz	Indizes
89,62 Hz	5-1-0	100,35 Hz	5-2-0
90,90 Hz	0-3-1	102,90 Hz	6-0-0
92,70 Hz	0-0-2	104,02 Hz	4-3-0
93,60 Hz	3-3-0	104,26 Hz	0-4-0
94,28 Hz	1-0-2	105,66 Hz	1-4-0
96,30 Hz	0-1-2	106,02 Hz	3-0-2
97,48 Hz	5-0-1	106,35 Hz	0-2-2
98,84 Hz	2-0-2	109,75 Hz	2-4-0

Tabelle 5.3: Axiale (maximaler Ordnung 9) und tangentielle Moden (maximaler Ordnung 5) im Bereich der 100-Hz-Terz der Klasse 2a des BRG Kepler.

Im nachfolgenden Diagramm Abb. 5.23 sind die äquivalenten Schallabsorptionsflächen pro Laufmeter Kantenabsorber für eine Turm- und eine Gürtelkonfiguration (KAT1 und KAG3) [Datenblätter, S. 113 und S. 117] zusammengefasst.

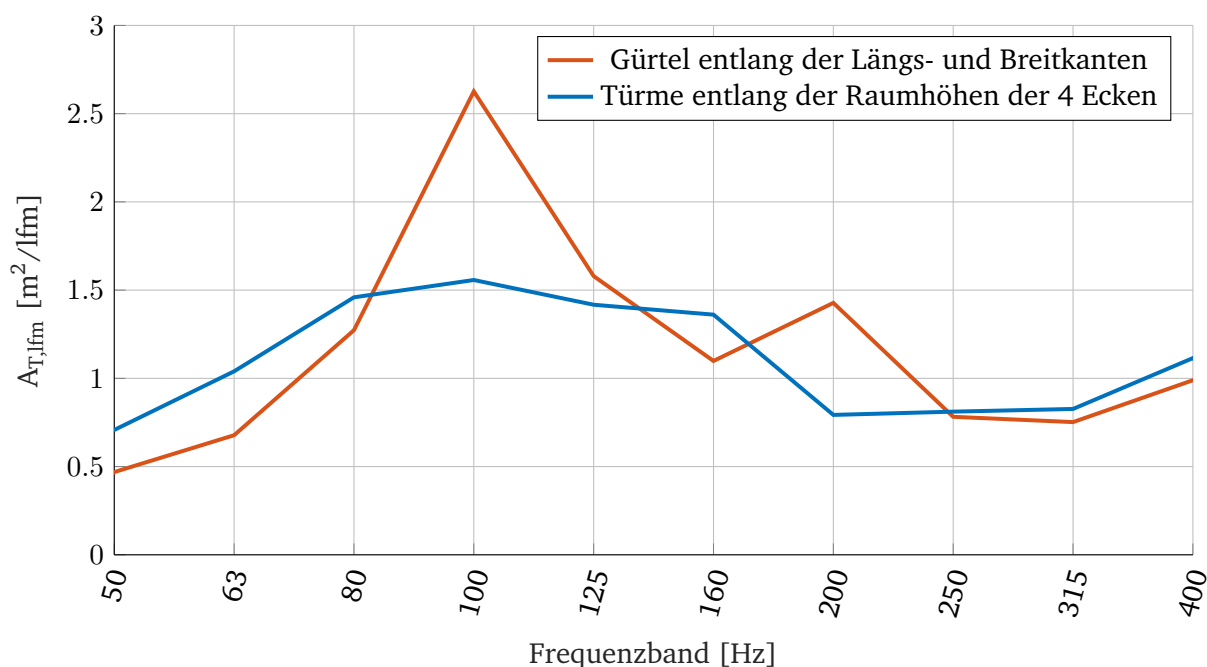


Abbildung 5.23: Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber für eine Konfiguration nur entlang aller vier Kanten der Länge und Breite (blau) und entlang der vier Raumhöhenkanten (rot).

Während der Kantenabsorber im Hallraum ein Absorptionsmaximum in der 80-Hz-Terz aufweist, zeigt er im Klassenraum ein Maximum in der modenbehafteteren 100-Hz-Terz. Vor allem in der Gürtelkonfiguration ist dieses Maximum stark ausgeprägt. Betragsmäßig kleiner und jedoch flacher verläuft das Maximum der Türme, ebenfalls in der 100-Hz-Terz liegend. Auffallend ist, dass die Absorptionwirkung der Türme im Bereich 50 Hz bis 80 Hz sowie im 160-Hz-Band tendenziell leicht höher ist, wobei dies ein eher geringer Unterschied ist.

Da der Klassenraum keinen perfekten Quader darstellt und zudem möbliert (Tafel, Tische und Stühle) vermessen wurde, ist die Modenberechnung weniger zuverlässig zur Vorhersage zu benutzen als im Hallraum. Grundlegend deutet die Modenberechnung jedoch auf einen Zusammenhang mit der Absorptionwirkung hin. Es handelt sich um den exakt gleichen Kantenabsorber wie in der Hallraummessung unter Abb. 5.6 und dennoch weicht das Maximum des

Absorptionsflächenverlaufs deutlich ab. Die Geometrie- bzw. Raumabhängigkeit ist somit am naheliegendsten. Im Detail ist zu erkennen, dass sich eine dichte Anhäufung von errechneten Modenfrequenzen, wie dies in der 100-Hz-Terz der Fall ist, im Absorptionsmaximum des Kantenabsorbers widerspiegelt. Zudem zeigt der Vergleich der Messungen, dass das Absorptionsspektrum durch die Kantenwahl bestimmt wird. Es lassen sich also die mit Kantenabsorber belegten Raumrichtungen mit Modenfrequenzzuordenbarkeit, -anzahl und -abstand in Verbindung bringen. Voraussetzungen dafür sind eine ausreichende Belegung mit Absorptionsmaterial und die Berücksichtigung der Kantenabsorberseitendimensionierung nach Abschnitt 6.2.

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass ein Modell auf Basis der Ermittlung von Quaderraummoden einen Ansatz in der Berechnung der Absorptionswirkung von Kantenabsorbern in Räumlichkeiten bilden kann. Die Tatsache, dass der exakt selbe Absorber in verschiedenen Räumen (hinsichtlich derer Modenstruktur) unterschiedliches Absorptionsverhalten aufweist, bestärkt die Annahmen des gebildeten Modells. Basierend auf der Ausprägung von Absorptionswirkung in Abhängigkeit von Raumkantengeometrie und Modenberechnung wird im folgenden Kapitel eine mögliche Art der Berechnung von Kantenabsorbern vorgeschlagen.

6

Berechnung von Kantenabsorbern

Die Berechnung der Kantenabsorber in dieser Masterarbeit basiert auf den Erkenntnissen aus Abschnitt 5.2, welche eine Berechnung und Gewichtung der Moden, für den hier vereinfachten Fall eines Quaderraums mit ebenen Oberflächen, nahelegen. Die zentralen Überlegungen basieren auf den Annahmen und Erkenntnissen der wellentheoretischen Raumakustik.

Die Überprüfung der Hypothesen und die anwendungsorientierte Realisierung des Modells aus 5.2.2 erfolgt mittels eines Berechnungstools, welches in MATLAB realisiert wurde. Die Berechnungsergebnisse des Tools sollen Aufschluss darüber geben, in welchem Frequenzbereich das Absorptionsmaximum des Kantenabsorbers angesiedelt ist und ob es eine bzw. mehrere bevorzugte Kantenrichtung/en gibt. Weiters soll das Berechnungstool bei der Dimensionierung von Breite und Höhe der Kantenabsorber sowie deren Platzierung dienlich sein. Basierend auf den Messergebnissen wurde ein Vorschlag zur Seitendimensionierung von quadratischen Kantenabsorbern erarbeitet.

6.1 Berechnung und Gewichtung von Raummodenfrequenzen

Die Berechnung der Modenfrequenzen auf Basis der von Lord Rayleigh bereits 1896 beschriebenen Formel mit anschließender Gewichtung bietet in dieser Arbeit die Grundlage für die Vorhersage des Verhaltens von Kantenabsorbern. Grundsätzlich sei hier erwähnt, dass sich durch Überlagerung aller Modenfrequenzen eines Raumes eine räumlich abhängige Schalldruck-Schallschnelleverteilung ergibt. Daraus kann ein dreidimensionales Feld komplexer Schallfeldimpedanzen abgeleitet werden [Weinzierl 2008, S. 283-286].

Die Ermittlung der Moden eines Quaderraums mit ebenen Oberflächen auf Basis der Raumkantenabmessungen x, y, z (Länge, Breite, Höhe) kann als einfache Alternative zur physikalischen Simulation von Modenstrukturen verwendet werden. Bei weniger komplexen Raumgeometrien, wie sie im Alltag durchaus häufig vorkommen, ermöglicht diese Art der Modenberechnung eine schnelle und praxisfreundliche Annäherung an die Absorptionswirkung von Kantenabsorbern.

Abb. 6.1 zeigt die Struktur des Berechnungstools, welche nachfolgend im Detail beschrieben wird. Die Pfeile kennzeichnen Übergabe- bzw. Rückgabewerte an die jeweilige Funktion. Aus Gründen der besseren Nachvollziehbarkeit wurden die Namen der Variablen aus dem Programmcode übernommen.

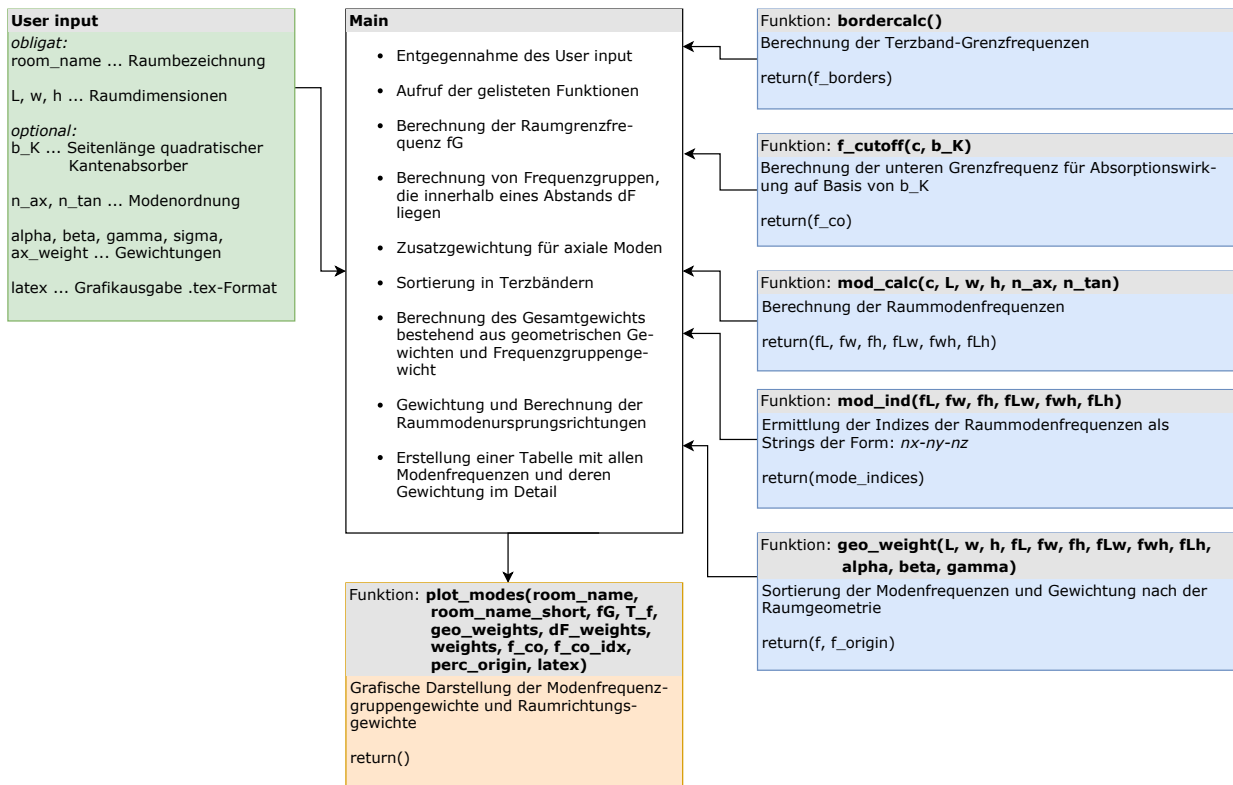


Abbildung 6.1: Programm- und Ablaufstruktur des Kantenabsorberberechnungstools.

Die Hauptfunktion `main` koordiniert BenutzerEingaben, Funktionsaufrufe und Ausgaben. Weiters findet ein Teil der notwendigen Berechnungsschritte in der Hauptfunktion statt, wie z.B. die Ermittlung der Grenzfrequenz des Raumes f_G nach Gleichung 5.1. Zu Beginn werden von dem/der Benutzer/in die obligaten Angaben Raumbezeichnung `room_name` und Raumdimensionen L , w , h angegeben. Optional kann die Seitenlänge b_K eines Kantenabsorbers quadratischer Grundfläche angegeben werden, um dessen untere Grenzfrequenz für Absorptionswirkung zu berechnen. Ebenfalls optional sind die Möglichkeit die maximalen Modenordnungen n_{ax} , n_{tan} und die einzelnen Gewichtungsfaktoren α , β , γ , σ , ax_weight zu verändern sowie die Option einer Grafikausgabe im LaTeX-Format⁴ mittels der Boole'schen Variable `latex`. Die Eingabe der Raumdimension und Seitenlänge des Kantenabsorbers erfolgt in Meter.

Die Variablen α , β , γ und ax_weight werden als geometrische Gewichtungsfaktoren bezeichnet. Sie dienen dazu, an Raummodenfrequenzen Gewichte in Abhängigkeit ihrer Zuordnung zu/-zur Raumabmessung/en zu vergeben. α entspricht dem Basisgewicht der errechneten axialen Modenfrequenzen (Gleichung 6.4). β wird als Basisgewicht der errechneten tangentialen Modenfrequenzen verwendet. Bei den tangentialen Modengewichten wird zur Berücksichtigung der zwei räumlichen Laufpfade zudem γ entsprechend der Gleichung 6.5 miteinbezogen. Eine zusätzliche Anpassung aller axialen Modenfrequenzgewichte erfolgt mittels der Variable ax_weight nach Gleichung 6.6. Hierbei ist eine Abhängigkeit der Höhe der Frequenz implementiert worden.

Der Frequenzgruppengewichtungsfaktor σ wird dazu verwendet, eventuell errechnete Anhäufungen von Modenfrequenzen entsprechend zu gewichten (Gleichung 6.10). Weiters findet σ

⁴ Benötigt Freeware `matlab2tikz`. Online verfügbar unter: <https://github.com/matlab2tikz/matlab2tikz>, abgerufen am 24.06.2019.

in der Skalierung nach Gleichung 6.12 Verwendung, welche die steigende Modendichte mit steigender Frequenz und die sich daraus ergebende Erhöhung der Frequenzgruppengewichte berücksichtigt.

Abgeleitet aus den Messergebnissen resultieren folgende Standardwerte, die gegebenenfalls verändert werden können:

- Maximale Ordnung der axialen Moden $n_{ax} = 9$ und tangentialen Moden $n_{tan} = 5$
- Geometrische Gewichtungsfaktoren $\alpha = 3,5$, $\beta = 0,5$, $\gamma = 0,9$ und $ax_weight = 1$
- Frequenzgruppengewichtungsfaktor $\sigma = 0,02$

Zur einfacheren Bedienung, vor allem hinsichtlich der Eingabe der Daten wurde eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) entworfen, welche im Abschnitt 6.3 näher beschrieben wird. Grundsätzlich werden vom Berechnungstool Frequenzen zwischen 20 Hz und 315 Hz in Terzbändern für die Verarbeitung herangezogen. Als unveränderbarer Standardwert für die Berechnung der Frequenzgruppengewichte wurde der frequenzbandabhängige Wert dF_factor mit $\sqrt[24]{2} - 1$ ermittelt. Dieser Faktor entspricht einem Vierteltonabstand und dient zur Berechnung des Frequenzabstands Δf , aus welchem eine Modenfrequenzgruppe gebildet wird. Die Berechnung von Δf erfolgt für jede Mode in Abhängigkeit ihrer Zuordenbarkeit in ein Terzband mit der Mittenfrequenz f_{TBM} nach:

$$\Delta f = f_{TBM} (\sqrt[24]{2} - 1). \quad (6.1)$$

Die Bildung der Frequenzgruppen erfolgt terzbandübergreifend. Das bedeutet, dass Frequenzen unterschiedlicher Terzbänder, die entsprechend Δf ihrer jeweiligen Zuordenbarkeit nahe genug aneinander liegen, trotzdem eine Gruppe bilden können. Die oberen und unteren Terzbandgrenzfrequenzen werden mit der Funktion `border_calc` ermittelt, welche die Frequenzbereiche entsprechend [ÖNORM EN ISO 266 1997] vorgibt. Mittels der Funktion `f_cutoff` wird bei vorhandener Angabe einer Seitenlänge von $b_K \neq 0$ die untere Grenzfrequenz f_{co} für die von der Kantenabsorberseitegeometrie abhängige Absorptionswirkung ermittelt. Die Ermittlung erfolgt nach einem Vorschlag zur Berechnung, welcher in Abschnitt 6.2 angeführt ist.

In der Funktion `mod_calc` findet entsprechend der Vorschrift die Berechnung der Modenfrequenzen statt. Die axialen Moden werden nach Gleichung 5.2 basierend auf den Abständen zwischen zwei Begrenzungsflächen für alle Raumrichtungen r errechnet. Aufgrund der geringeren Dämpfung an nur zwei Oberflächen ist deren Auswirkung auf das Modenfeld des gesamten Raumes als hoch anzusehen. Raummoden, deren Pfade auf zwei bzw. drei Dimensionen des Raumes verlaufen, werden als tangentiale bzw. oblique (schräge) Moden bezeichnet. Analog zu Gleichung 5.2 ist die Berechnung der tangentialen Modenfrequenzen der Ordnung n_r , beispielhaft für die Laufpfade zwischen x und y , vorzunehmen mit:

$$f_{n,r,tan} = \frac{c}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2}. \quad (6.2)$$

Bei den tangentialen Modenfrequenzen werden also auch jene berücksichtigt, deren Laufpfade zwischen x und z sowie y und z liegen. Der Abgleich des Modells mit den Messergebnissen hat gezeigt, dass die schrägen (obliquen) Moden nicht notwendigerweise einbezogen werden müssen. Die zugehörigen Indizes entsprechend der üblichen Notationsweise von Modenfrequenzen in der Raumakustik werden in der Funktion `mod_ind` in der Form $n_x - n_y - n_z$ ermittelt.

Die Gewichtung G der Modenfrequenzen untergliedert sich in zwei Hauptteile:

- **Geometrisches Gewicht** G_{geo} bestehend aus
 - Modenfrequenzzuordnungsgewicht $G_{f,r}$: Modenfrequenzen werden gewichtet nach ihrer Zuordenbarkeit zu einer oder mehreren Raumabmessungen, wobei längere Kanten und axiale Moden die höheren Gewichte erhalten.
 - Axiales Gewicht G_{ax} : Alle axialen Moden erhalten zusätzlich ein fixes Gewicht, welches zudem von der Höher ihrer Frequenz f abhängig ist.
- **Frequenzgruppengewicht** $G_{\Delta f}$
 - Modenfrequenzen, welche eine oder mehrere Nachbarfrequenzen im Abstand Δ von $|\Delta| \leq \Delta f$ besitzen, erhalten ein zusätzliches Gewicht.

Die Funktion `geo_weight` dient der Ermittlung des Modenfrequenzzuordnungsgewicht $G_{f,r}$, der Sortierung der Modenfrequenzen in aufsteigender Reihenfolge sowie der Zuordnung zu einer oder mehreren Raumabmessungen für die interne Weiterverarbeitung. Mittels einem Faktor r_{ratio} wird berücksichtigt, dass längere Raumkanten eine höhere Anzahl an Schallschnellemaxima aufweisen und somit effektiver zur Absorption genutzt werden können. Zur Ermittlung dieser Verhältnisse werden die von der jeweiligen Kantenlänge abhängigen Faktoren `L_ratio`, `w_ratio` und `h_ratio` berechnet, welche den Verhältnissen von einer einzelnen Kantenlänge zur Summe jeweils einer Abmessung pro Raumrichtung entsprechen. Ein Beispiel für das Verhältnis nach der Raumlänge L wäre:

$$L_{ratio} = \frac{L}{L + w + h}. \quad (6.3)$$

Der Gewichtsvektor $G_{f_{ax},r}$ für die axiale Modenfrequenz f_{ax} der Raumrichtung r wird unter Einbeziehung eines auf Basis der Messergebnisse ermittelten Faktors α wie folgt gebildet:

$$G_{f_{ax},r} = \alpha \cdot r_{ratio}. \quad (6.4)$$

Für die tangentielle Modenfrequenz f_{tan} der Raumrichtungen r_1 und r_2 erfolgt die Berechnung des Gewichts G_{f_{tan},r_1,r_2} unter Einbeziehung der anhand von Messergebnissen ermittelten Faktoren β und γ mit:

$$G_{f_{tan},r_1,r_2} = \beta \cdot \left(\frac{r_{1,ratio} + r_{2,ratio}}{\gamma} \right). \quad (6.5)$$

So werden für alle Modenfrequenzen Modenfrequenzzuordnungsgewichte vergeben und an die Hauptfunktion zurückgereicht. Innerhalb der Main-Funktion erfolgt die Ermittlung des geometrischen Gewichts G_{geo} unter Einbeziehung eines zusätzlichen Gewichts G_{ax} für alle axialen Modenfrequenzen, berechnet mit:

$$G_{ax} = \frac{ax_weight}{f_{ax}}. \quad (6.6)$$

Mit der standardmäßigen Vorgabe `ax_weight = 1` ergibt sich so eine $\frac{1}{f}$ Gewichtung. Das geometrieabhängige Gesamtgewicht G_{geo} errechnet sich schlussendlich mit:

$$G_{geo} = G_{f,r} + G_{ax}. \quad (6.7)$$

Das Frequenzgruppengewicht $G_{\Delta f}$ berücksichtigt die frequenzabhängige Nähe zweier oder mehrerer Modenfrequenzen. Dazu wird zunächst die Differenz Δ aller betrachteten n Modenfrequenzen zueinander in Form einer Matrix gebildet. Anschließend wird jede Modenfrequenz f_i auf ein Näheverhältnis zu einer anderen Modenfrequenz f_j hin untersucht. Dabei werden die

Abstände aller Modenfrequenzen zu allen jeweils anderen Modenfrequenzen betrachtet, anders ausgedrückt:

$$|\Delta| = |f_i - f_j|, \text{ mit } i, j = \{1, 2, 3 \dots n\}, \text{ und } i \neq j. \quad (6.8)$$

Liegt der Betrag der Differenz im Bereich $|\Delta| \leq \Delta f$, also innerhalb des in Gleichung 6.1 beschriebenen Abstands, wird für die untersuchte Frequenz f_i das Näheverhältnis zur Frequenz f_j durch ein Gewicht von 1 gekennzeichnet. Anschließend werden alle Vergabe von 1 für eine Modenfrequenz f_i aufsummiert. Nun verfügt jede betrachtete Modenfrequenz f_i über ein Gewicht G_{geo,f_i} und $G_{\Delta f,f_i}$.

Im nächsten Schritt werden die n Modenfrequenzen und die zugehörigen Gewichte in Terzbändern sortiert und die finalen Gewichte pro Terzband aus allen m im Terzband enthaltenen Frequenzen gebildet. Diese Gewichte sind mit einer Tilde gekennzeichnet. Das geometrische Gewicht pro Terzband \tilde{G}_{geo} errechnet sich mit:

$$\tilde{G}_{geo} = \sum_{i=1}^m G_{geo,f_i} \cdot \frac{1}{m}. \quad (6.9)$$

Ähnlich wird das Frequenzgruppengewicht pro Terzband $\tilde{G}_{\Delta f}$ gebildet, wobei hier der Vorfaktor σ eingesetzt wird:

$$\tilde{G}_{\Delta f} = \sigma \cdot \sum_{i=1}^m G_{\Delta f,f_i} \cdot \frac{1}{m}. \quad (6.10)$$

Im Anschluss wird das Modenfrequenzgewicht \tilde{G} pro Terzband durch Addition ermittelt:

$$\tilde{G} = \tilde{G}_{geo} + \tilde{G}_{\Delta f}. \quad (6.11)$$

Da mit steigender Frequenz die Modendichte zunimmt und sich somit die Frequenzgruppengewichte stark erhöhen, wird ab dem Terzfrequenzband $f_{TB} \geq 160$ Hz auf Basis der Messdaten eine Skalierung vorgenommen:

$$\tilde{G}_{f_{TB} \geq 160 \text{ Hz}} = \tilde{G} \cdot \frac{1}{0,95 \cdot \sigma \cdot \tilde{G}_{geo} \cdot f_{TB}}. \quad (6.12)$$

Diese Skalierung ist notwendig, da die Reaktion des Kantenabsorbers auf höhere Modendichte mit steigender Frequenz abnimmt und die Modenfrequenzdichte mit Annäherung an die Grenzfrequenz f_G eines Raumes stark zunimmt. Optional wird vorgeschlagen, diesen Grenzwert anstelle der fixen Vorgabe von 160 Hz in variabler Form, beispielsweise anhand von f_G , zu ermitteln.

Um Aussagen über eine möglichst absorptionseffektive Kante im jeweiligen Terzband treffen zu können, werden zudem die **Raumrichtungsgewichte** $R_{G,r}$ ermittelt. Ziel der Angabe von $R_{G,r}$ ist die Ermittlung einer bevorzugten Raumrichtung r zur Absorption in einem bestimmten Frequenzbereich. Die Errechnung von $R_{G,r}$ basiert auf der Annahme, dass die Anzahl der Moden innerhalb eines Terzbandes und einer Richtung Aussagekraft über die Effektivität des Kantenabsorbers in diesem Band besitzt. Das Raumrichtungsgewicht einer Raumrichtung r setzt sich zusammen aus der Anzahl der axialen Moden $n_{f,ax,r}$ dieser Richtung und jeweils 50 % der Anzahl der tangentialen Moden $n_{f1,tan,r}$ und $n_{f2,tan,r}$, welche die betrachtete Richtung r ebenfalls in ihrem Laufpfad enthalten. Für die Länge L sieht die Berechnung beispielsweise wie folgt aus:

$$R_{G,L} = n_{f,ax,L} + 0,5 \cdot (n_{f1,tan,L} + n_{f2,tan,L}). \quad (6.13)$$

Da die Modenanzahl in den einzelnen Terzbändern stark schwankt, ist es sinnvoll die Verhältnisse der einzelnen Raumrichtungsgewichte $R_{G,r}$ zueinander zu vergleichen. Daher erfolgt die Ausgabe und Berechnung der normierten Raumrichtungsgewichte, wobei ein höherer Wert auf eine höhere Modenanzahl der jeweilig zuzuordnenden Raumrichtungen und somit auf höhere Absorptionswirkung durch Platzierung in den Raumkanten der Richtung r hinweist.

Das Berechnungstool liefert zwei grafische Ausgaben (Plots), welche mittels der Funktion `plot_modes` erstellt werden. Weiters gibt das Programm eine Tabelle im .CSV-Format aus, welche allen errechneten Modenfrequenzen, deren Ordnungen sowie deren Einzelgewichte sortiert nach aufsteigender Modenfrequenz enthält. In Abschnitt 6.4 sind die Ergebnisse und Grafikausgaben des Tools für die untersuchten Räumlichkeiten dargestellt und werden mit den zugehörigen Messergebnissen verglichen.

6.2 Kantenabsorberseitendimensionierung

Ob ein entsprechend platzierter und ausreichend Schachtlänge l_K aufweisender Kantenabsorber in der Lage ist, Modenfrequenzen im unteren Tieftonbereich zu bedämpfen hängt, neben den Materialeigenschaften des porösen Anteils, von der Schachtseitengeometrie ab. Die Breite und Höhe des Kantenabsorberschachts, bezeichnet als Seitenabmessungen b_K bzw. h_K , bestimmen den Messergebnissen und theoretischen Überlegungen zu Folge eine untere Grenzfrequenz, bis zu welcher sich Absorptionswirkung einstellen kann bzw. bis zu welchem Bereich Moden bedämpft werden können.

Für die nachfolgenden Überlegungen gilt die Voraussetzung $l_K \gg b_K$ sowie $l_K \gg h_K$. Wie in Abschnitt 2.2 erwähnt, ist bei ausreichender Anpassung vor allem die Absorberschichtdicke ein relevantes Kriterium. Geringe Schichtdicken haben wenig bis keinen Einfluss auf Frequenzen mit hoher Wellenlänge λ . Mit sinkender Frequenz dehnt sich die örtliche Ausprägung von Schalldruck- und Schallschnelleverläufen einer Phase im Raum immer mehr aus. Daraus folgernd wird angenommen, dass Volumsbereiche mit hohen Schallschnelleanteilen ausreichend von Absorptionsmaterial *besetzt* sein müssen, um die jeweiligen Frequenzen auch effizient absorbieren zu können. Es handelt sich nachfolgend um die Betrachtung der *tangentialen* Schallschnellekomponente.

Mit Hilfe einer Visualisierung des Schalldruckverlaufs bedingt durch Modenfrequenzen im Quaderraum (ca. 10,8 x 6,2 x 3,2 m), wie in Abbn. 6.2 und 6.3 gezeigt, kann diese Annahme detaillierter ausgeführt werden. Die Darstellung zeigt eine Simulation der modenbedingten Schallfelder einer tieferen und einer höheren tangentialen Mode. Entlang der hinteren Oberkante der Breitseite des Raums ist ein Kantenabsorber mit ca. 40 x 40 cm skizziert. Zugehörig eingetragen wurden Pfeile, welche eine Auswahl der Bereiche von Schalldruckmaxima (blau) und Schallschnellemaxima (rot) kennzeichnen sollen. Die ausgewählten Modenfrequenzen der Abbildungen verändern sich zur besseren Übersicht nur im Bereich des Index n_x , wodurch sich die Maximalausprägungen entlang der Breitkante in ihrer Anzahl nicht ändern. Die höhere Frequenz in Abb. 6.3 führt jedoch zu einer anderen, räumlichen Feldausdehnung in x -Richtung. Durch diese veränderte Ausdehnung nimmt der skizzierte Kantenabsorber für diese Frequenz in Richtung x wesentlich mehr Anteil an der Feld- bzw. Phasenausprägung in Nähe der Breitkante ein als für jene der Mode 3-2-0 in Abb. 6.2. Analog ergeben sich entlang der Längskante neben den zahlenmäßig häufiger erfassten Schnellemaxima auch durch den kleineren Durchmesser der dargestellten (Halb)zylinder in Relation gesehen Verbesserungen der Volumsbesetzung von Bereichen hoher Schnelle.

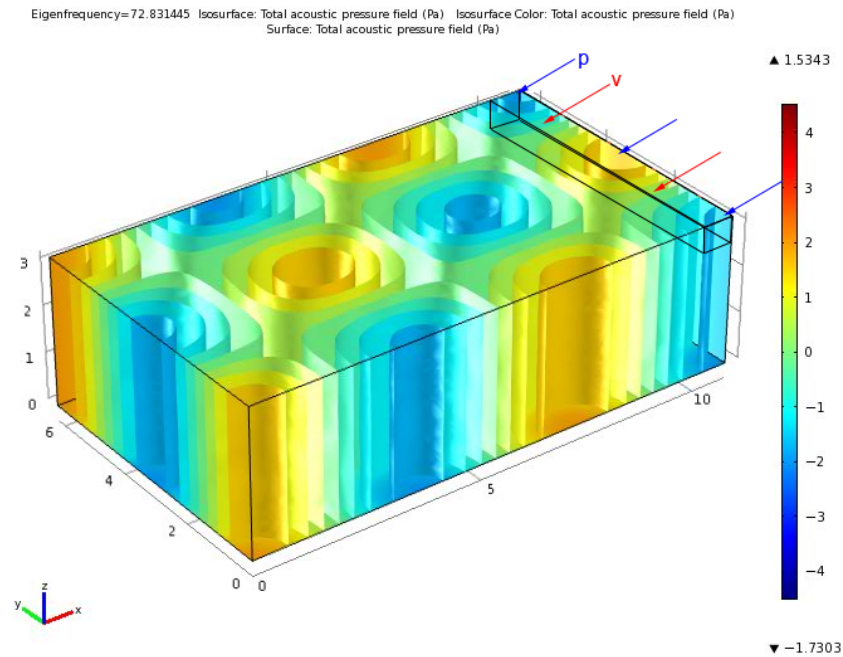


Abbildung 6.2: Räumliche Darstellung des Schalldruckverlaufs im Quaderraum der Mode 3-2-0 mit 73 Hz. In der hinteren, oberen Breitkante wurde ein Kantenabsorber skizziert. Die für effiziente, poröse Absorption nützlichen Bereiche hoher Schallschnelle (roter Pfeil) liegen jeweils genau gegenphasig zu den Bereichen mit hohem Schalldruck (blauer Pfeil).

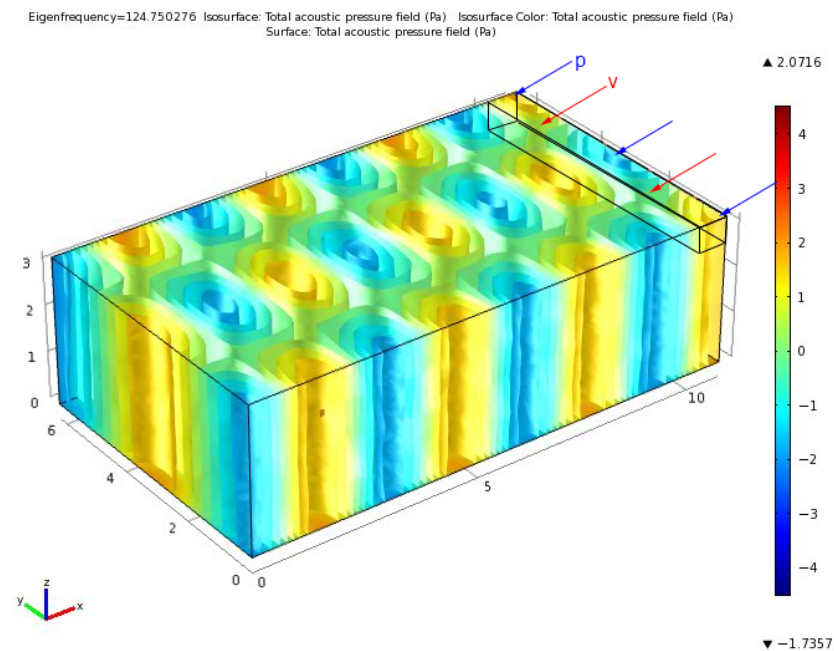


Abbildung 6.3: Räumliche Darstellung des Schalldruckverlaufs im Quaderraum der Mode 7-2-0 mit 125 Hz. In der hinteren, oberen Breitkante wurde ein Kantenabsorber skizziert. Die für effiziente, poröse Absorption nützlichen Bereiche hoher Schallschnelle (roter Pfeil) liegen jeweils genau gegenphasig zu den Bereichen mit hohem Schalldruck (blauer Pfeil).

Ein Kantenabsorber gleicher Länge l_K und größerer Seitenabmessungen (z.B. 80 x 80 cm) würde nun einen entsprechend größeren Volumsbereich besetzen und auch im tieferen Bereich stärker absorbieren können, da durch die größere Geometrie Bereiche hoher Schnelle auch für größere

Wellenlängen räumlich besser abgedeckt werden. Diese Überlegungen weisen auf einen Zusammenhang zwischen unterster, effizient absorbierbarer Modenfrequenz und Schachtseitenabmessungen des Kantenabsorbers hin, der nachfolgend auf nur kleiner Datenbasis behandelt wird. Um diesen Zusammenhang zwischen Seitenabmessungen und unterer Grenzfrequenz des Kantenabsorbers im Detail zu betrachten, ist eine weitere, entsprechend fokussierte Messkampagne notwendig.

Die unter Abschnitt 5.3.1 angeführten Messergebnisse erlauben in Kombination mit obigen Überlegungen und theoretischen Erkenntnissen die Folgerung, dass die untere Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ für effektive Absorption im Zusammenhang mit λ und der Abmessung der Seiten b_K bzw. der Diagonale d_K des Kantenabsorberschachts stehen könnte. Entsprechend der Arbeiten von [Waterhouse 1955] ist bekannt, dass die Energiedichte des Schallfelds innerhalb eines Raumes mit schallharten Begrenzungen nicht uniform ausgeprägt ist, sondern insbesondere in der Nähe dieser Begrenzungen von Interferenzmustern geprägt wird. Eine gute Annäherung an die idealisierte Diffusität ist, wenn es die Modenausprägungen überhaupt zulassen sollten, nur in ausreichendem Abstand zu Begrenzungsflächen gegeben. Es ist anzunehmen, dass beim Einsatz von Kantenabsorbern Auswirkungen dieser Interferenzmuster tragsam werden.

In Abb. 6.4 wird oben, (a) bis (c), eine eindimensionale Reflexionsfläche mit eingezeichnetem Vektor x und darunter, (d) bis (f) eine zweidimensionale, rechtwinkelige Kante mit eingezeichnetem Vektor ρ betrachtet. Die Vektoren x bzw. ρ beschreiben die Richtung der abstandsabhängigen Verläufe von quadriertem, mittleren Schalldruck $\overline{p_r^2}$ (potentieller Energieanteil), quadrierter mittlerer Schallschnelle $\overline{v_r^2}$ (kinetischer Energieanteil) und der sich aus deren Summe ergebenden Energiedichte E_r . Die Werte entlang der x-Achse der Diagramme sind frequenzabhängig mit $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ zu betrachten. Die roten Linien sind nicht Bestandteil der originalen Veröffentlichung, sondern kennzeichnen einen für die nachfolgenden Überlegungen hilfreichen Abstand von $\frac{\pi}{2}$, eingesetzt in den jeweiligen Abstandsvektor $x, \rho = \frac{\pi}{2}$. Dies entspricht einer Wellenlänge von $\frac{\lambda}{8}$.

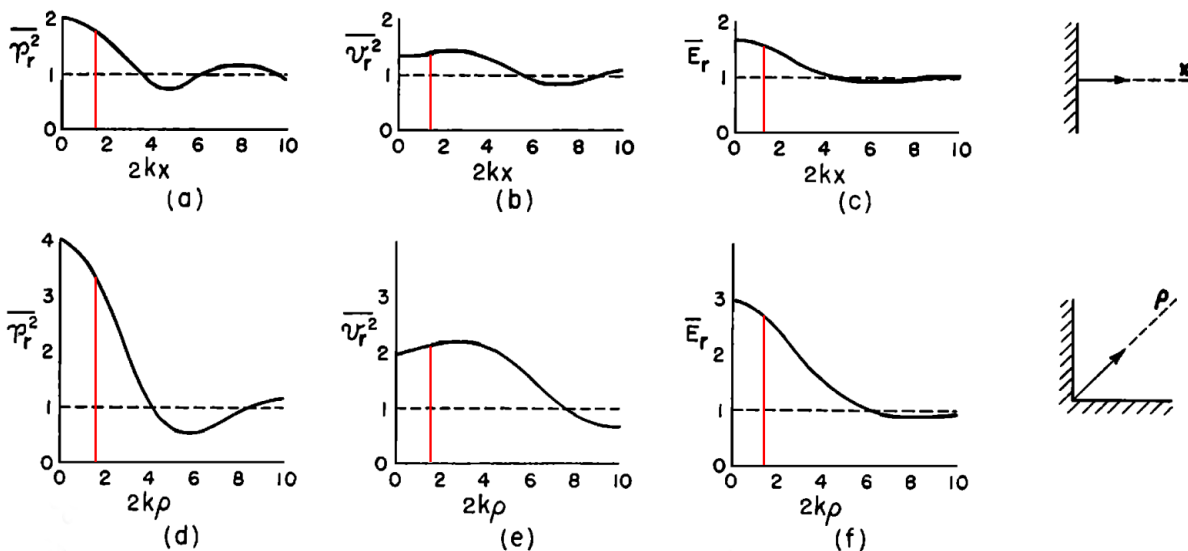


Abbildung 6.4: Interferenzmuster in halligen Räumlichkeiten entlang einer zweidimensionalen Kante. In rot wurden nachträglich Abstände vom Autor der Masterarbeit eingezeichnet, welche einer Distanz von $\frac{\lambda}{8}$ entsprechen.

Basierend auf den Messergebnissen nach Abschnitt 5.3 in Kombination mit der Kenntnis über die Ausprägung von Interferenzmustern, wird an dieser Stelle vorgeschlagen, dass die untere Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ eines quadratisch ausgeführten Kantenabsorberschachts ausreichender

Länge l_K mittels dessen Schachtdiagonale d_K ermittelt werden kann mit:

$$f_{uG,KA} = \frac{c}{d_K \cdot 8}. \quad (6.14)$$

Diese Berechnungsformel wurde, unter der Berücksichtigung der Diagonalenberechnung eines quadratischen Kantenabsorbers mit $d_K = \sqrt{2} \cdot b_K$, in die Funktion f_cutoff des Berechnungstools implementiert. Übertragen auf die Abstandsverläufe der Untersuchung zur Kante in Abb. 6.4 würde dies bedeuten, dass durch die ausreichend hohe Schallschnelle im Kantenbereich innerhalb von $\rho \leq \frac{\lambda}{8}$, sofern die Schallwelle gut in den Absorber eindringen kann, effektive Absorption möglich ist.

Betrachtet man einen Kantenabschnitt, beispielsweise jenen des skizzierten Kantenabsorbers in Abb. 6.3, so ragt die Absorberkonstruktion abhängig von der Schachtabmessung in das Rauminnere und bildet einen von Absorptionsmaterial besetzten Bereich. Die Quantifizierung dieses Bereichs erfolgt in Anlehnung an den Verlauf des Vektors ρ in Abb. 6.4 (rechts unten), welcher dem Verlauf einer Diagonale eines quadratischen Kantenabsorbers entspricht. Anhand dieser Überlegungen wurde ein von der Kantenabsorbergeometrie her einschränkender Parameter gefunden, der sich mit den Ergebnissen der Messungen deckt. Aus der Gleichung 6.14 kann somit das Kriterium für Absorption von Frequenzen bis zur Wellenlänge λ mit $d_K \geq \frac{\lambda}{8}$ abgeleitet werden. Nach diesem Kriterium wurde die Abb. 6.5 erstellt, welche die untere Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ eines quadratischen Kantenabsorbers in Abhängigkeit von dessen Seitenlänge b_K zeigt.

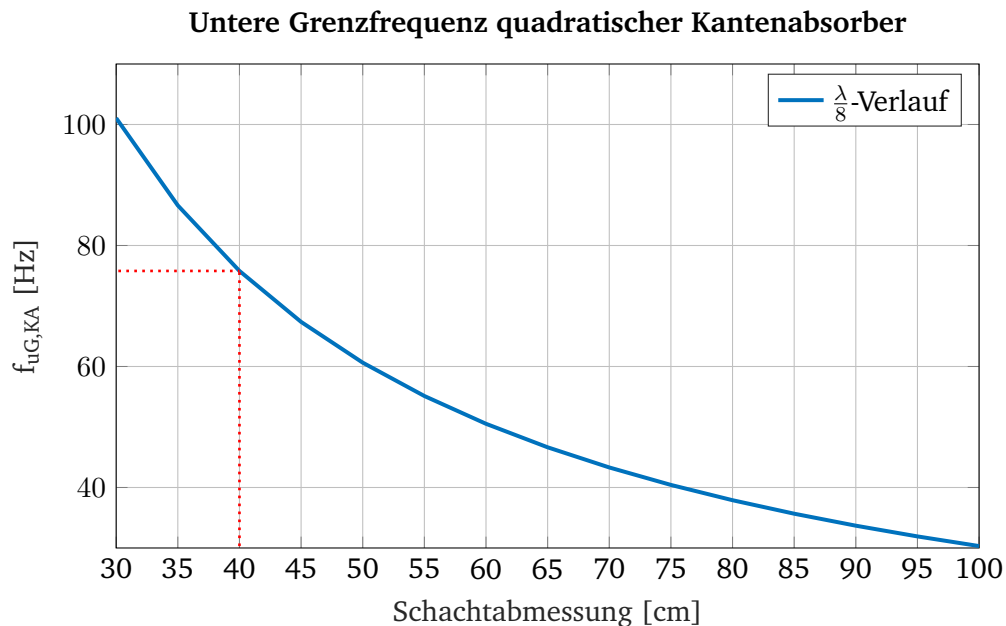


Abbildung 6.5: Untere Grenzfrequenz eines quadratischen Kantenabsorbers ($l_K \gg b_K$) in Abhängigkeit der Schachtabmessungen. Die rot punktierte Linie kennzeichnet die untere Grenzfrequenz des im Rahmen der Messkampagne verwendeten Kantenabsorbers mit einer Seitenlänge von $b_K = 40$ cm.

Die $f_{uG,KA}$ des Kantenabsorbers der Messkampagne läge mit einer Seitenlänge von $b_K = 40$ cm bei etwa 77 Hz, was gut mit den Messergebnissen übereinstimmt. Für ausreichende Absorption im 50-Hz-Band ist demnach bereits eine Seitenabmessung von ca. 63 cm notwendig. Zu bemerken ist, dass tiefe Frequenzen mit steigender Wellenlänge zunehmend schwerer absorbiert werden können. Dies geht auch aus den Messergebnissen nach ISO 354 sowie dem Impedanzrohr, wie in Abb. 4.40 dargestellt, hervor. In der realen Situation könnte sich daher bei steigender Seitenabmessung eine zunehmend immer kleinere Senkung von $f_{uG,KA}$ und somit flacherer Kurvenverlauf ergeben.

6.3 Grafische Benutzeroberfläche des Berechnungstools EACT

Um die Berechnung des Kantenabsorbers in einer bestimmten Räumlichkeit möglichst einfach zu gestalten, wurde mit Hilfe des MATLAB AppDesigners 2018 eine GUI entworfen, die erlaubt das Tool als eigenständige Applikation zu verwenden. Der Startbildschirm von **EACT** - Edge Absorber Calculation Tool - zeigt die Registerkarte *Basic*, welche in Abb. 6.6 dargestellt ist. Hier können Name und Dimensionen der Räumlichkeit, Dimension des Kantenabsorbers sowie Ausgabeoptionen gewählt werden. Alle Dimensionen sind in Meter anzugeben.

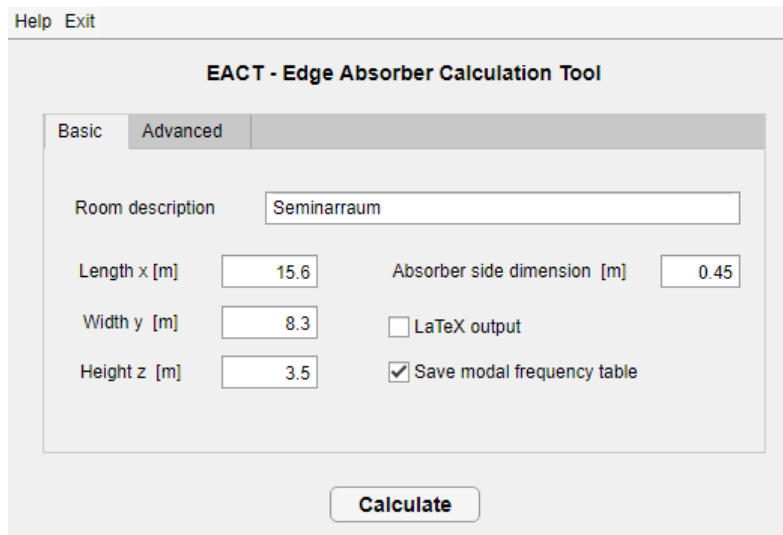


Abbildung 6.6: Die Startseite des Berechnungstools EACT, Registerkarte *Basic*, ermöglicht die Eingabe der grundlegenden Raum- und Absorberparameter.

Die Berechnungsergebnisse werden jeweils als Matlab-Grafikelement angezeigt und können über die dort integrierten Optionen in beliebiger Art exportiert und bearbeitet werden. Die zusätzlichen, mittels Checkbox anwählbaren Ausgabeoptionen *LaTeX output* und *Save modal frequency table* erlauben darüber hinausgehende Ausgaben. Die Option *LaTeX output* speichert die Diagramme Modenfrequenzgewichte und Raumrichtungsgewichte als in ein LaTeX-Dokument einbindbare .TEX-Datei ab. Mittels *Save modal frequency table* wird eine Tabelle mit allen errechneten Modenfrequenzen sowie deren Gewichtung im Detail in Form einer .CSV-Datei gespeichert. Die Ausgabe einer Tabelle ist in der Skriptvariante (ohne GUI) standardmäßig aktiviert. Die erzeugten Daten werden im Pfad der Anwendung abgelegt und enthalten in der Dateinamenzusammensetzung den unter *Room description* angegebenen Eintrag. Wird für *Absorber side dimension* der Eintrag 0 gewählt, zeigt das Tool keine symbolische Hochpassfunktion auf Basis der unteren Frequenz eines Kantenabsorbers in der Darstellung an.

Ein Klick auf die Registerkarte *Advanced* zeigt Optionen zur Modifikation der Berechnungsmethode an. Die gelisteten Parameter tragen die zu Beginn unter Abschnitt 6 angeführten Bezeichnungen. Unter *Modal Frequency Calculation* kann angegeben werden, bis zu welcher Ordnung axiale und tangential Moden berücksichtigt werden und welchen Gewichtungsfaktor die axialen Moden in jedem Fall erhalten. Auch die Faktoren für das geometrische Gewicht und das Frequenzgruppengewicht können hier angepasst werden. Die Schaltfläche *Default Values* setzt die Werte auf jene zurück, die im Rahmen der Arbeit als taugliche Standardwerte ermittelt wurden. Diese Werte dienen als Basis, auch wenn die Registerkarte *Advanced* nicht aufgerufen wird.

Die Gewichte werden bis zum 315-Hz-Terzband dargestellt. Hinsichtlich der vom Raumvolumen V abhängigen Grenzfrequenz $f_{G,Raum}$ wurde dieser Wert als praxistauglich erachtet, da nach Gleichung 5.1 somit Räumlichkeiten mit $V \geq 32 \text{ m}^3$ miteinbezogen werden.

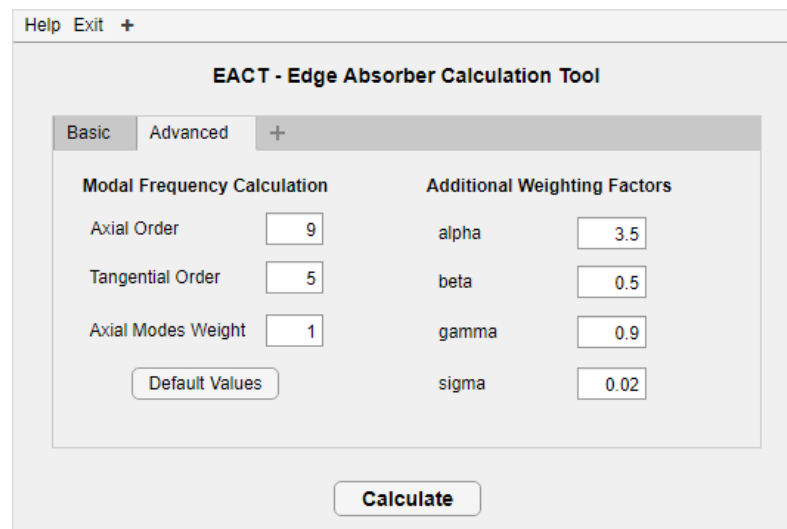


Abbildung 6.7: Die Registerkarte *Advanced* ermöglicht die Modifikation der Ordnung der Modenfrequenzberechnung sowie die Adaption der Gewichtungsfaktoren.

Die Schaltfläche *Calculate* startet die Berechnung und liefert das Modenfrequenzgewicht und das Raumrichtungsgewicht in Terzbändern als MATLAB-Grafikausgaben. Sind zusätzliche Ausgabeoptionen gewählt, werden diese im Ordner, in welcher die Anwendung liegt, erzeugt. Der Punkt *Help* in der Menüleiste enthält eine kurze Beschreibung des Tools und der Parameter. Mit *Exit* kann die Anwendung beendet werden.

6.4 Vergleich der Berechnung mit den Messergebnissen

In diesem Abschnitt werden die auf Basis der Nachhallzeitmessungen berechneten Absorptionsgrade α den Berechnungsergebnissen des Tools gegenübergestellt. Bei Auswahl der Kantenabsorberkonfigurationen fiel diese auf jene mit der größten Laufmeteranzahl und somit dichtesten Kantenabdeckung aller Raumrichtungen. Diese Betrachtung spiegelt die Herangehensweise der Modenfrequenzgewichtung \tilde{G} (Gleichung 6.11) am besten wider, da so die Effekte unvollständiger Besetzung oder gar Ausklammerung einer einzelnen Richtung bzw. einzelner Kantenabschnitte minimiert werden. Die gegenübergestellten Größen Absorptionsgrad und das Modenfrequenzbandgewicht sind nicht gleichzusetzen und auch nicht über schlüssige mathematische Funktionen in Verbindung zu bringen. Die Modenfrequenzgewichte \tilde{G} zeigen jedoch für die in dieser Arbeit untersuchten Räume mit hoher Trefferquote den Absorptionsmaximumsbereich und eventuelle Nebenmaxima an.

Eine Abhängigkeit der unteren Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ für effektive Absorption aufgrund der Seitenabmessung b_K wurde durch die Eingabe der Außenabmessung ($b_K = 40$ cm) der verbauten Kantenabsorbermodule miteinbezogen und ist durch den strichliert ausgeführten, roten Verlauf einer idealisierten Hochpassfilterfunktion gekennzeichnet. Die Flankensteilheit und Betragshöhe der Hochpassfunktion besitzen keine Aussagekraft, sondern dienen lediglich der optischen Erfassbarkeit des zu erwartenden Absorptionsbereichs. Liegen Gewichte außerhalb der von dieser Funktion eingeschlossenen Bänder, so ist trotz hoher Gewichtung nur niedrigere Absorptionwirkung des Kantenabsorbers gewählter Seitenabmessungen zu erwarten.

Die Raumrichtungsgewichtungen $R_{G,r}$ (Gleichung 6.13) sind in Form eines Balkendiagramms dargestellt, wobei blau dem Gewicht für die angegebene Länge L , rot dem Gewicht für die Breite w und gelb dem Gewicht für die Höhe h entsprechen. Eine Unausgeglichenheit der drei

Verhältnisse innerhalb eines Terzbandes weist auf einen höheren Anteil an Modenfrequenzen mit Index in der jeweiligen Raumrichtung hin. Je größer der relative Anteil einer Raumrichtung in einem Frequenzband, desto höhere Absorptionswirkung ist durch Absorberbelegung entlang der Raumkanten dieser Richtung zu erwarten. Dadurch ergeben sich frequenzbandabhängige Kantenvorzugsrichtungen, die für eine Art selektiver Absorption genutzt werden können, da die tatsächliche Absorptionsbandbreite des Kantenabsorbers vom örtlichen Modenfeld abhängig ist. Bei der Berechnung der Raumrichtungsgewichtung $R_{G,r}$ fließen die Ergebnisse der Modenfrequenzgewichtung \tilde{G} nicht mit ein. Die Relation der Raumrichtungsgewichte eines Terzbandes kann jedoch Aufschluss darüber geben, welche Raumabmessung(en) höheren Anteil an den errechneten Modenfrequenzgewichten eines Bandes besitzen.

Nicht beinhaltet ist der Vergleich mit den Messergebnissen des Veranstaltungssaals der Neuen Burg Völkermarkt, da einerseits das Quaderraummodell hier nicht zulässig ist und andererseits die eingebrachte Menge an Kantenabsorbern in Relation zu der Gesamtkantenlänge bzw. zum Raumvolumen klein ist.

Im Anhang unter Abschnitt A.3 befindet sich eine detaillierte Aufstellung der einzelnen Modenfrequenzen mit zugehörigen Einzelgewichten für die in den folgenden Abschnitten betrachteten Räumlichkeiten.

6.4.1 Hallraum

Nachfolgend dargestellt sind die grafischen Ausgaben des Berechnungstools für den Hallraum der TU Graz unter der Verwendung eines quadratischen Kantenabsorbers mit der Seitenabmessung b_K , welcher dem idealsten Quader mit glatten, reflektierenden Oberflächen entspricht. Die zugehörige Detailaufstellung der zur Bestimmung errechneten Modenfrequenzen und zugehörigen Gewichte ist der Tabelle in Abschnitt A.3.1 im Anhang zu entnehmen.

Die Berechnungen wurden mit den vorgeschlagenen Standardparametern aus Abschnitt 6.1 und unter Eingabe der folgenden Raumabmessungen ausgeführt:

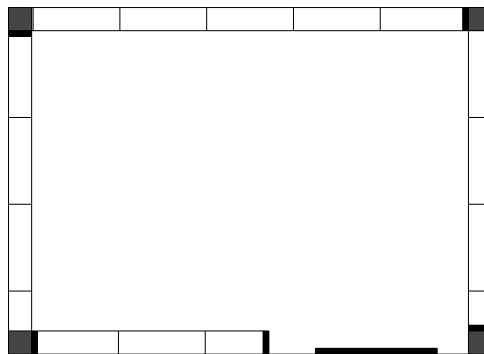
Raumrichtung r	Abmessung [m]
Länge L	8,35
Breite w	5,99
Höhe h	4,90

Tabelle 6.1: Raumabmessungen des Hallraums.

In Abb. 6.8 ist der Absorbereinbau der im Rahmen dieser Messkampagne maximalen Laufmeteranzahl an Kantenabsorbern für den Hallraum ersichtlich.



(a) Teilansicht der Aufstellung



(b) Plan

Abbildung 6.8: Messaufbau im Hallraum.

Abb. 6.9 zeigt die Frequenzgewichtung in Terzbändern zwischen 20 Hz und 315 Hz. Dargestellt wird das Gesamtgewicht \tilde{G} (blaue, durchgezogene Linie) sowie dessen Anteile: Das geometrische Gewicht \tilde{G}_{geo} (schwarze Bins) und das Frequenzgruppengewicht $\tilde{G}_{\Delta f}$ (rote Bins). Auf Basis der errechneten, unteren Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ für effektive Absorption bedingt durch die Kantenabsorberseitenabmessung ist eine Hochpassfunktion (rot, strichliert) eingetragen. Die mit $f_G = 159.81$ Hz beschriftete, vertikale Linie (schwarz, strichliert) kennzeichnet die Lage der vom Raumvolumen abhängigen Grenzfrequenz.

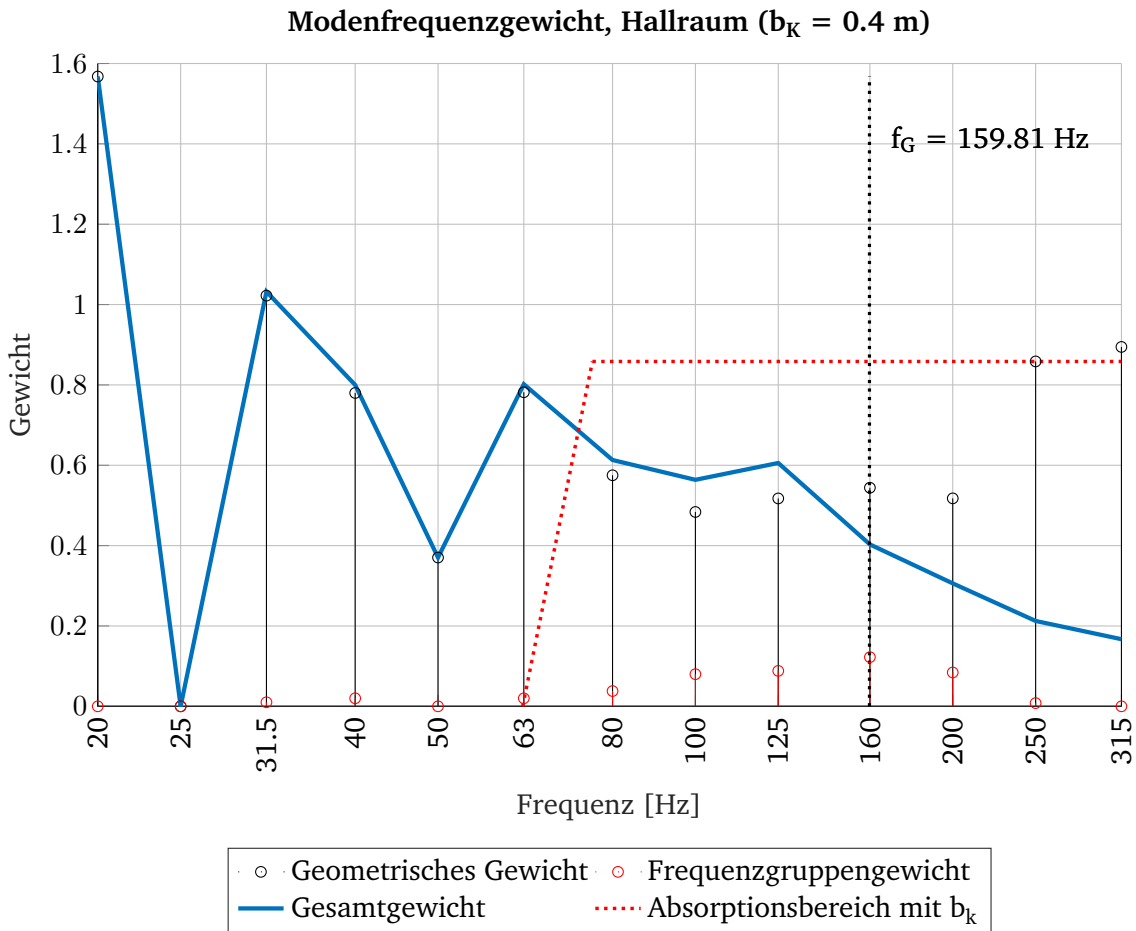


Abbildung 6.9: Frequenzgewichtung der Modenfrequenzen des Hallraums.

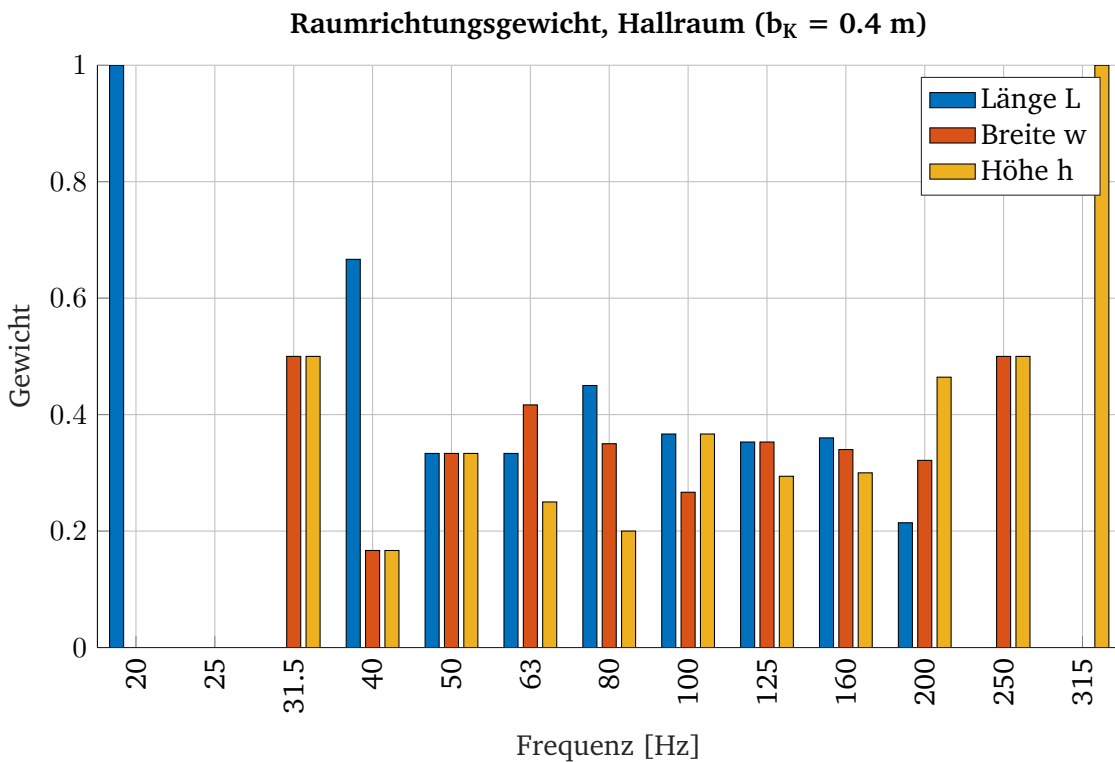
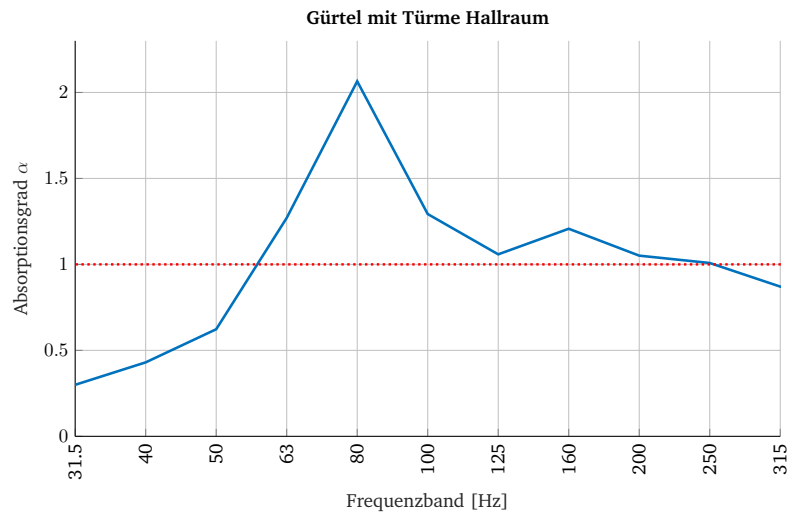
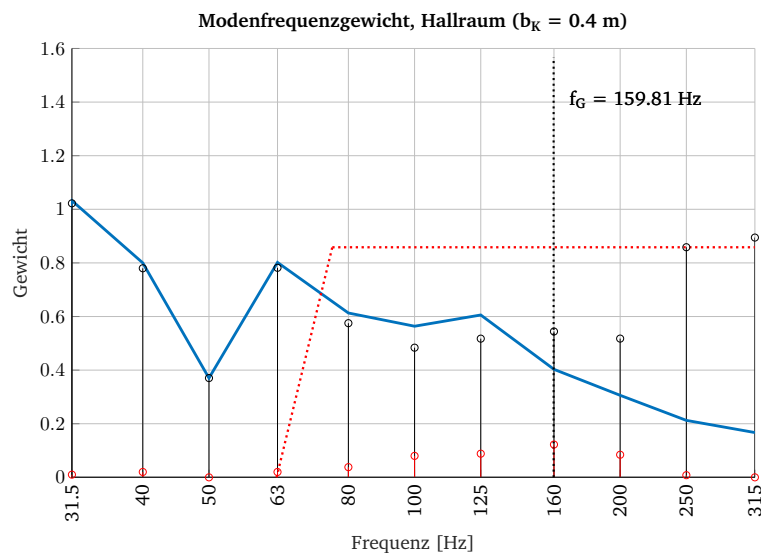


Abbildung 6.10: Raumrichtungsgewichtung der Modenfrequenzen des Hallraums.

Verglichen wird in Abb. 6.11 die Absorptionsgradberechnung der Messung mit maximaler Kantenabsorberanzahl, welche der Kombination aus einem Gürtel laut Abb. 5.5(a) und vier Türmen Abb. 5.5(b) entspricht, [Datenblätter, S. 23-24]. Die rot strichlierte Linie in Abb. 6.11(a) kennzeichnet den physikalisch plausiblen Maximalwert von $\alpha = 1$.

(a) Absorptionsgrad α 

(b) Modenfrequenzgewichtung

Abbildung 6.11: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs bei maximaler Anzahl an Kantenabsorbern mit der errechneten Modenfrequenzgewichtung im Hallraum.

Oberhalb von $f_{uG,KA}$ weisen sowohl der Absorptionsgradverlauf als auch \tilde{G} ihr Maximum in der 80-Hz-Terz auf. Ein folgender Absorptionsgradabfall im 100-Hz-Band ist ebenfalls abzulesen, die errechnete Gewichtung weist jedoch auf eine höhere Absorption im nachfolgenden 125-Hz-Band hin, was nicht mit der Absorptionsgradberechnung übereinstimmt. Die Absorptionstendenz hin zu einem weiteren Anstieg im 160-Hz-Band zeichnet sich vorwiegend in den Einzelgewichten \tilde{G}_{geo} und $\tilde{G}_{\Delta f}$ ab, nicht jedoch im \tilde{G} . Zu bemerken ist hier, dass die Dämpfung des Gesamtgewichts nach Gleichung 6.12 ab diesem Terzband wirksam wird.

Weiters ist zu bemerken, dass entlang der Hallraumhöhenkanten die Installation von Türmen nur unvollständig bewerkstelligt werden konnte. Da jedoch nach Abb. 5.15 in der Raumhöhe

des Hallraums im 125-Hz-Terzband erhöhte Absorptionswirkung gemessen wurde, könnte eine verbesserte Belegung der Hallraumhöhenkanten auch eine verbesserte Absorptionswirkung in diesem Bereich nach sich ziehen. Somit würde sich der Absorptionsgradverlauf auch der errechneten Modenfrequenzgewichtung \tilde{G} optimaler nähern. Allerdings ist dies mittels der Raumrichtungsgewichtung entsprechend Abb. 6.10 nicht nachweisbar.

6.4.2 Klassenraum BRG Kepler

Analog zu Abschnitt 6.4.1 werden nachfolgend die Mess- und Berechnungsergebnisse des Klassenraums im BRG Kepler dargestellt.

Die Abbn. 6.13 und 6.14 zeigen die Berechnungsergebnisse der MATLAB-Anwendung. Eine detaillierte Tabelle mit allen errechneten Modenfrequenzen und Gewichten ist Abschnitt A.3.2 zu entnehmen. Die Berechnungen wurden mit den vorgeschlagenen Standardparametern aus Abschnitt 6.1 und unter Eingabe der folgenden Raumabmessungen ausgeführt:

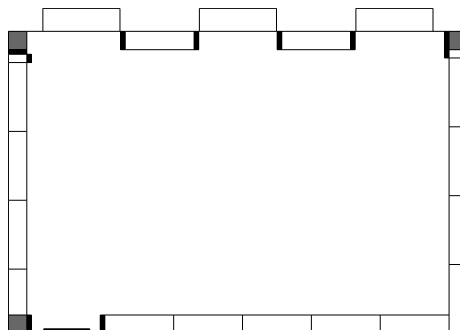
Raumrichtung r	Abmessung [m]
Länge L	10,00
Breite w	6,58
Höhe h	3,70

Tabelle 6.2: Raumabmessungen des Klassenraums im BRG Kepler.

In Abb. 6.12 ist der Absorberaufbau der im Rahmen dieser Messkampagne maximalen Laufmeteranzahl an Kantenabsorbern für den Klassenraum 2a ersichtlich. Dieser ist im Datenblatt unter dem Namen KAGT4 [Datenblätter, S. 119-120] auffindbar.



(a) Teilansicht der Aufstellung



(b) Plan

Abbildung 6.12: Messaufbau im Klassenraum des BRG Kepler.

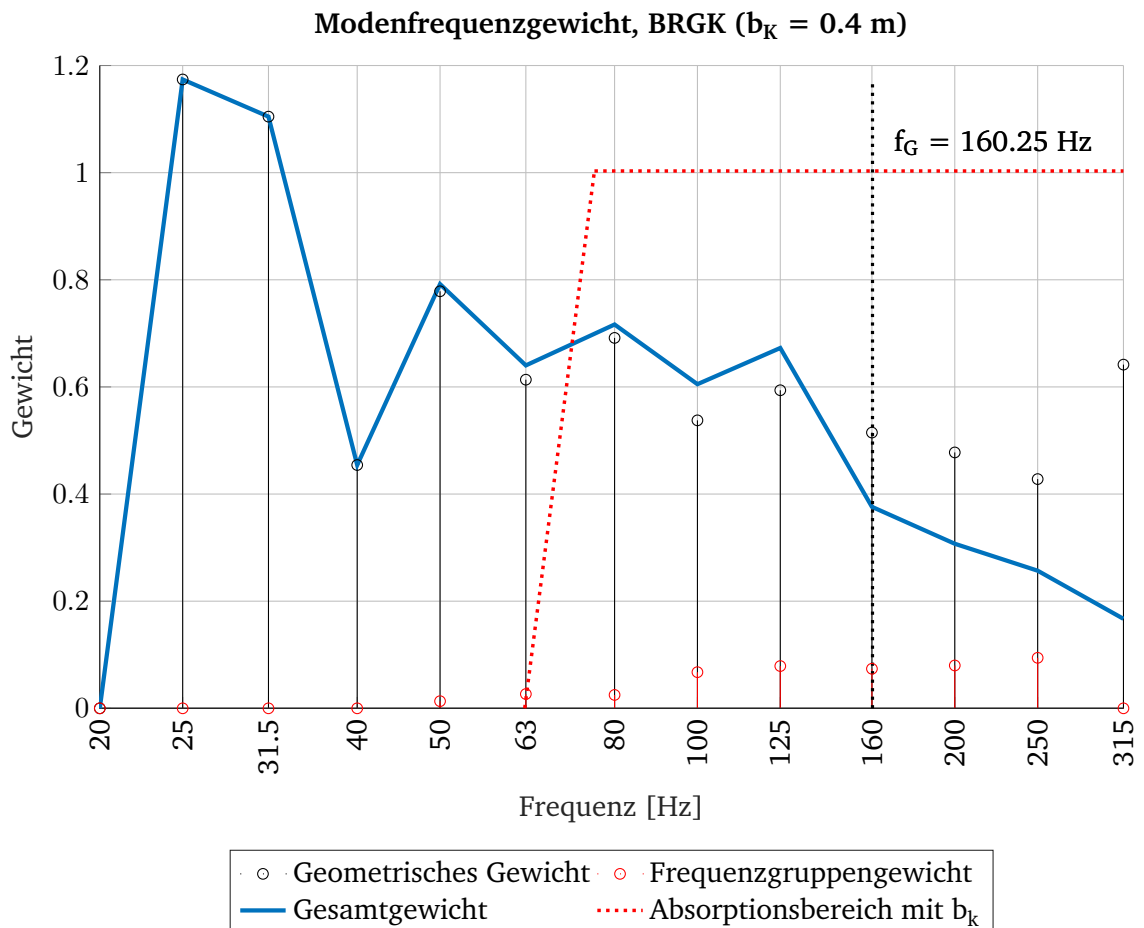


Abbildung 6.13: Frequenzgewichtung der Modenfrequenzen des Klassenraums im BRG Kepler.

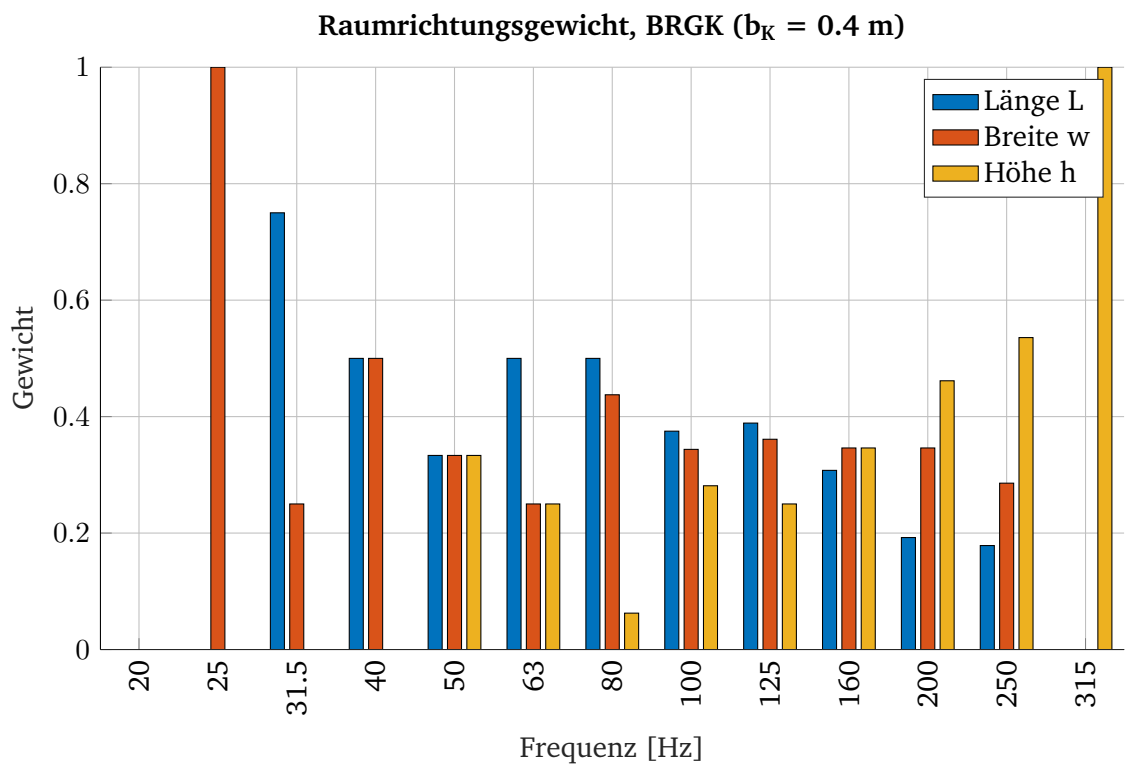
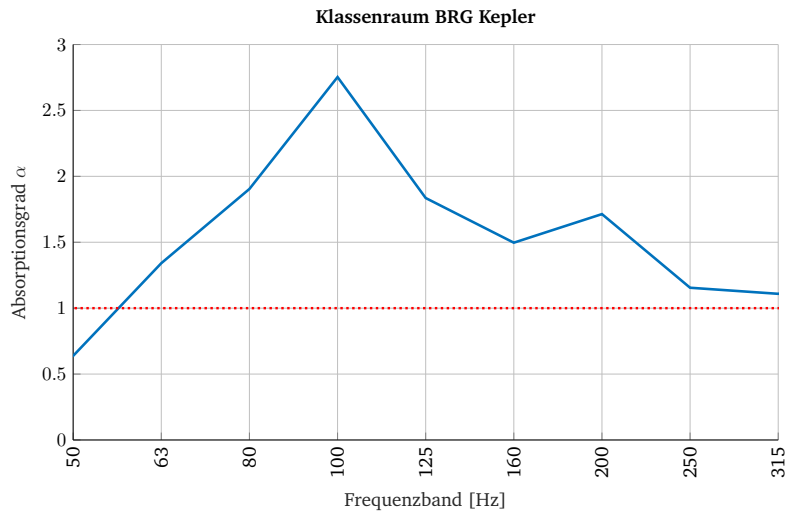
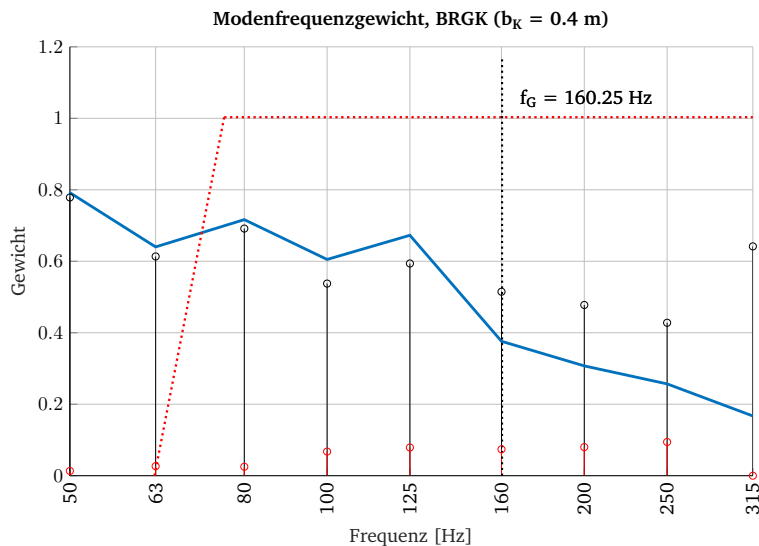


Abbildung 6.14: Raumrichtungsgewichtung der Modenfrequenzen des Klassenraums im BRG Kepler.

Verglichen wird in Abb. 6.15 die Absorptionsgradberechnung der Messung mit den Gewichtungen des Berechnungstools. Die unterste dargestellte Frequenz wurde abhängig von der Auswertbarkeit der Messungen gewählt.

(a) Absorptionsgrad α 

(b) Modenfrequenzgewichtung

Abbildung 6.15: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs bei maximaler Anzahl an Kantenabsorbern mit der errechneten Modenfrequenzgewichtung des Klassenraumes BRG Kepler.

Der maximale Absorptionsgrad für den Klassenraum nach Messung liegt innerhalb des 100-Hz-Terzbands, was mit der Errechnung des maximalen Gesamtgewichts \tilde{G} oberhalb von $f_{uG,KA}$ nicht übereinstimmt. Die nach Berechnung höher gewichteten Nachbarbänder zeichnen sich jedoch ebenfalls durch einen hohen Absorptionsgrad aus.

Die in der 200-Hz-Terz ablesbare weitere Absorptionsspitze ist laut $R_{G,r}$ entsprechend den Kanteneinzelmessungen (KAT1 [Datenblätter, S. 113-114]) vorwiegend auf die Absorptionswirkung entlang der Höhenkanten zurückzuführen. Allerdings liegt dieser Frequenzbereich bereits über der Grenzfrequenz f_G und auch bei Betrachtung der Einzelgewichte \tilde{G}_{geo} und $\tilde{G}_{\Delta f}$ kann kein unmittelbarer Zusammenhang abgelesen werden.

6.4.3 Hörsaal FS11

Abbn. 6.17 und 6.18 zeigen die Ergebnisse des Berechnungstools für den Hörsaal FS11. Die Berechnungen wurden mit den vorgeschlagenen Standardparametern in Abschnitt 6.1 und unter Eingabe der folgenden Raumabmessungen ausgeführt. Die genauen Berechnungen der Modenfrequenzen und deren zugehörige Gewichte sind der Tabelle in Abschnitt A.3.3 zu entnehmen.

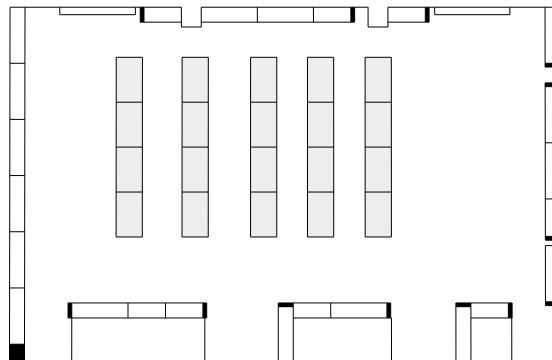
Raumrichtung r	Abmessung [m]
Länge L	14,70
Breite w	9,50
Höhe h	4,15

Tabella 6.3: Raumabmessungen des Hörsaals FS11.

In Abb. 6.16 ist der Absorberaufbau der im Rahmen dieser Messkampagne maximalen Laufmeteranzahl an Kantenabsorbieren für den Hörsaal FS11 ersichtlich.



(a) Teilansicht der Aufstellung



(b) Plan

Abbildung 6.16: Messaufbau im Hörsaal FS11.

Die Abmessungen aus Tab. 6.3 entsprechen einer stark idealisierten Näherung der Raumgeometrie, da diese aufgrund von Nischen, Möblar und Deckenverbauten sowie gelochten Wandpaneelen von einem Quaderraum mit stark reflektierenden Oberflächen abweicht [Datenblätter, S. 129ff]).

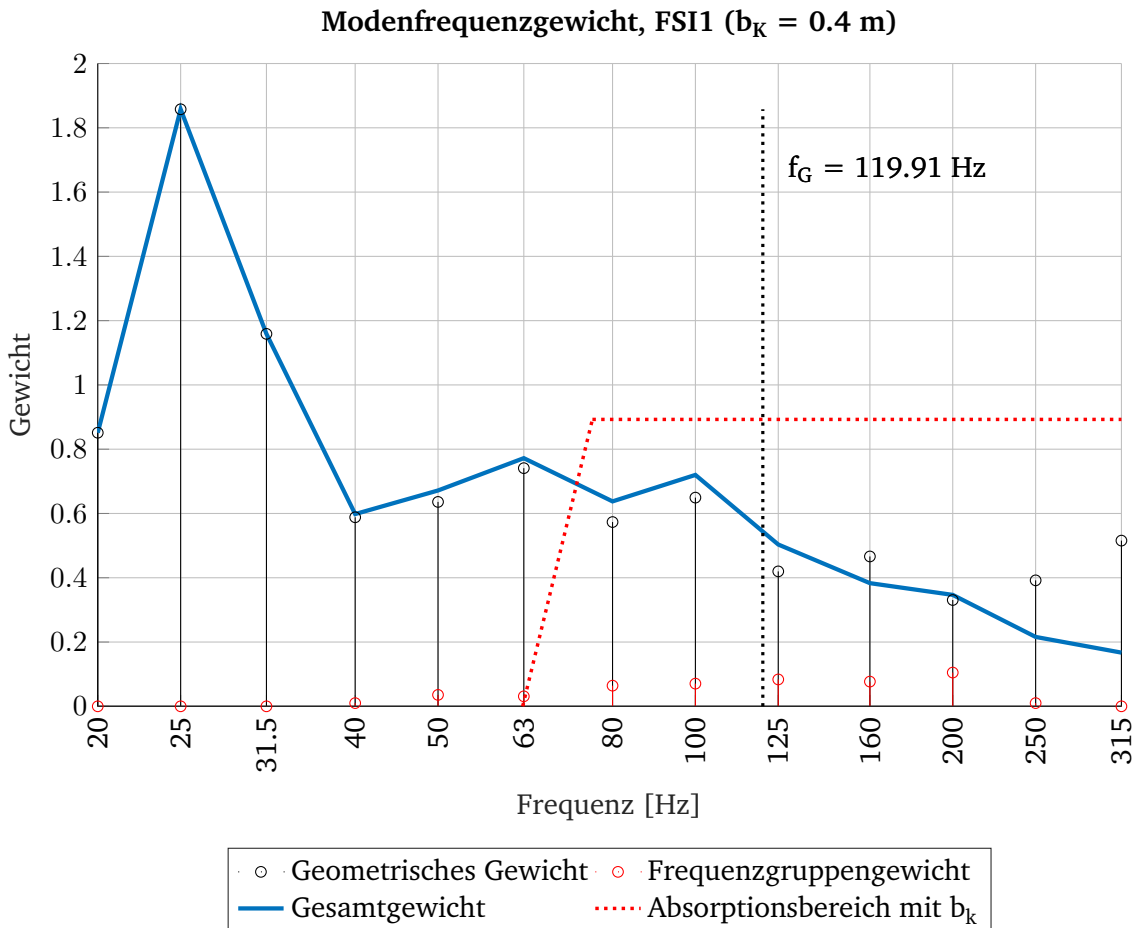


Abbildung 6.17: Frequenzgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals FS11.

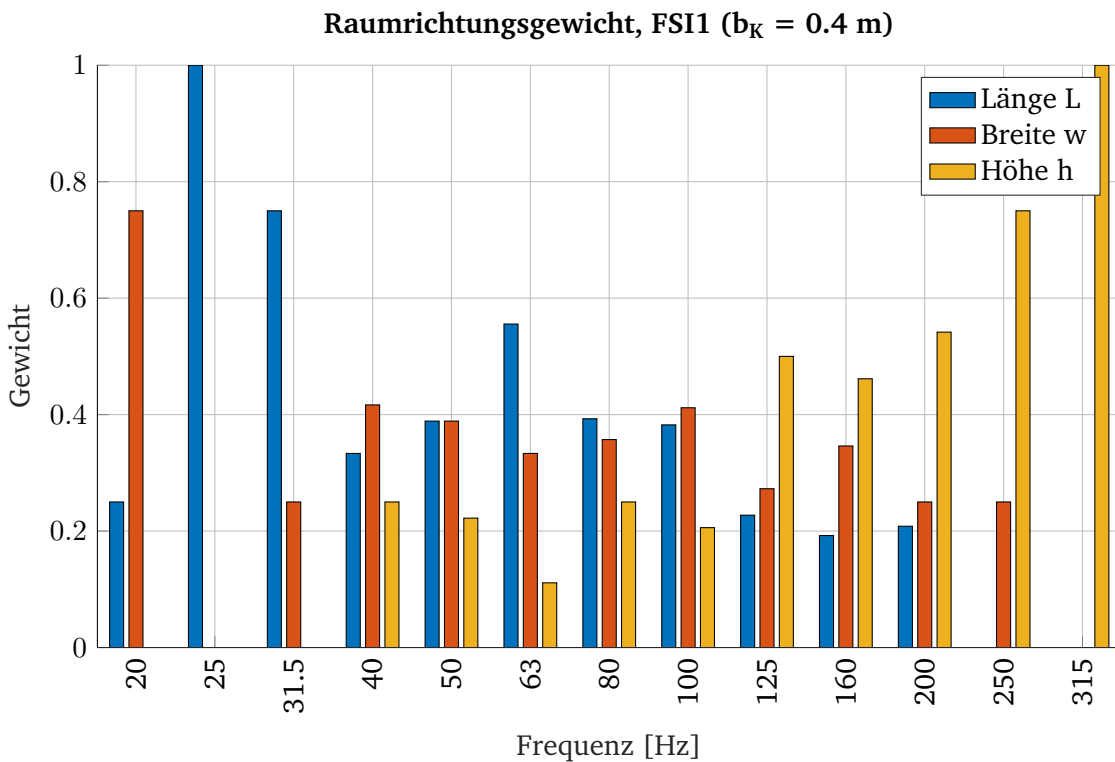
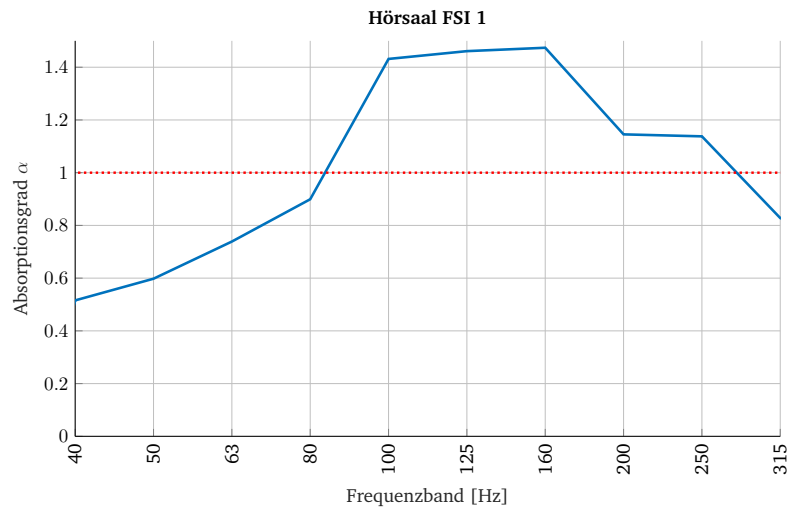
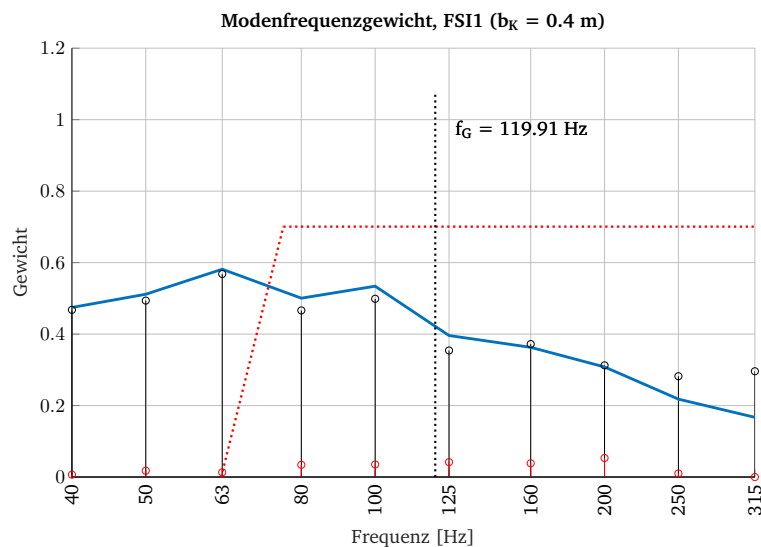


Abbildung 6.18: Raumrichtungsgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals FS11.

In Abb. 6.19 wird die Absorptionsgradberechnung jener Messung mit maximal im Rahmen der Messkampagne möglicher Absorberbelegung verglichen (KAG6, [Datenblätter, S. 135-136]). Wiederum wurde die unterste dargestellte Frequenz abhängig von der Auswertbarkeit der Messungen gewählt.

(a) Absorptionsgrad α 

(b) Modenfrequenzgewichtung

Abbildung 6.19: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs bei maximaler Anzahl an Kantenabsorbern mit der errechneten Modenfrequenzgewichtung des Hörsaals FSI1.

Es ist zu erkennen, dass in Abb. 6.19(b) der Beginn des sich flach über drei Terzen erstreckenden Maximumsbereich in Abb. 6.19(a) errechnet werden konnte. Das tatsächlich mess-technisch ermittelte Maximum befindet sich allerdings in der 160-Hz-Terz, welche auch in der Betrachtung der Einzelgewichte \tilde{G}_{geo} und $\tilde{G}_{\Delta f}$ einen erhöhten Wert aufweist. Eine geringere Modeneinwirkung in der 80-Hz-Terz wurde ebenfalls vom Berechnungstool ermittelt und kann anhand der Messergebnisse bestätigt werden. Für einen Kantenabsorber mit entsprechend größerer Abmessung b_K ist zudem ein Absorptionsanstieg oder gar eine Maximumsausprägung im 63-Hz-Terzband zu erwarten.

6.4.4 Hörsaal FS12

Die Abbn. 6.21 und 6.22 zeigen die grafischen Ausgaben des Berechnungstools für den Hörsaal FS12. Die zugehörige, detaillierte Tabellenausführung befindet sich im Anhang unter Abschnitt A.3.4. Die Berechnungen wurden mit den vorgeschlagenen Standardparametern aus Abschnitt 6.1 und unter Eingabe der folgenden Raumabmessungen ausgeführt:

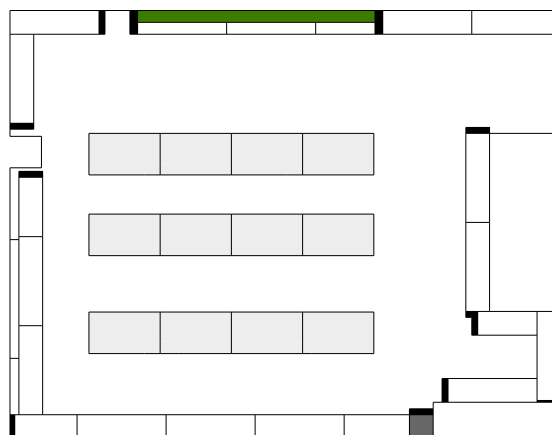
Raumrichtung r	Abmessung [m]
Länge L	9,28
Breite w	7,21
Höhe h	4,15

Tabelle 6.4: Raumabmessungen des Hörsaals FS12.

In Abb. 6.20 ist der Absorberaufbau der im Rahmen dieser Messkampagne maximalen Laufmeteranzahl an Kantenabsorbern für den Hörsaal FS12 ersichtlich.



(a) Teilansicht Aufstellung



(b) Plan

Abbildung 6.20: Messaufbau im Hörsaal FS12.

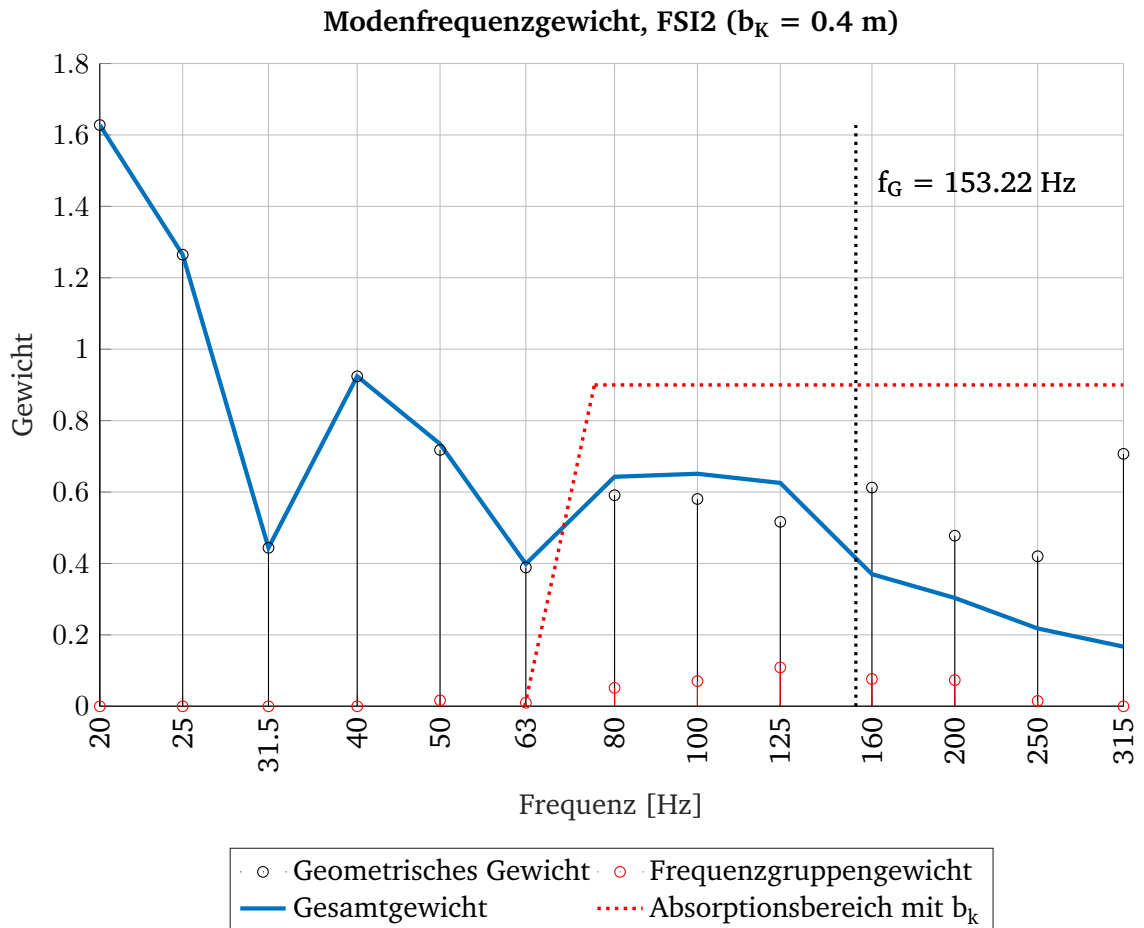


Abbildung 6.21: Frequenzgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals FSI2.

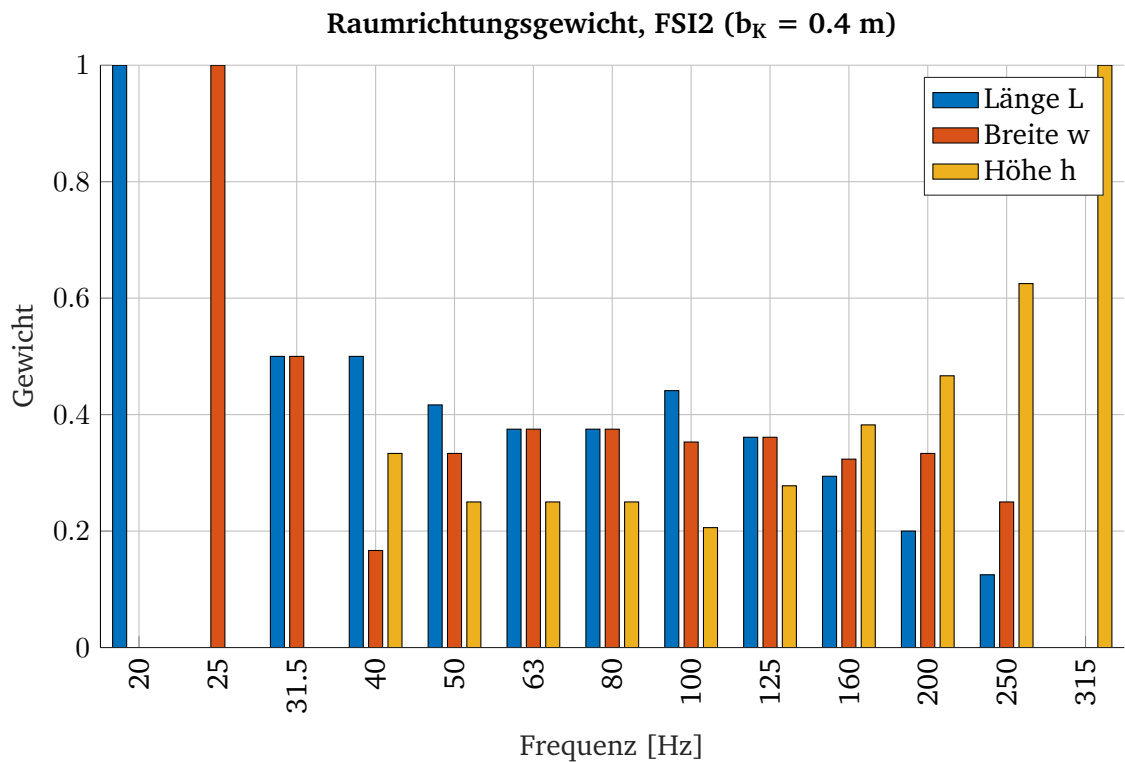
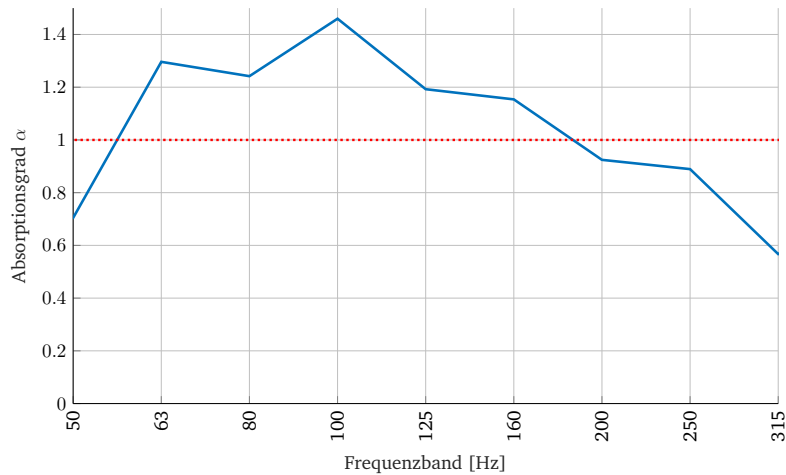
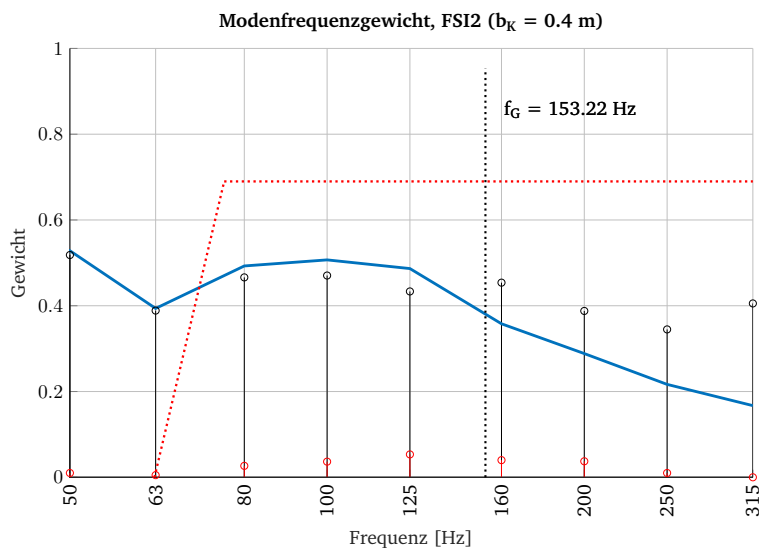


Abbildung 6.22: Raumrichtungsgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals FSI2.

Verglichen wird in Abb. 6.23 die Absorptionsgradberechnung der Messung mit maximaler Kantenabsorberanzahl, KAGT3, [Datenblätter, S. 127-128]. Ähnlich wie beim untersuchten Hörsaal FSI1 ist mit Auswirkungen begründet durch die stärkeren Abweichungen von Quadergeometrie sowie absorbierend ausgeführten Oberflächen zu rechnen.

(a) Absorptionsgrad α 

(b) Modenfrequenzgewichtung

Abbildung 6.23: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs bei maximaler Anzahl an Kantenabsorbern mit der errechneten Modenfrequenzgewichtung des Hörsaals FSI2.

Das Berechnungstool liefert für das 100-Hz-Terzband, innerhalb welchem der maximale Absorptionsgrad liegt, die richtige Vorhersage. Auch den beiden benachbarten Bändern (80 Hz und 125 Hz), in welchen der Absorptionsgrad ebenfalls hoch ist, wurden hohe Gewichte zugewiesen. In Abb. 6.23(b) wird jedoch geringere Absorptionswirkung für das 63-Hz-Band angedeutet. Obwohl dieses Frequenzband außerhalb der unteren Grenzfrequenz des Kantenabsorbers liegt, ist in Relation zum Maximum bei 100 Hz ein hoher Absorptionsgrad gemessen worden. Der weniger scharfe und vom Betrag her niedriger ausgeprägte Maximumsbereich bei 100 Hz ist bereits aus den Messungen im FSI1 (Abb. 6.19(a)) bekannt und könnte in Beziehung zu den im Raum fest verbauten gelochten Holzplatten, die entlang der Wände beider Räumlichkeiten angebracht sind, stehen (siehe Wandverkleidung in Abb. 6.20(a)). Auffällig ist jedoch, dass die Messungen im FSI2 zwischen 50 Hz und 80 Hz eine wesentlich verbesserte Absorptionswirkung gegenüber dem FSI1 zeigen, wie ein Vergleich mit Abb. 6.19(a) zeigt. Der Hörsaal FSI2 ist vom Volumen

her rund 300 m^3 kleiner als der FSI1. Möglicherweise besteht hier eine Verknüpfung zwischen Gesamtraumkantenlänge zu mit Absorber belegter Kantenlänge in folgender Form: Für optimale Absorptionswirkung zu den tiefen Frequenzen hin soll der Anteil an freien Kanten im Vergleich zum Anteil mit Absorber belegten Kanten möglichst gering sein.

6.4.5 Hörsaal i14

Nachfolgend dargestellt in Abbn. 6.25 und 6.26 sind die Messergebnisse für den Hörsaal i14. Details sind wiederum der Tabelle in Abschnitt A.3.5 im Anhang zu entnehmen. Die Berechnungen wurden mit den vorgeschlagenen Standardparametern in Abschnitt 6.1 und unter Eingabe der folgenden Raumabmessungen ausgeführt:

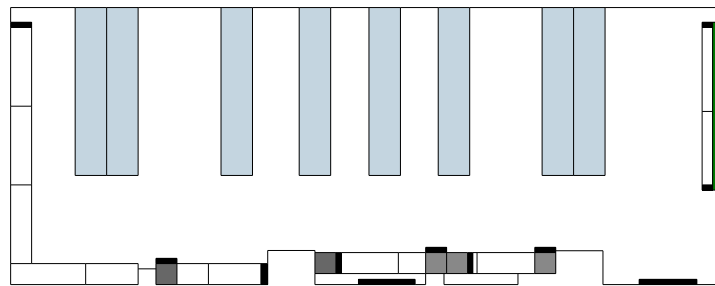
Raumrichtung r	Abmessung [m]
Länge L	13,58
Breite w	5,28
Höhe h	3,70

Tabelle 6.5: Raumabmessungen des Hörsaals i14

In Abb. 6.24 ist der Absorberaufbau der im Rahmen dieser Messkampagne maximalen Laufmeteranzahl an Kantenabsorbern für den Hörsaal i14 ersichtlich.



(a) Teilansicht der Aufstellung



(b) Plan

Abbildung 6.24: Messaufbau im Hörsaal i14.

Neben zu erwartenden Auswirkungen von Möblar und Abweichungen von der Quaderraumstruktur ist zudem zu bemerken, dass dieser Hörsaal durch eine Vielzahl von montierten Absorberwandpaneelen bereits stark im Mitten- und Höhenbereich bedämpft wurde, was sich auch in einer relativ niedrigen Ausgangsnachhallzeit ab dem 125-Hz-Band entsprechend [Datenblätter, S. 138] auswirkt. Weiters konnten durch die räumlichen Gegebenheiten die Kantenabsorbermodule für die Längsseite nur entlang einer stark von Nischen durchzogenen Wand verbaut werden. Die beiden Breitseiten wurden besser genutzt.

Modenfrequenzgewicht, HSi14 ($b_K = 0.4 \text{ m}$)

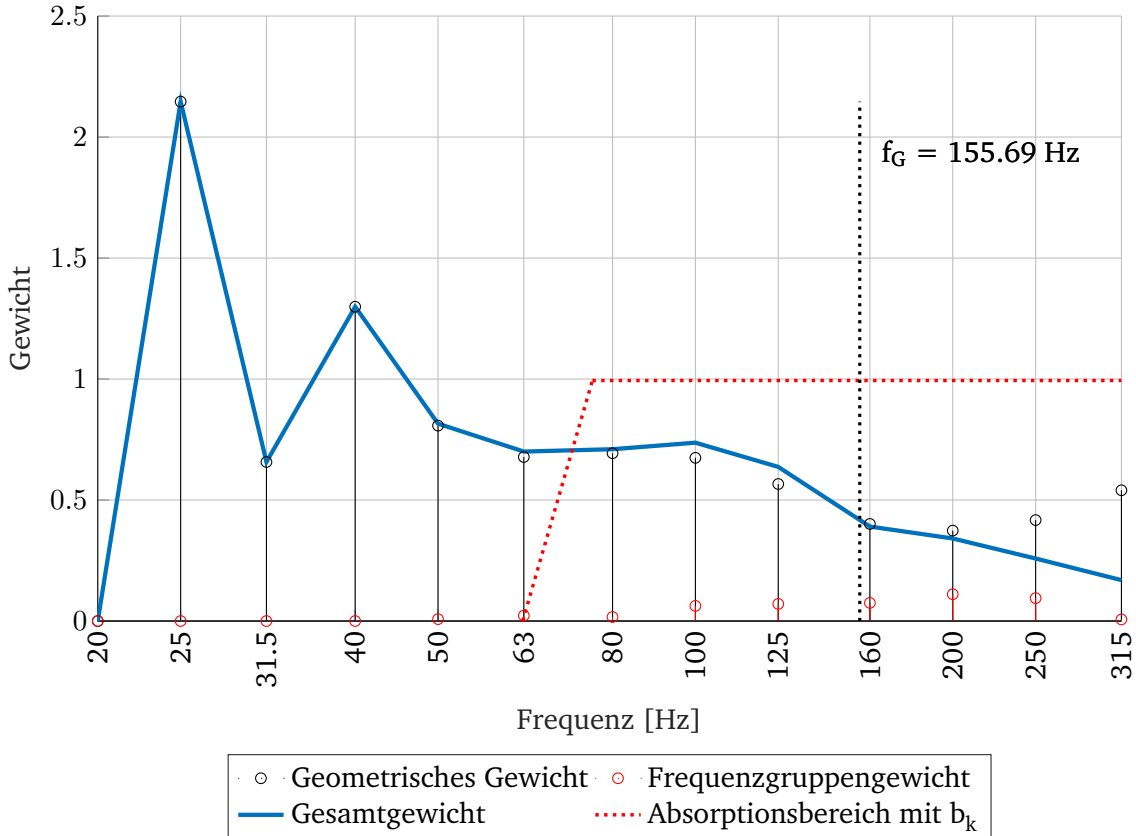


Abbildung 6.25: Frequenzgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals i14.

Raumrichtungsgewicht, HSi14 ($b_K = 0.4 \text{ m}$)

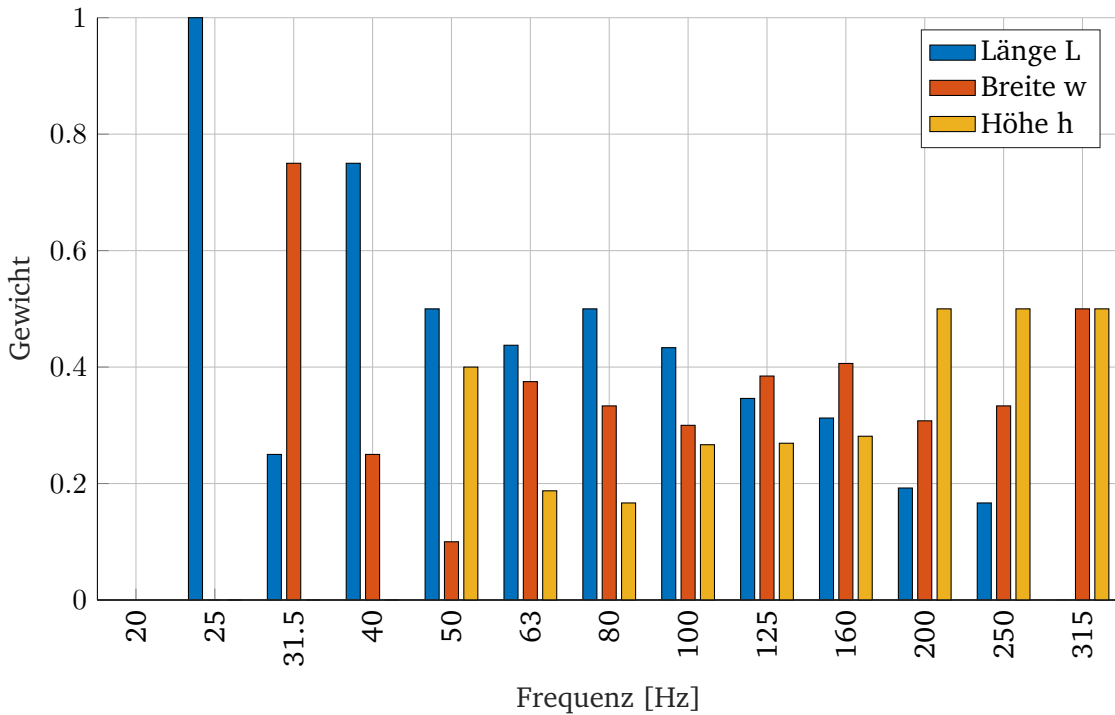
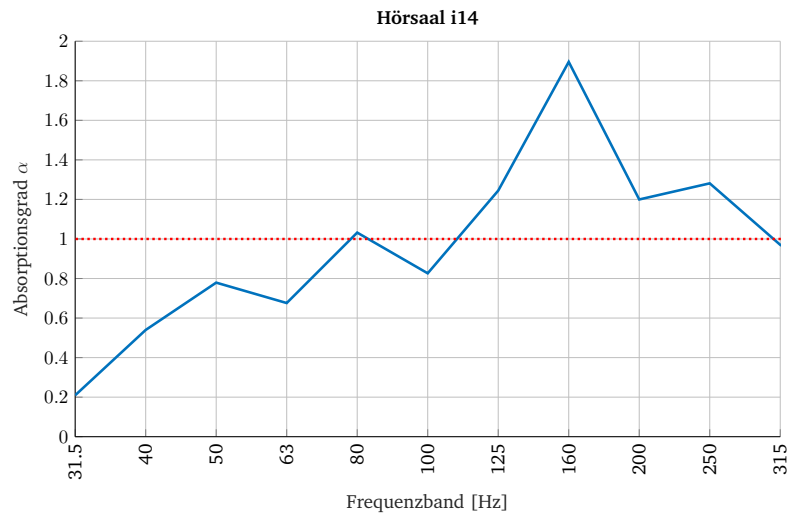
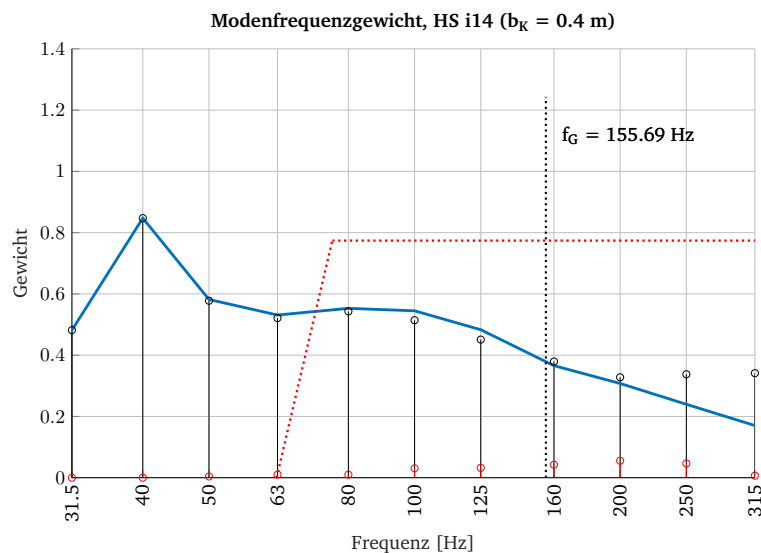


Abbildung 6.26: Raumrichtungsgewichtung der Modenfrequenzen des Hörsaals i14.

Da durch das Aussparen einer Längsseite noch Module zur Verfügung standen, wurden diese entsprechend eines angedachten Sanierungskonzepts in Form von Türmen innerhalb der Nischen aufgebaut. Der zugehörige Absorptionsgradverlauf zu diesem Maximalaufbau an Kantenabsorbern (KAGT2, [Datenblätter, S. 141-142]) ist in Abb. 6.27 dargestellt.

(a) Absorptionsgrad α 

(b) Modenfrequenzgewichtung

Abbildung 6.27: Vergleich des Absorptionsgradverlaufs bei maximaler Anzahl an Kantenabsorbern mit der errechneten Modenfrequenzgewichtung des Hörsaals i14.

In den Ergebnissen des Berechnungstools wird die 80-Hz-Terz als Band des Absorptionsmaximumsbereichs angeführt. Die Messergebnisse zeigen allerdings eine wesentlich höhere Absorption bzw. eine Absorptionsspitze im Bereich 160 Hz und in benachbarten Bändern. Das 80-Hz-Terzband scheint lediglich als zweite, kleinere Maximumsausprägung auf. Die Begründung für diese Abweichung ist ebenfalls mit dem Berechnungstool nachvollziehbar mit dem Absorberaufbau in Verbindung zu bringen. Betrachtet man nun die Raumrichtungsgewichte in Abb. 6.26 zeigt sich, dass insbesondere für die 80- und 100-Hz-Bänder vorwiegend Längskanten als Orte zur effektiven Absorption dieses Frequenzbereichs genutzt werden können. Die mit Modulen gut besetzten Breit- und Höhenkanten des Hörsaals besitzen für den Bereich 125 Hz bis 315 Hz immer das höhere Raumrichtungsgewicht, was dementsprechend zu einer Absorptionsspitze für

Moden in diesem Bereich führt. Dies ist zudem ein weiterer Hinweis darauf, dass beim Ermitteln des Gesamtgewichts im Zusammenhang mit einer Dämpfung ab 160 Hz (Gleichung 6.12) Optimierungsbedarf besteht. Gleichzeitig ist es jedoch eine Bestätigung der Deutbarkeit von Kantenvorzugsrichtungen durch Ermittlung des Raumrichtungsgewichts $R_{G,r}$.

6.5 Schlussfolgerungen

Die Berechnung und Gewichtung von Moden liefert für den in dieser Arbeit vermessenen Kantenabsorber eine gute Annäherung an dessen Absorptionsverhalten. Es ist anzunehmen, dass dies auch auf andere, übliche Kantenabsorberkonstruktionen übertragbar ist. Gültigkeit haben die Berechnungsergebnisse vor allem für Messungen, bei denen ein Großteil der Raumkanten mit Absorbern belegt wurde, was aufgrund der Berechnungsmethode den Erwartungen entspricht. Für die Berücksichtigung von Einzelkanten können die Berechnungsdaten des Raumrichtungsgewichts herangezogen werden, wie insbesondere die Ergebnisse aus dem HS i14 (Abschnitt 6.4.5) gezeigt haben.

Vor allem der Bereich des Absorptionsmaximums kann anhand der gewichteten Berücksichtigung modenbehafteter Frequenzbänder relativ zuverlässig identifiziert werden. Bei den untersuchten Räumen ist dies gelungen, wobei die Berechnung für den Hörsaal FSI1 (Abb. 6.19(a)) das untere Ende eines breiten Maximumbereichs im Absorptionsgradverlauf ausgibt. Im Falle des Hörsaals i14 (Abb. 6.27(a)) deutet das Raumrichtungsgewicht darauf hin, dass durch die fehlende Besetzung eine Längenkante das Absorptionsmaximum nicht richtig identifiziert werden konnte.

Aufgrund der erhöhten Modendichte mit steigender Frequenz wird vorgeschlagen, Frequenzbänder über 160 Hz in ihrem Frequenzgruppengewicht $\tilde{G}_{\Delta f}$ nach Gleichung 6.12 abzuschwächen. Dieses Vorgehen erweist sich zwar als vorteilhaft in Abstimmung mit den Messergebnissen, eine Optimierung der hier eingeführten Dämpfung könnte jedoch experimentell vorgenommen werden. Zudem deuten Ergebnisse und Theorie darauf hin, dass anstelle einer fixen Vorgabe von 160 Hz die volumensabhängige Grenzfrequenz des Raumes angewandt werden könnte. Anstelle der Anwendung eines Vorschlags zur Berechnung der Raumgrenzfrequenz könnte man sich auch an einer festgelegten Maximalanzahl an Modenfrequenzen innerhalb eines Terzbandes orientieren.

Mit Hilfe der Ermittlung einer unteren Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ wurden die Seitenabmessungen des Absorberschachts miteinbezogen. Da die vorliegenden Kantenabsorber eine fixe Seitenabmessung von 40 x 40 cm aufweisen, kann anhand der Messdaten der Frequenzbereich unterhalb von 80 Hz nicht validiert werden. Die Messungen im HS FSI 2 (Abb. 6.23(a)), im BRG Kepler (Abb. 6.15(a)) sowie auch im Hallraum (Abb. 6.11(a)) zeigen ein bemerkenswertes Absorptionsverhalten im 63-Hz-Band, was unter der errechneten Grenzfrequenz des Kantenabsorbers liegt. Eine Anpassung der Flankensteilheit der symbolisch eingetragenen Hochpassfunktion unter Einbeziehung vom Verhältnis der mit Absorber belegten Raumkantenlänge zur Gesamttraumkantenlänge könnte die Berechnung des Absorptionsverhaltens in der Umgebung der Grenzfrequenz optimieren. Angesichts des Aufbaus des Berechnungstools wäre auch eine Einbeziehung des Verhältnisses von Absorbervolumen zu Raumvolumen denkbar. Bekräftigt wird dies insbesondere durch den Umstand, dass für den volumsmäßig deutlich größeren HS FSI 1 der Absorptionsgrad unter 100 Hz zunehmend unter $\alpha = 1$ liegt (Abb. 6.19(a)), obwohl im Vergleich der Gewichtungen durchaus ähnlich hohe Absorptionenwerte in diesem Bereich zu erwarten wären. Für die optisch bessere Erfassbarkeit des errechneten Bereichs, innerhalb welchem das Absorptionsmaximum liegt, ist der Verlauf einer steilen Hochpassfunktion allerdings vorteilhaft.

7

Fazit und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

7.1.1 Zentrale Punkte für den Einsatz von Kantenabsorbern in der Praxis

Räumlichkeiten, deren Akustik mit Begriffen wie *dumpf* oder *dröhnend* beschrieben wird, weisen in der Regel lange Nachhallzeiten im tiefen Frequenzbereich auf, was auf Raummoden zurückzuführen ist. Bleiben diese ungedämpft, sinkt der Signal-Störabstand zu höheren Frequenzen hin ab. Zur Dämpfung der Raummoden können Kantenabsorber eingesetzt werden, welche sich durch unaufwendige Handhabung und niedrige Kosten auszeichnen. Für die praktische Anwendung beim Einsatz von Kantenabsorbern können aus dieser Arbeit die folgenden zentralen Punkte abgeleitet werden:

- Eine Verbesserung der Raumakustik kann durch den Einsatz von Kantenabsorbern erreicht werden, da diese Raummoden *breitbandig* bedämpfen können (siehe Abschnitt 6.4).
- Die Dämpfung basiert auf der Absorptionswirkung des porösen Füllmaterials (siehe Abschnitt 5.2.4).
- Eine gezielte *Abstimmung* auf einzelne Modenfrequenzen ist *nicht notwendig* (siehe Abschnitt 5.2.3 und Abb. 5.15).
- Bei Raumabmessungen $l \neq b \neq h$ kann die breitbandigste Dämpfungswirkung durch Nutzung von zumindest jeweils einer Kante pro Abmessung erreicht werden (siehe Abschnitt 5.2.2 und Abb. 5.7).
- Das Verhältnis $\frac{\text{Mit Absorbern belegte Raumkantenlänge}}{\text{Gesamtkantenlänge des Raumes}}$ sollte für hohe Absorptionswirkung möglichst groß sein (siehe Abschnitt 6.4.4).
- Die untere Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ der Absorptionswirkung von Kantenabsorbern ist abhängig von der Seitenabmessung des Schachts (siehe Abschnitt 6.2 und Gleichung 6.14).

Es ist nicht notwendig die Modenstruktur einer Räumlichkeit zu kennen, da alleine durch die Positionierung in der Kante eine Interaktion des Absorbers mit dem Schallfeld erreicht wird, welche die Raummoden zu dämpfen vermag, egal um welche Modenfrequenz es sich dabei handelt. Dies ist ein Vorteil gegenüber den Resonanzabsorbern, da diese auf eine Frequenz abgestimmt werden müssen und zudem schmalbandig wirken. Die Modenstruktur kann jedoch im Umkehrschluss dazu genutzt werden, die Absorptionswirkung des Kantenabsorbers zu bestimmen. Neben der herausragenden Dämpfungswirkung im tieffrequenten Bereich führt die Perforation einer Abdeckplatte zu guter Absorptionswirkung bis etwa 1 kHz.

7.1.2 Zusammenfassung nach Kapiteln

Das Kapitel 2 *Schallabsorption* führte in die grundsätzlichen Begrifflichkeiten und Messverfahren der Raumakustik ein, welche das theoretische Grundrüstzeug dieser Masterarbeit darstellen. Überblickshaft wurden hier Hallraum- und Impedanzrohrmessverfahren zur Ermittlung des

Absorptionsgrads α betrachtet. Weiters wurden Schallabsorptionsgrundlagen von porösen Absorbentien und Resonanzabsorbentien dargestellt. Ein größerer Anteil ist den psychoakustischen sowie hörphysiologischen Hintergründen der Wahrnehmung von tiefen Frequenzen gewidmet. Es wurde gezeigt, warum durch Reduktion der Nachhallzeit im tieffrequenten Bereich der Signal-Störabstand im musikalisch und insbesondere sprachlich relevanten, höher liegenden Spektrum verbessert werden kann und wie sich Maskierer aus dem tiefen Frequenzbereich auf höhere Teile im Spektrum auswirken.

Im Kapitel 3 *Kantenabsorber* wurden Aufbau, Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten von Kantenabsorbentien gezeigt. Die einfache Konstruktionsweise, der geringe Materialaufwand und die hohe Effizienz in einem Frequenzbereich, der ansonsten nur von finanziell bzw. baulich aufwändigeren Absorbentien bedient werden kann, festigen den Kantenabsorber in seiner Rolle als probates Mittel zur Anwendung an diesen raumakustischen Aufgabenstellungen. Alltägliche Problemstellungen der Raumakustik, insbesondere in sprachkommunikationsrelevanten Sektoren wie z.B. im Bildungsbereich, können mit diesem Planungs- bzw. Sanierungskonzept bedient werden. Hier wurden auch die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten und erprobten Kantenabsorber vorgestellt.

Das Kapitel 4 *Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr* hat gezeigt, dass poröses Material mit höherer Strömungsresistenz Ξ sich weniger zur Tieftonabsorption eignet, als jenes mit niedrigerer Ξ . Zudem wurde bestätigt, dass eine Erhöhung des Perforationsverhältnisses von Lochplatten ab etwa 15 % sich nur mehr im mittleren und hohen Frequenzbereich relevant auswirkt und Zugewinne in der Absorption bringen kann. Die Erhöhung von Absorbentenschichtdicken führt in den meisten Fällen zur Glättung der Welligkeiten von Absorptionsgradverläufen, die beim Einhalten von Luftspalten bzw. bei niedrigen Schichtdicken durch Interferenzeffekte besonders ausgeprägt entstehen. Zudem wird gezeigt, dass durch die Bespannung von Lochplatten mit Baumwollstoff im Tiefmitten- bzw. Mittenbereich vereinzelt hohe Absorptionsgrade erreicht werden können. Die der Konstruktion von Kantenabsorbentien als Vormessung dienenden Untersuchungen haben in Hinblick auf die Aufgabenstellung gezeigt, dass Absorbentienmaterial mit niedriger Strömungsresistenz $\Xi \geq 5 \frac{kPa \cdot s}{m^2}$ bei einer Schichtdicke von $d_{Abs} \geq 200$ mm sowie Lochplattenverhältnisse von $\sigma \approx 20$ % für Normaleinfallsrichtung hohe und gleichmäßige Absorptionsgrade über einen Frequenzbereich von 50 Hz bis 2 kHz liefern können.

Die Generierung von Hypothesen rund um die Berechnungsmöglichkeiten der Absorptionswirkung von Kantenabsorbentien erfolgte auf Basis der Zusammenführung von Theorie und Messergebnissen im Kapitel 5 *Kantenabsorbentienbau in Räumlichkeiten*. Modenfrequenzen im tiefen und tiefmittleren Frequenzbereich haben starke Auswirkungen auf die Gesamtakustik eines Raumes. Bedingt durch Raummodenfrequenzen befinden sich entlang der Raumkanten Bereiche hoher, tangentialer Schallschnelle. Platziert man poröses Absorbentienmaterial entlang der Raumkanten, so sind mit Sicherheit Bereiche hoher Schallschnelle mit Absorbentienmaterial belegt, welche zu unterschiedlichen Modenfrequenzen gehören können. Die Raumkanten sind somit ein Ort zur effektiven Reduktion der Schallschnelle bedingt durch unterschiedliche Modenfrequenzen, welche in dieser Weise breitbandig bedämpft werden können. Bei Raumkanten ungleicher Abmessungen bestimmt daher die Kantenwahl den Bereich besonders effektiver Absorption. Über die Berechnung der Modenfrequenzen eines Quader-raumes kann somit eine Vorausberechnung der Absorptionswirkung des Kantenabsorbentien vorgenommen werden. Die Verknüpfung mit der Existenz eines einbauortsabhängigen Faktors nach [Peters 2018], basierend auf Annahmen der statistischen Raumakustik, konnte nicht bestätigt werden. Im Ansatz wurde allerdings ein Verknüpfung im Absorptionzugewinn zwischen Fläche und Kante bestätigt, welcher unter Berücksichtigung der Frequenzabhängigkeit von Raumkanten unterschiedlicher Längen als Zuschlag $\epsilon(f)$ vor allem im Bereich des Absorptionmaximums angewandt werden könnte.

Das anknüpfende Kapitel 6 *Berechnung von Kantenabsorbern* zeigt, wie auf Basis der Gewichtung von errechneten Raummodenfrequenzen das Absorptionsverhalten abgeschätzt werden kann und wie das Absorptionsspektrum durch Besetzung unterschiedlicher Raumkanteneinbau-richtungen beeinflusst wird. Der Vergleich der Ergebnisse des Berechnungstools mit jenen der Messkampagne bestätigt, dass für tiefe Frequenzen, vor allem für $f \leq f_{G,Raum}$, das Absorptionsverhalten von Kantenabsorbern in Abhängigkeit der modalen Struktur betrachtet werden kann. Die überwiegende Bestätigung der Hypothesen des vorherigen Kapitels geben die Grundlage zur Annahme, dass Kantenabsorber als eine *breitbandige und schnellesensitive Modenbremse* zu verstehen sind.

Zudem im Berechnungstool implementiert wurde ein im Rahmen dieses Kapitels vorgeschlagener Ansatz zur Kantenabsorberdimensionierung hinsichtlich derer Seitenabmessungen. Die Annahme dahinter sieht vor, dass ein Kantenabsorber ausreichender Längenabmessung eine von der Breite und Höhe des Schachtes abhängige, untere Grenzfrequenz $f_{uG,KA}$ für effektive Absorptionswirkung besitzt. Der Ansatz der Berechnung dieser Grenzfrequenz geht auf Überlegungen im Zusammenhang mit Untersuchungen von [Waterhouse 1955] zurück. Dieser konnte belegen, dass entlang von schallreflektierenden Raumkanten Interferenzmuster auftreten. Die Betrachtung dieser Muster zeigt, dass vom Kantenursprung bis zu einem von der Wellenlänge abhängigen Abstand Bereiche hoher Schallschnelle und hoher Energiedichte vorliegen, die zur Absorption genutzt werden können. Anhand der Wellenlängenabhängigkeit dieses Abstands wurde unter Zusammenführung mit den Messdaten ein Berechnungsvorschlag für $f_{uG,KA}$ formuliert.

7.2 Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit sind alle vorliegenden Inhalte auf ein vorgesehene Zeitkontingent zu beschränken. Bei aktiver Auseinandersetzung mit einer umfangreichen Problemstellungen ist daher ab einer gewissen Grenze der Optimierungs- und Erweiterungsprozess abzuschließen. In diesem Abschnitt finden sich daher einige Anregungen und Vorschläge für weitere und zukünftige Untersuchungen, die sich auf Basis der Erkenntnisse dieser Arbeit ergeben haben.

Hinsichtlich der Konstruktionsart und dem Aufbau von Kantenabsorbern wären der Einfluss von Lochflächenrichtung sowie die Auswirkung von beidseitig gelochten Platten betrachtenwert. Das bei der Impedanzrohrmessung bestimmte Verhalten könnte sich der tatsächlichen Performanz des eingebauten Kantenabsorbers nähern und somit eine Verknüpfung der Messdaten ermittelt werden. Zudem könnten hinsichtlich des Bestrebens nach möglichst hoher oder gleichmäßiger Absorption zu bevorzugende Lochflächenrichtungen existieren. Wie bei [Fuchs 2017] teils untersucht, könnte eine Teil- anstatt Vollbefüllung des Schachts, neben dem kleineren finanziellen Vorteil, eine Möglichkeit zur Variation des Absorptionsverhaltens bieten. Die Impedanzrohrmessungen geben Hinweise darauf, dass sich ein Luftspalt direkt nach der Schachtabdeckung bei niedrigeren Lochungsverhältnissen hinsichtlich der Erhöhung des Absorptionsgrads bei tiefen Frequenzen positiv auswirken könnte (siehe Abschnitt 4.4.3).

Beim Berechnungsvorschlag für die untere Grenzfrequenz abhängig von der Seitenabmessung von Kantenabsorbern wird die Geometrie des Absorbers selbst, bei maximaler, im Raum möglicher Kantenlänge, als einzige Grundlage für die Berechnung der Grenze zur effektiven Absorption eingeführt. Dies wird als gültig angenommen, sofern die Modenstruktur des Raumes diese Frequenzen enthält und sie somit auch entsprechend absorbiert werden. Insbesondere die Messungen im Hörsaal FSI2 (siehe Abschnitt 6.4.4) deuten jedoch darauf hin, dass etwa die im Berechnungstool symbolisierte Flankensteilheit oder sogar die untere Grenzfrequenz der erdachten Hochpassfunktion in Abhängigkeit des Verhältnisses von *Raumvolumen zu Absorbervolumen* stehen, und dass unter dessen Berücksichtigung die untere Grenzfrequenz präzisiert

werden könnte. Zudem sollte eine weitere Messkampagne Aufschluss darüber geben, wie Kantenabsorbergrenzfrequenzen nicht-quadratischer Schachtabmessungen zu errechnen sind.

Die Ermittlung der Modenfrequenzgewichtung erfolgt auf der geometrisch einfachsten Basis der Quaderraummodenberechnung mit anschließender Gewichtung bezogen auf die räumliche Herkunft und Nähe von Modenfrequenzen zueinander. Bei der Berechnung werden die Modenfrequenzen ohne Einbezugnahme einer Hörposition und nur unter Berücksichtigung konstruktiver Effekte, die durch Überlagerung der Modenfrequenzen entstehen können, gewichtet. Verbessert werden könnte die Berechnung durch Erweiterung auf Basis der Ermittlung einer Raumübertragungsfunktion, wie etwa nach [Weinzierl 2008, S. 283-286]. Die genaueste Vorhersage bzw. eine Bestätigung der hier hochgehaltenen Hypothesen könnte jedoch eine ausreichend detailreiche Simulation einer Raummodenstruktur liefern, wie sie zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit als weitere Masterarbeit an der TU Graz in Bearbeitung steht.

Literaturverzeichnis

- [Adelman-Larsen 2014] Adelman-Larsen, N. W. (2014). *Rock and Pop Venues. Acoustic and Architectural Design*. Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Balint 2016] Balint, J. (2016). *Gedanken zu Absorptionsgraden sowie Kantenabsorbern*. Seminararbeit verfasst an der TU Graz.
- [Beranek 1962] Beranek, L. L. (1962). *Music, Acoustics and Architecture*. Springer, New York.
- [Bräuer 2010] Bräuer, J. (2010). *Lochplatten-, Schlitzplatten und Helmholtzabsorber*. TI-Projektarbeit. Online verfügbar unter: https://www.spsc.tugraz.at/sites/default/files/PA_Braeuer_Schlitzplattenabsorber.pdf, abgerufen am 01.02.2019.
- [Cox & D'Antonio 2017] Cox, Trevor J. & D'Antonio, Peter (2017). *Acoustic Absorbers and Diffusers. Theory, Design and Application. Third Edition*. Taylor & Francis Group, Boca Raton.
- [Fastl & Zwicker 2013] Fastl, H., & Zwicker, E. (2013). *Psychoacoustics: facts and models*. Springer Science & Business Media.
- [Fouad 2009] Fouad, N. A. (Ed.). (2009). *Bauphysik-Kalender 2009: Schallschutz und Akustik (Vol. 9)*. John Wiley & Sons.
- [Frieesecke 2017] Frieesecke, A. (2017). *Die Audio-Enzyklopädie: Ein Nachschlagewerk für Ton-techniker*. K. G. Saur Verlag, München.
- [Fuchs 2010] Fuchs, H. V. (2010). *Schallabsorber und Schalldämpfer: Innovative akustische Konzepte und Bauteile mit praktischen Anwendungen in konkreten Beispielen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010.
- [Fuchs 2011] Fuchs, H. V. (2011). *Funktionelle Akustik - Die Nachhall-Charakteristik des Raumes als Basis für seine Nutzbarkeit: Teil 4: Bauliche Maßnahmen in Räumen für musikalische und schalltechnische Nutzungen*. *Bauphysik*, 33(4), S. 195-206.
- [Fuchs et al. 2011] Fuchs, H. V., Lamprecht, J., & Zha, X. (2011). *Zur Steigerung der Wirkung passiver Absorber: Schall in Raumkanten schlucken*. *Gesundheits-Ingenieur*, 132(5), S. 240-252.
- [Fuchs 2013] Fuchs, H. V. (2013). *Endlich Ruhe im Hort! Eine akustische Muster-Installation nur in den Raumkanten*. *Bauphysik-Kalender 2014*, S. 457-496.
- [Fuchs 2014] Fuchs, H. V. (2014). *Funktionelle Raumakustik im erweiterten Frequenzbereich*. *Bauphysik*, 35(2), 125-131.
- [Fuchs 2017] Fuchs, H. V. (2017). *Raum-Akustik und Lärm-Minderung*. Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Fuchs et al. 2017] Fuchs, H. V., Graber, G., Hetz, S., Kordes, J. & Balint, J. (2017). *Harte Kanten für klare Worte*. *Trockenbau Akustik*, 34(6), S. 70-73.
- [Gelfand 2010] Gelfand, S. A. (2010). *Hearing: An introduction to psychological and physiological acoustics*. Informa UK.
- [Goertz 2017] Goertz, A. *Beschallungstechnik und Raumakustik*. Vortragsfolien Forum Akustika Mai 2017. Online verfügbar unter: <http://www.ifaa-akustik.de/files/forum-akustika-2017-05-04-a-goertz.pdf>, abgerufen am 20.11.2018.

- [Henn et al., 2008] Henn, H., Sinambari, G. R. & Fallen, M. (2008). *Ingenieursakustik* Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden.
- [Howard & Angus 2017] Howard, D. M., & Angus, J. (2017). *Acoustics and psychoacoustics*. Focal press.
- [Kuhl 1960] Kuhl, W. (1960). *Der Einfluss der Kanten auf die Schallabsorption poröser Materialien*. *Acustica* 10 (S. 264-276).
- [Kuttruff 1994] Kuttruff, H. (1994). *Raumakustik*. In: Taschenbuch der Technischen Akustik (S. 596-622). Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Leitner & Finckh 2019] Leitner, E. & Finckh, U. *Schwingungen der Luftsäule in Pfeifen*. Beitrag auf Online-Plattform. Online verfügbar unter: <https://www.leifiphysik.de/akustik/akustische-phaenomene/grundwissen/schwingungen-der-luftsaeule-pfeifen>, abgerufen am 12.09.2019.
- [Lohan 2017] Lohan, J. *The Real Reason You Place Bass Traps In Corners (It's Not Why You Think)*. Blog-Beitrag, online verfügbar unter: <http://www.acousticsinsider.com/why-bass-traps-in-corners/>, abgerufen am 22.11.2018.
- [Lotze 2006] Lotze, E. (2006). *Luftschallabsorption*. In: Technischer Lärmschutz (S. 191-217). Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Maa 1940] Maa, D. (1940). *Non-Uniform Acoustical Boundaries in Rectangular Rooms*. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 12(1) (S. 39–52).
- [Mayer 1894] Mayer, A. M. (1894). *XXIII. Researches in Acoustics. - No. IX*. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 37 (S. 259–288).
- [Mechel 1994] Mechel, F. P. (1994). *Schallabsorption*. In: Taschenbuch der Technischen Akustik (S. 454-500). Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Möser 1994] Möser, M. (1994). *Akustische Meßtechnik*. In: Taschenbuch der Technischen Akustik (S. 26-46). Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Möser 2009] Möser, M. (2009). *Technische Akustik (Vol. 8)*. Springer, Berlin-Heidelberg.
- [Peters 2018] Peters, B. (2018). *Raumakustische Sanierungen mittels Kantenabsorber und herkömmlicher Methodik im Vergleich*. Bachelorarbeit verfasst an der TU Graz, online verfügbar unter: https://www2.spsc.tugraz.at/www-archive/downloads/BA_PETERS_final.pdf, abgerufen am 21.06.2019.
- [Datenblätter] Reisinger, D. & Santer, C. (2019). *Datenblätter der Messung von Kantenabsorbern*. Elektronische Beilage der Masterarbeit.
- [Tobias 1977] Tobias, J. V. (1977). *Low-frequency masking patterns*. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 61(2), S. 571-575.
- [Waterhouse 1955] Waterhouse, R. (1955). *Interference Patterns in Reverberant Sound Fields*. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 27, S. 247-259.
- [Wegel & Lane 1924] Wegel, R., & Lane, C. E. (1924). *The auditory masking of one pure tone by another and its probable relation to the dynamics of the inner ear*. *Physical review*, 23(2), 266-285.
- [Weinzierl 2008] Weinzierl, S. (2008). *Handbuch der Audiotechnik*. Springer, Berlin-Heidelberg.

- [Zwicker 1982] Zwicker, E. (1982). *Psychoakustik*. Springer, Berlin Heidelberg New York, 1982.
- [DIN 18041 2004] DIN 18041: Hörsamkeit in kleinen und mittelgroßen Räumen. Berlin: Beuth Verlag 2004.
- [DIN 18041 2016] DIN 18041: Hörsamkeit in Räumen - Anforderungen, Empfehlungen und Hinweise für die Planung. Berlin: Beuth Verlag 2016.
- [DEGA DIN-Arbeitskreis 2014] Gemeinsame Stellungnahme des DIN-Arbeitskreises zur Überarbeitung der DIN 18041 und des Fachausschusses Bau- und Raumakustik der Deutschen Gesellschaft für Akustik zur Thematik tiefer Frequenzen in der Akustik kleiner bis mittelgroßer Räume. Berlin: DEGA 2014. Online verfügbar unter: https://www.dega-akustik.de/fileadmin/dega-akustik.de/fachausschuesse/br_a/dokumente/din_dega_tiefefrequenzen.pdf, abgerufen am 01.11.2018.
- [ISO 354 2003] ISO 354: *Acoustics - Measurement of sound absorption in a reverberation room*. International Organization for Standardization, 2003.
- [ÖNORM EN ISO 266 1997] ÖNORM EN ISO 266: *Akustik - Normfrequenzen*. 266: 1997 11 01. Österreichisches Normungsinstitut 1997.
- [ÖNORM EN ISO 10534-2 1998] ÖNORM EN ISO 10534-2: *Akustik - Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren - Teil 2: Verfahren mit Übertragungsfunktion*. 10534-2:2002 01 01. Österreichisches Normungsinstitut 1998.
- [ÖNORM B 8115-3 2005] ÖNORM B 8115-3: *Schallschutz und Raumakustik im Hochbau. Teil 3: Raumakustik*. Österreichisches Normungsinstitut 2005.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Absorptionsgradbestimmung im Kundt'schen Rohr [Möser 2009, S. 185].	6
2.2	Baunetzwissen, poröse Absorber. www.baunetzwissen.de/akustik/fachwissen/schallabsorption/poroese-schallabsorber-147715 ; abgerufen am 02.11.2018.	8
2.3	Baunetzwissen, Resonatoren. www.baunetzwissen.de/glossar/r/resonatoren-44971 ; abgerufen am 02.11.2018.	10
2.4	Schemazeichnung eines Helmholtzresonators [Mechel 1994, S. 472]	10
2.5	In a standing wave sound pressure is at a maximum where sound velocity is at a minimum because they are 90° out of phase. [Lohan 2017]	12
2.6	Berechnete Übertragungsfunktion (geglättet) eines typischen quaderförmigen Raumes vor (durchgezogene Linie) und nach (gestrichelte Linie) der Erhöhung der Dämpfung durch zwei jeweils 2 m ² große Resonanzabsorberelemente mit einer Resonanzfrequenz von 80 Hz [Weinzierl 2008, S. 286]	13
2.7	Idealized shape of basilar membrane as it lies in the unrolled cochlea (upper), and the basilar membrane response with frequency (lower). [Howard & Angus 2017, S. 81]	15
2.8	Idealized envelope of basilar membrane movement to sounds at five different frequencies. [Howard & Angus 2017, S. 82]	15
2.9	Masking audiogram for 150-Hz and 500-Hz tonal masker. [Tobias 1977, S. 572-573]	16
2.10	Nachhallzeitverlauf Klassenzimmer. [Fuchs et al. 2011, S. 4]	18
2.11	Typische Auslegungsbereiche praktikabler Schallabsorber nach [Fuchs 2017, S. 134], unter Adaption der Position Kantenabsorber.	19
3.1	Schachkonstruktion in Raumkante. Selbsterstellung.	22
3.2	Absorptionsgrad von Kantenabsorbern. [Fuchs 2017, S. 146]	23
3.3	Perforation. [Fuchs et al. 2017, S. 73]	23
3.4	Kantenabsorber als integrierendes Bauelement. [Fuchs 2017, S. 145]	24
3.5	3D-Modell des finalen Kantenabsorbers. Selbsterstellung.	25
3.6	Finaler Kantenabsorber leer und befüllt.	26
3.7	Sack mit Absorptionsmaterial im KA-Modul.	27
3.8	Einbauszenarien 1.	28
3.9	Gemittelte Absorptionsgradverläufe der Messungen KAG1-KAT8 im Hallraum.	29
4.1	Absorberproben für die Impedanzrohrmessung. Selbsterstellung.	32
4.2	Foto aller untersuchten Lochplatten. Selbsterstellung.	33
4.3	LP mit Stoff und Vlies. Selbsterstellung.	34
4.4	Schematische Darstellung möglicher Auf- und Einbausituationen von Absorptionsmaterial im Kantenabsorber. Selbsterstellung.	34
4.5	Blockschaltbild des Messaufbaus der Impedanzrohrmessung. Selbsterstellung.	36
4.6	Messaufbau im DiplomandInnenlabor des SPSC der TU Graz. Selbsterstellung.	36
4.7	CATS9 Kombinationsmessung. Selbsterstellung.	38
4.8	Schema Schichtaufbauten. Selbsterstellung.	40
4.9	Schema Lochplattenmessung. Selbsterstellung.	41
4.10	Absorptionsgradverlauf der Lochplatten ohne Stoffbespannung.	42
4.11	Schema Lochplattenmessung Stoff. Selbsterstellung.	42
4.12	Absorptionsgradverlauf der Lochplatten mit Akustikvlies.	43
4.13	Absorptionsgradverlauf der Lochplatten mit Stoffbespannung.	44
4.14	Schema Perforationsvergleich mit Absorber. Selbsterstellung.	45
4.15	Absorptionsgradverläufe von AB bei zwei Schichtdicken und variablem σ	46

4.16	Absorptionsgradverläufe von MP bei zwei Schichtdicken und variablem σ	47
4.17	Absorptionsgradverläufe von FDP bei zwei Schichtdicken und variablem σ	47
4.18	Schema Schichtvergleich mit Absorber. Selbsterstellung.	48
4.19	Absorptionsgradverläufe von AB bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 10\%$	48
4.20	Absorptionsgradverläufe von AB bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 20\%$	49
4.21	Absorptionsgradverläufe von MP bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 10\%$	50
4.22	Absorptionsgradverläufe von MP bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 20\%$	50
4.23	Absorptionsgradverläufe von MP bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 10\%$	51
4.24	Absorptionsgradverläufe von FDP bei unterschiedlicher Schichtdicke bei $\sigma = 20\%$	52
4.25	Schema Schichtvergleich mit Absorber kombinierter Strömungsresistenzen. Selbsterstellung.	53
4.26	Absorptionsgradverläufe von AB-MP und umgekehrt, Luftspalt hinten.	54
4.27	Absorptionsgradverläufe von AB-MP und umgekehrt, Luftspalt hinten.	54
4.28	Schema Schichtvergleich mit Absorber kombinierter Strömungsresistenzen. Selbsterstellung.	55
4.29	Absorptionsgradverläufe von AB-MP und umgekehrt, Luftspalt vorne.	56
4.30	Absorptionsgradverläufe von AB-MP und umgekehrt, Luftspalt vorne.	56
4.31	Schema Schichtvergleich mit Absorber kombinierter Strömungsresistenzen. Selbsterstellung.	57
4.32	Absorptionsgradverläufe von AB-MP und umgekehrt, Luftspalt hinten.	57
4.33	Schema Schichtvergleich mit Absorber Luftspalt vorne. Selbsterstellung.	58
4.34	Absorptionsgradverläufe von AB bei Luftspalt vorne.	59
4.35	Schema Schichtvergleich mit Absorber Luftspalt vorne. Selbsterstellung.	59
4.36	Absorptionsgradverläufe von AB bei mittigem Luftspalt.	60
4.37	Absorptionsgradverläufe 120 mm Material bei Luftspalt mittig und hinten.	61
4.38	Extremwerte der IR-Messungen von 50-125 Hz.	62
4.39	Extremwerte der IR-Messungen von 50-2000 Hz.	63
4.40	Vergleich Impedanzrohr und Hallraum.	64
5.1	Errechnete Modenverteilung des Hallraums der TU Graz.	70
5.2	3D-Druckmaxima der Moden Hallraum 1.	71
5.3	3D-Druckmaxima der Moden Hallraum 2.	71
5.4	3D-Druckmaxima der Moden Hallraum 3.	72
5.5	Absorbereinbauauswahlplan Hallraum Kantenvergleich.	74
5.6	Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro lfm Kantenabsorber, 4 Positionen verglichen.	74
5.7	Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro lfm Kantenabsorber bei Maximalbelegung mit und ohne Turm.	75
5.8	Grundriss Hallraum für eine Absorberbelegung in jeder axialen Richtung.	76
5.9	Absorbereinbauauswahlplan Hallraum.	77
5.10	Kantenabsorber Kante vs. Fläche in der Längsseite.	77
5.11	Absorbereinbauauswahlplan Hallraum.	78
5.12	Kantenabsorber Kante vs. Fläche in der Breitseite.	78
5.13	Absorbereinbauauswahlplan Hallraum Turmvergleich.	79
5.14	Vergleich Kantenabsorber in der Raumhöhe.	79
5.15	Normierte Differenz zwischen Messung in Kante und Fläche.	80
5.16	Vergleich des leeren und des befüllten Kantenabsorbers in äquivalenter Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang der einzelnen Hauptachsen des Hallraums.	82
5.17	Vergleich des leeren und des befüllten Kantenabsorbers in äquivalenter Schallabsorptionsfläche pro Laufmeter Kantenabsorber entlang mehrerer Raumkanten.	82
5.18	Vergleich Kantenabsorber bei Verdopplung einer Dimension.	84

5.19	Kantenabsorbermessaufbau Türme zum Vergleich der Kantenabsorberbreite.	84
5.20	Vergleich Kantenabsorber bei Verdopplung einer Dimension als Turm in der Länge.	85
5.21	Vergleich Kantenabsorber bei Verdopplung einer Dimension als Turm in der Breite.	85
5.22	Errechnete Modenverteilung der Klasse 2a des BRGK.	86
5.23	Äquivalente Schallabsorptionsfläche pro lfm Kantenabsorber 2 Positionen BRGK vergleichen.	87
6.1	Programm- und Ablaufstruktur des KA-Modenrechners.	90
6.2	Simuliertes Schalldruckfeld der Mode 3-2-0 mit 73 Hz.	95
6.3	Simuliertes Schalldruckfeld der Mode 7-2-0 mit 125 Hz.	95
6.4	Interferenzmuster entlang von Raumfläche und -kante in halligen Räumlichkeiten nach [Waterhouse 1955, S. 251].	96
6.5	Untere Grenzfrequenz abhängig von Abmessung eines quadratischen Kantenab- sorbers.	97
6.6	Startseite der GUI.	98
6.7	Advanced-Tab der GUI.	99
6.8	Messaufbau im Hallraum.	101
6.9	Frequenzgewichtung der Moden im Hallraum.	102
6.10	Frequenzgewichtung der Moden im Hallraum.	102
6.11	Vergleich Absorptionsgrad und Modenfrequenzgewichte Hallraum.	103
6.12	Messaufbau im Klassenraum des BRG Kepler.	104
6.13	Frequenzgewichtung der Moden im BRGK.	105
6.14	Raumrichtungsgewichtung der Moden im BRGK.	105
6.15	Vergleich Absorptionsgrad und Frequenzgruppengewichtung Hallraum.	106
6.16	Messaufbau im Hörsaal FSI1.	107
6.17	Frequenzgewichtung der Moden im FSI1.	108
6.18	Raumrichtungsgewichtung der Moden im FSI1.	108
6.19	Vergleich Absorptionsgrad und Frequenzgruppengewichtung Hallraum.	109
6.20	Messaufbau im Hörsaal FSI2.	110
6.21	Frequenzgewichtung der Moden im FSI2.	111
6.22	Raumrichtungsgewichtung der Moden im FSI2.	111
6.23	Vergleich Absorptionsgrad und Frequenzgruppengewichtung Hallraum.	112
6.24	Messaufbau im Hörsaal i14.	113
6.25	Frequenzgewichtung der Moden im HSi14.	114
6.26	Raumrichtungsgewichtung der Moden im HSi14.	114
6.27	Vergleich Absorptionsgrad und Frequenzgruppengewichtung Hallraum.	115

A

Anhang

A.1 Liste der verwendeten Bilddateien dieses Dokuments

Kapitel 2, Schallabsorption

Verzeichnisname: schallabsorption

Abbildung	Dateiname
2.1	./pics/kundt.png
2.2	./pics/porous_fgang.png
2.3	./pics/reso_fgang.png
2.4	./pics/helmholtz_absorber.PNG
2.5	./pics/bass_trap_corner.PNG
2.7	./pics/chochlea.PNG
2.8	./pics/wanderwelle.PNG
2.9(a)	./pics/tobias_150.PNG
2.9(b)	./pics/tobias_500.PNG
2.10	./pics/typ_nhz.png
2.11	./pics/frequenzbereiche.png

Kapitel 3, Kantenabsorber

Verzeichnisname: kantenabsorber

Abbildung	Dateiname
3.1	./pics/schema_kanteneinbau.png
3.2	./pics/fuchs_abso.png
3.3	./pics/i15.png
3.4	./pics/fuchs_integrierend.png
3.5	./pics/plan_3D.png
3.7	./pics/ka_sack.jpg
3.6(a)	./pics/ka_leer.PNG
3.6(b)	./pics/ka_voll.PNG
3.8(a)	./pics/kombi_turm.jpg
3.8(b)	./pics/kombi_breit.jpg
3.8(c)	./pics/kombi_doppel.jpg
3.8(d)	./pics/kombi_tafel.jpg
3.9	./pics/hr_alpha_bigmean.tex

Kapitel 4, Absorptionsgradbestimmung im Impedanzrohr

Verzeichnisname: ir_messungen

Abbildung	Dateiname
4.1	./pics/ir/proben_absorber.jpg
In Tab. 4.2	./pics/ir/LP/LP1.png bis LP7.png
4.2	./pics/ir/LP/LP_alle.jpg
4.3(a)	./pics/ir/LP/LP_stoff.jpg
4.3(b)	./pics/ir/LP/LP_vlies.jpg
4.4	./reale_anor_schicht.PNG
4.5	./pics/ir/blockschaltbild_ir.PNG
4.6(a)	./pics/ir/ir_eq1.jpg
4.6(b)	./pics/ir/ir_eq2.jpg
4.7	./pics/ir/cats9_bsp.png
4.8	./pics/ir/absoschichten.png
4.9	./pics/ir/leer_abs_kein_stoff.png
4.10	./pics/dia/A/lp_ohne.tex
4.11	./pics/ir/leer_abs.png
4.12	./pics/dia/A/lp_vlies.tex
4.13	./pics/dia/A/lp_molino.tex
4.14	./pics/ir/120_voll_abs.png
4.15	./pics/dia/b/ab_varsigma.tex
4.16	./pics/dia/B/mp_varsigma.tex
4.17	./pics/dia/B/fdp_varsigma.tex
4.18	./pics/ir/abso_vardicke.png
4.19	./pics/dia/B/lp10_ab.tex
4.20	./pics/dia/B/ab_vardicke.tex
4.21	./pics/dia/B/lp10_mp.tex
4.22	./pics/dia/B/mp_vardicke.tex
4.23	./pics/dia/B/lp10_fdp.tex
4.24	./pics/dia/B/fdp_vardicke.tex
4.25	./pics/ir/abso_60_60_h.png
4.28	./pics/ir/abso_60_60_v.png
4.31	./pics/ir/abso_120_265.png
4.26	./pics/dia/C/kombi_120mm_vars.tex
4.27	./pics/dia/C/kombi_240mm_vars.tex
4.29	./pics/dia/C/kombi_120mm_vars_lsv.tex
4.30	./pics/dia/C/kombi_240mm_vars_lsv.tex
4.32	./pics/dia/C/kombi_385mm_vars.tex
4.33	./pics/ir/abso_vardicke_vorne.png
4.34	./pics/dia/B/ab_lsp_vorne.tex
4.35	./pics/ir/abso_kombi_mittig.png
4.36	./pics/dia/B/ab_lsp_mittig.tex
4.37	./pics/dia/C/kombi_20-120mm.tex
4.38	./pics/dia/D/extrema_125hz.tex
4.39	./pics/dia/D/extrema_full.tex
4.40	./pics/dia/IR_HR_vergleich.tex

Kapitel 5, Kantenabsorbereinbau in Räumlichkeiten

Verzeichnisname: hallraum

Abbildung	Dateiname
5.1	./pics/moden/hr_moden.tex
5.2	./pics/moden/room3d/3d_hr_1.PNG
5.3	./pics/moden/room3d/3d_hr_2.PNG
5.4	./pics/moden/room3d/3d_hr_3.PNG
5.5(a)	./plan/guertel.pdf
5.5(b)	./plan/turm.pdf
5.5(c)	./plan/lang_kante.pdf
5.5(d)	./plan/breit_kante.pdf
5.6	./dia/KAG1_AT_lfm.tex
5.8	./plan/3achs.pdf
5.7	./dia/KAG4_AT_lfm.tex
5.9(a)	./plan/lang_fl.pdf
5.9(b)	./plan/lang_kante.pdf
5.10	./dia/flachenvergleich_lange.tex
5.11(a)	./plan/breit_fl.pdf
5.11(b)	./plan/breit_kante.pdf
5.12	./dia/flachenvergleich_breite.tex
5.13(a)	./plan/turm_gleich.pdf
5.13(b)	./plan/turm_gu.pdf
5.13(c)	./plan/turm_einzel.pdf
5.13(d)	./plan/turm_zusammen.pdf
5.14	./dia/turmvergleich_3.tex
5.15	./dia/norm_diff_flache.tex
5.16(a)	./dia/leer/langenvergleich_LV.tex
5.16(b)	./dia/leer/breitenvergleich_LV.tex
5.16(c)	./dia/leer/turm_LV.tex
5.17(a)	./dia/leer/axial_LV.tex
5.17(b)	./dia/leer/gurt_turm_IV.tex
5.22	./pics/moden/brgk_moden.tex
5.23	./dia/KAT1_AT_lfm.tex

Kapitel 6, Berechnung von Kantenabsorbern

Verzeichnisname: berechnung

Abbildung	Dateiname
6.1	./pics/programflow.pdf
6.2	./pics/quader_3D_mode.png
6.3	./pics/quader_3D_mode2.png
6.4	./pics/waterhouse.png
6.5	./dia/fG_KA_Geometrie.tex
6.6	./pics/eact_basic.PNG
6.7	./pics/eact_adv.PNG
6.8(a)	./2_pics/KAG4.JPG
6.8(b)	./3_plan/cropplan_KAG4.eps
6.9	./dia/Frequenzgewichtung_Hallraum_bK=_0.4m.tex
6.10	./dia/Raumrichtungsgewichtung_Hallraum_bK=_0.4m.tex
6.11(a)	./dia/HR_KAG4.tex
6.11(b)	./dia/Frequenzgewichtung_Hallraum_vgl.tex
6.12(a)	./2_pics/KAGT4.JPG
6.12(b)	./3_plan/cropplan_KAGT4.eps
6.13	./dia/Frequenzgewichtung_brgk_bK=_0.4m.tex
6.14	./dia/Raumrichtungsgewichtung_brgk_bK=_0.4m.tex
6.15(a)	./dia/brgk_max.tex
6.15(b)	./dia/Frequenzgewichtung_brgk_vgl.tex
6.16(a)	./2_pics/KAG6.JPG
6.16(b)	./3_plan/cropplan_FSI1_KAG6.eps
6.17	./dia/Frequenzgewichtung_FSI1_bK=_0.4m.tex
6.18	./dia/Raumrichtungsgewichtung_FSI1_bK=_0.4m.tex
6.19(a)	./dia/FSI1_max.tex
6.19(b)	./dia/Frequenzgewichtung_FSI1_vgl.tex
6.20(a)	./2_pics/KAGT3.JPG
6.20(b)	./3_plan/cropplan_FSI1_KAG6.eps
6.21	./dia/Frequenzgewichtung_FSI2_bK=_0.4m.tex
6.22	./dia/Raumrichtungsgewichtung_FSI2_bK=_0.4m.tex
6.23(a)	./dia/FSI2_max.tex
6.23(b)	./dia/Frequenzgewichtung_FSI2_vgl.tex
6.24(a)	./2_pics/KAGT2.JPG
6.24(b)	./3_plan/cropplan_HSi14_KAGT2.eps
6.25	./dia/Frequenzgewichtung_HSi14_bK=_0.4m.tex
6.26	./dia/Raumrichtungsgewichtung_HSi14_bK=_0.4m.tex
6.27(a)	./dia/HSi14_max.tex
6.27(b)	./dia/Frequenzgewichtung_HSi14_vgl.tex

A.2 Liste diesem Dokument beigelegter elektronischer Ressourcen

Dokumente

Pfad	Dateiname	Beschreibung
./Schriftliche Arbeit/LaTeX/	...	Enthält die zur Kompilierung dieses Dokuments notwendigen LaTeX-Dateien inkl. Diagramm- und Bild-dateien. Das root-Dokument trägt den Namen <code>ma_arbeit.tex</code> bzw. <code>ma_arbeit_intern.tex</code>
./Schriftliche Arbeit/	MA_Reisinger.pdf	Druckfassung der vorliegenden Arbeit in elektronischer Form.
./Schriftliche Arbeit/	MA_Reisinger_intern.pdf	Druckfassung der vorliegenden Arbeit in elektronischer Form zur institutsinternen Verwendung.
./Messergebnisse/	Datenblatt_NHZ.pdf	Messprotokoll sämtlicher durchgeführter Nachhallzeitmessungen. Enthält Bilder, Diagramme, Tabellen und Pläne sowie Detailinformationen über die einzelnen Räumlichkeiten und dem verwendeten Messequipment.
./Messergebnisse/	Datenblatt_IMR.xls	Messprotokoll sämtlicher durchgeführter Impedanzrohrmessungen.
./Messergebnisse/	CATs_data_IMR.zip	Ergebnisdaten der Impedanzrohrmessungen im CATS9-Format.
./Präsentationen/	Zwischenpräsentation.pdf	Folien der Zwischenpräsentation dieser Masterarbeit.
./Präsentationen/	Seminarpräsentation.pdf	Folien der Präsentation dieser Masterarbeit im Rahmen des Masterseminars.

Tabelle A.1: Liste der in elektronischer Form beigelegten Dokumente.

Quellcodes und Anwendung

Pfad	Dateiname	Beschreibung
./Anwendung/	EACT_installer.exe	Setup-Datei der GUI EACT des Kantenabsorberberechnungstools. Notwendige MATLAB-Daten werden über einen Web-Installer geladen.
./Anwendung/Quellcodes/	KA_calc.m	Main-Datei, welche Benutzereingaben übernimmt und den Programmablauf steuert.
./Anwendung/Quellcodes/	eact_main.m	Main-Datei der GUI-Variante. Grundsätzlich ident mit KA_calc.m, allerdings zur GUI-Erstellung als Funktion ausgeführt.
./Anwendung/Quellcodes/	border_calc.m	Funktion zur Ermittlung der Terzband-Grenzfrequenzen.
./Anwendung/Quellcodes/	f_cutoff.m	Funktion zur Ermittlung der unteren Kantenabsorbergrenzfrequenz.
./Anwendung/Quellcodes/	geo_weight.m	Funktion zur Ermittlung des Geometriegewichts.
./Anwendung/Quellcodes/	mod_calc.m	Funktion zur Berechnung der Modenfrequenzen.
./Anwendung/Quellcodes/	mod_ind.m	Funktion zur Zuweisung der Modenindizes.
./Anwendung/Quellcodes/	plot_modes.m	Funktion zur grafischen Ausgabe der Ergebnisse.
./Anwendung/Quellcodes/	eact_gui.mlapp	Datei zur Erstellung der GUI.
./Anwendung/Quellcodes/	readme_eact.txt	Textdokument mit grundlegenden Informationen zur Anwendung.

Tabelle A.2: Liste der in elektronischer Form beigelegten Quellcodes und Anwendungsdaten.

A.3 Berechnete Modenfrequenzen und Gewichte

Die in diesem Kapitel tabellarisch dargestellten Modenfrequenzen inklusive den zugehörigen Einzelgewichten beinhalten axiale Modenfrequenzen bis zur maximalen Ordnung $n = 9$ und tangentielle Modenfrequenzen bis zur maximalen Ordnung $n = 5$. Dies entspricht den maximalen Ordnungen, die standardmäßig im Berechnungstool vorgeschlagen werden.

A.3.1 Hallraum TU Graz

Frequenz [Hz]	Modenindizes	Geometriegewicht	Frequenzgruppengewicht	Axiales Zusatzgewicht
20.53892	1-0-0	1.5677	0	0.048688
28.63105	0-1-0	1.1246	0	0.034927
35	0-0-1	0.91994	1	0.028571
35.23612	1-1-0	0.41407	1	0
40.58137	1-0-1	0.38259	1	0
41.07784	2-0-0	1.5433	1	0.024344
45.21877	0-1-1	0.31445	0	0
50.07121	2-1-0	0.41407	0	0
53.96656	2-0-1	0.38259	0	0
57.2621	0-2-0	1.1071	0	0.017464
60.83417	1-2-0	0.41407	1	0
61.61677	3-0-0	1.5352	1	0.016229
67.11146	0-2-1	0.31445	1	0
67.94382	3-1-0	0.41407	1	0
70	0-0-2	0.90566	2	0.014286
70.47225	2-2-0	0.41407	2	0
70.86343	3-0-1	0.38259	3	0
72.95099	1-0-2	0.38259	1	0
75.62894	0-1-2	0.31445	0	0
81.16273	2-0-2	0.38259	1	0
82.15569	4-0-0	1.5311	2	0.012172
84.11643	3-2-0	0.41407	2	0
85.89316	0-3-0	1.1013	2	0.011642
87.00169	4-1-0	0.41407	3	0
88.31467	1-3-0	0.41407	3	0
89.30038	4-0-1	0.38259	3	0
90.43754	0-2-2	0.31445	4	0
92.75039	0-3-1	0.31445	3	0
93.2557	3-0-2	0.38259	3	0
95.21042	2-3-0	0.41407	2	0
100.1424	4-2-0	0.41407	1	0
102.6946	5-0-0	1.5287	2	0.0097376
105	0-0-3	0.9009	4	0.0095238
105.7084	3-3-0	0.41407	5	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
106.6111	5-1-0	0.41407	6	0
106.9899	1-0-3	0.38259	6	0
107.9331	4-0-2	0.38259	6	0
108.4951	5-0-1	0.38259	6	0
108.8335	0-1-3	0.31445	5	0
110.8045	0-3-2	0.31445	4	0
112.7492	2-0-3	0.38259	3	0
114.5242	0-4-0	1.0984	3	0.0087318
116.3514	1-4-0	0.41407	6	0
117.5803	5-2-0	0.41407	5	0
118.8579	4-3-0	0.41407	6	0
119.5991	0-2-3	0.31445	7	0
119.7531	0-4-1	0.31445	7	0
121.6683	2-4-0	0.41407	6	0
121.7441	3-0-3	0.38259	6	0
123.2335	6-0-0	1.5271	5	0.0081147
124.2827	5-0-2	0.38259	3	0
130.0478	3-4-0	0.41407	1	0
133.3213	4-0-3	0.38259	4	0
133.8799	5-3-0	0.41407	3	0
134.2229	0-4-2	0.31445	3	0
135.6563	0-3-3	0.31445	3	0
140	0-0-4	0.89851	4	0.0071429
140.9445	4-4-0	0.41407	6	0
141.4986	1-0-4	0.38259	7	0
142.8976	0-1-4	0.31445	9	0
143.1553	0-5-0	1.0966	9	0.0069854
143.7725	7-0-0	1.5259	9	0.0069554
144.6211	1-5-0	0.41407	10	0
145.902	2-0-4	0.38259	8	0
146.8713	5-0-3	0.38259	8	0
147.3717	0-5-1	0.31445	8	0
148.9323	2-5-0	0.41407	6	0
151.2579	0-2-4	0.31445	7	0
152.9596	3-0-4	0.38259	5	0
153.8245	5-4-0	0.41407	4	0
155.3731	0-4-3	0.31445	5	0
155.8527	3-5-0	0.41407	5	0
159.3532	0-5-2	0.31445	3	0
162.3255	4-0-4	0.38259	4	0
164.2487	0-3-4	0.31445	3	0
164.3114	8-0-0	1.5251	3	0.006086

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
165.0545	4-5-0	0.41407	3	0
171.7863	0-6-0	1.0955	4	0.0058212
173.6266	5-0-4	0.38259	6	0
175	0-0-5	0.89709	6	0.0057143
176.1806	5-5-0	0.41407	7	0
176.2012	1-0-5	0.38259	8	0
177.3266	0-1-5	0.31445	8	0
177.5343	0-5-3	0.31445	8	0
179.7565	2-0-5	0.38259	9	0
180.8751	0-4-4	0.31445	8	0
184.1302	0-2-5	0.31445	4	0
184.8503	9-0-0	1.5244	4	0.0054098
185.5307	3-0-5	0.38259	4	0
193.325	4-0-5	0.38259	1	0
194.9426	0-3-5	0.31445	3	0
200.2334	0-5-4	0.31445	3	0
200.4174	0-7-0	1.0946	3	0.0049896
202.9068	5-0-5	0.38259	2	0
209.143	0-4-5	0.31445	1	0
210	0-0-6	0.89613	1	0.0047619
226.0938	0-5-5	0.31445	1	0
229.0484	0-8-0	1.094	1	0.0043659
245	0-0-7	0.89545	0	0.0040816
257.6795	0-9-0	1.0935	0	0.0038808
280	0-0-8	0.89494	0	0.0035714
315	0-0-9	0.89455	0	0.0031746

A.3.2 Klassenraum BRG Kepler

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
17.15	1-0-0	1.7841	0	0.058309
26.06383	0-1-0	1.174	0	0.038367
31.20009	1-1-0	0.4542	0	0
34.3	2-0-0	1.755	0	0.029155
43.07915	2-1-0	0.4542	0	0
46.35135	0-0-1	0.66013	0	0.021574
49.42237	1-0-1	0.3753	0	0
51.45	3-0-0	1.7453	1	0.019436
52.12766	0-2-0	1.1548	2	0.019184
53.17679	0-1-1	0.28161	1	0
54.87636	1-2-0	0.4542	0	0
57.66227	2-0-1	0.3753	1	0
57.67517	3-1-0	0.4542	1	0
62.40018	2-2-0	0.4542	0	0
68.6	4-0-0	1.7404	2	0.014577
69.24991	3-0-1	0.3753	2	0
69.75486	0-2-1	0.28161	2	0
73.24203	3-2-0	0.4542	1	0
73.38449	4-1-0	0.4542	1	0
78.19149	0-3-0	1.1484	1	0.012789
80.05018	1-3-0	0.4542	1	0
82.79135	4-0-1	0.3753	0	0
85.38383	2-3-0	0.4542	2	0
85.75	5-0-0	1.7375	2	0.011662
86.1583	4-2-0	0.4542	2	0
89.62358	5-1-0	0.4542	1	0
90.89751	0-3-1	0.28161	3	0
92.7027	0-0-2	0.64935	3	0.010787
93.60028	3-3-0	0.4542	4	0
94.27573	1-0-2	0.3753	3	0
96.29701	0-1-2	0.28161	4	0
97.47569	5-0-1	0.3753	3	0
98.84473	2-0-2	0.3753	3	0
100.3512	5-2-0	0.4542	3	0
102.9	6-0-0	1.7356	4	0.0097182
104.0186	4-3-0	0.4542	5	0
104.2553	0-4-0	1.1452	5	0.0095918
105.6565	1-4-0	0.4542	5	0
106.0231	3-0-2	0.3753	4	0
106.3536	0-2-2	0.28161	4	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
109.7527	2-4-0	0.4542	0	0
114.0948	0-4-1	0.28161	3	0
115.3245	4-0-2	0.3753	3	0
116.0473	5-3-0	0.4542	3	0
116.2595	3-4-0	0.4542	3	0
120.05	7-0-0	1.7342	1	0.0083299
121.2753	0-3-2	0.28161	2	0
124.8004	4-4-0	0.4542	2	0
126.2809	5-0-2	0.3753	1	0
130.3191	0-5-0	1.1433	1	0.0076735
131.4428	1-5-0	0.4542	3	0
134.7575	2-5-0	0.4542	4	0
134.9898	5-4-0	0.4542	4	0
137.2	8-0-0	1.7331	7	0.0072886
138.3168	0-5-1	0.28161	8	0
139.0541	0-0-3	0.64575	6	0.0071914
139.5097	0-4-2	0.28161	6	0
140.1076	1-0-3	0.3753	7	0
140.1078	3-5-0	0.4542	7	0
141.4756	0-1-3	0.28161	7	0
143.2219	2-0-3	0.3753	6	0
147.272	4-5-0	0.4542	3	0
148.2671	3-0-3	0.3753	2	0
148.5036	0-2-3	0.28161	2	0
154.35	9-0-0	1.7323	3	0.0064788
155.0548	4-0-3	0.3753	4	0
156.0005	5-5-0	0.4542	5	0
156.383	0-6-0	1.142	5	0.0063946
159.5304	0-3-3	0.28161	5	0
159.9277	0-5-2	0.28161	4	0
163.368	5-0-3	0.3753	2	0
173.7964	0-4-3	0.28161	0	0
182.4468	0-7-0	1.1411	3	0.005481
185.4054	0-0-4	0.64395	5	0.0053936
186.1969	1-0-4	0.3753	5	0
187.2284	0-1-4	0.28161	7	0
188.5515	2-0-4	0.3753	6	0
190.5757	0-5-3	0.28161	6	0
192.4117	3-0-4	0.3753	5	0
192.594	0-2-4	0.28161	5	0
197.6895	4-0-4	0.3753	3	0
201.219	0-3-4	0.28161	2	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
204.2749	5-0-4	0.3753	2	0
208.5106	0-8-0	1.1404	2	0.0047959
212.7072	0-4-4	0.28161	1	0
226.6236	0-5-4	0.28161	3	0
231.7568	0-0-5	0.64288	7	0.0043149
232.3904	1-0-5	0.3753	7	0
233.2177	0-1-5	0.28161	7	0
234.2812	2-0-5	0.3753	6	0
234.5745	0-9-0	1.1399	7	0.004263
237.399	3-0-5	0.3753	8	0
237.5468	0-2-5	0.28161	8	0
241.6964	4-0-5	0.3753	5	0
244.5917	0-3-5	0.28161	4	0
247.1118	5-0-5	0.3753	3	0
254.1267	0-4-5	0.28161	1	0
265.884	0-5-5	0.28161	0	0
278.1081	0-0-6	0.64216	0	0.0035957
324.4595	0-0-7	0.64164	0	0.003082
370.8108	0-0-8	0.64126	0	0.0026968
417.1622	0-0-9	0.64096	0	0.0023971

A.3.3 Hörsaal FS11

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
11.66667	1-0-0	1.9005	0	0.085714
18.05263	0-1-0	1.2282	0	0.055394
21.49439	1-1-0	0.47423	0	0
23.33333	2-0-0	1.8577	0	0.042857
29.50156	2-1-0	0.47423	0	0
35	3-0-0	1.8434	0	0.028571
36.10526	0-2-0	1.2005	1	0.027697
37.94339	1-2-0	0.47423	0	0
39.38144	3-1-0	0.47423	0	0
41.3253	0-0-1	0.53654	0	0.024198
42.94056	1-0-1	0.36939	1	0
42.98877	2-2-0	0.47423	1	0
45.09632	0-1-1	0.26749	0	0
46.66667	4-0-0	1.8362	1	0.021429
47.45761	2-0-1	0.36939	1	0
50.03674	4-1-0	0.47423	1	0
50.28509	3-2-0	0.47423	1	0
54.15515	3-0-1	0.36939	3	0
54.15789	0-3-0	1.1913	3	0.018465
54.87596	0-2-1	0.26749	3	0
55.40026	1-3-0	0.47423	3	0
58.33333	5-0-0	1.832	2	0.017143
58.97052	2-3-0	0.47423	2	0
59.00312	4-2-0	0.47423	2	0
61.06288	5-1-0	0.47423	1	0
62.33425	4-0-1	0.36939	1	0
64.48316	3-3-0	0.47423	0	0
68.12384	0-3-1	0.26749	1	0
68.60297	5-2-0	0.47423	2	0
70	6-0-0	1.8291	3	0.014286
71.48817	5-0-1	0.36939	4	0
71.49025	4-3-0	0.47423	4	0
72.21053	0-4-0	1.1867	4	0.013848
73.14692	1-4-0	0.47423	3	0
75.88679	2-4-0	0.47423	0	0
79.59809	5-3-0	0.47423	2	0
80.24562	3-4-0	0.47423	2	0
81.66667	7-0-0	1.8271	5	0.012245
82.6506	0-0-2	0.52444	4	0.012099
83.1994	0-4-1	0.26749	4	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
83.46995	1-0-2	0.36939	4	0
84.59917	0-1-2	0.26749	5	0
85.88112	2-0-2	0.36939	2	0
85.97754	4-4-0	0.47423	2	0
89.7559	3-0-2	0.36939	3	0
90.19264	0-2-2	0.26749	4	0
90.26316	0-5-0	1.1839	4	0.011079
91.014	1-5-0	0.47423	6	0
92.82854	5-4-0	0.47423	6	0
93.23026	2-5-0	0.47423	4	0
93.33333	8-0-0	1.8255	4	0.010714
94.91522	4-0-2	0.36939	4	0
96.81135	3-5-0	0.47423	3	0
98.81396	0-3-2	0.26749	4	0
99.27345	0-5-1	0.26749	4	0
101.1627	5-0-2	0.36939	3	0
101.6131	4-5-0	0.47423	3	0
105	9-0-0	1.8243	1	0.0095238
107.4719	5-5-0	0.47423	3	0
108.3158	0-6-0	1.1821	2	0.0092323
109.7519	0-4-2	0.26749	2	0
122.3869	0-5-2	0.26749	3	0
123.9759	0-0-3	0.52041	5	0.0080661
124.5236	1-0-3	0.36939	5	0
125.2834	0-1-3	0.26749	6	0
126.1526	2-0-3	0.36939	6	0
126.3684	0-7-0	1.1808	6	0.0079134
128.8217	3-0-3	0.36939	5	0
129.1264	0-2-3	0.26749	4	0
132.4681	4-0-3	0.36939	3	0
135.289	0-3-3	0.26749	2	0
137.0139	5-0-3	0.36939	1	0
143.4726	0-4-3	0.26749	1	0
144.4211	0-8-0	1.1798	1	0.0069242
153.354	0-5-3	0.26749	0	0
162.4737	0-9-0	1.179	4	0.0061548
165.3012	0-0-4	0.5184	6	0.0060496
165.7124	1-0-4	0.36939	6	0
166.2841	0-1-4	0.26749	6	0
166.9399	2-0-4	0.36939	6	0
168.9659	3-0-4	0.36939	6	0
169.1983	0-2-4	0.26749	6	0

Frequenz [Hz]	Modenindizes	Geometriegewicht	Frequenzgruppengewicht	Axiales Zusatzgewicht
171.7622	4-0-4	0.36939	4	0
173.947	0-3-4	0.26749	2	0
175.2919	5-0-4	0.36939	2	0
180.3853	0-4-4	0.26749	1	0
188.3399	0-5-4	0.26749	0	0
206.6265	0-0-5	0.51719	6	0.0048397
206.9556	1-0-5	0.36939	6	0
207.4136	0-1-5	0.26749	6	0
207.9398	2-0-5	0.36939	7	0
209.5698	3-0-5	0.36939	8	0
209.7572	0-2-5	0.26749	8	0
211.8308	4-0-5	0.36939	8	0
213.6062	0-3-5	0.26749	6	0
214.7028	5-0-5	0.36939	5	0
218.881	0-4-5	0.26749	2	0
225.4816	0-5-5	0.26749	1	0
247.9518	0-0-6	0.51638	0	0.004033
289.2771	0-0-7	0.5158	0	0.0034569
330.6024	0-0-8	0.51537	0	0.0030248
371.9277	0-0-9	0.51503	0	0.0026887

A.3.4 Hörsaal FS12

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
18.4806	1-0-0	1.6278	0	0.054111
23.78641	0-1-0	1.2647	0	0.042041
30.12185	1-1-0	0.44385	0	0
36.96121	2-0-0	1.6007	0	0.027055
41.3253	0-0-1	0.72793	0	0.024198
43.95366	2-1-0	0.44385	0	0
45.26934	1-0-1	0.36149	1	0
47.57282	0-2-0	1.2436	1	0.02102
47.68201	0-1-1	0.30577	1	0
51.03632	1-2-0	0.44385	0	0
55.44181	3-0-0	1.5917	1	0.018037
55.44287	2-0-1	0.36149	1	0
60.2437	2-2-0	0.44385	1	0
60.32899	3-1-0	0.44385	1	0
63.0155	0-2-1	0.30577	0	0
69.14893	3-0-1	0.36149	0	0
71.35922	0-3-0	1.2366	2	0.014014
73.05455	3-2-0	0.44385	3	0
73.71344	1-3-0	0.44385	2	0
73.92241	4-0-0	1.5872	2	0.013528
77.65511	4-1-0	0.44385	0	0
80.36336	2-3-0	0.44385	2	0
82.46162	0-3-1	0.30577	4	0
82.6506	0-0-2	0.71583	4	0.012099
84.68945	4-0-1	0.36149	4	0
84.69153	1-0-2	0.36149	4	0
86.00532	0-1-2	0.30577	3	0
87.90732	4-2-0	0.44385	1	0
90.36555	3-3-0	0.44385	3	0
90.53868	2-0-2	0.36149	3	0
92.40302	5-0-0	1.5845	3	0.010822
95.14563	0-4-0	1.2331	4	0.01051
95.36401	0-2-2	0.30577	3	0
95.41546	5-1-0	0.44385	3	0
96.9238	1-4-0	0.44385	4	0
99.52345	3-0-2	0.36149	3	0
101.223	5-0-1	0.36149	5	0
102.0726	2-4-0	0.44385	5	0
102.7456	4-3-0	0.44385	4	0
103.7327	0-4-1	0.30577	4	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
103.9302	5-2-0	0.44385	4	0
109.1937	0-3-2	0.30577	3	0
110.1203	3-4-0	0.44385	3	0
110.8836	6-0-0	1.5827	3	0.0090185
110.8857	4-0-2	0.36149	3	0
116.7495	5-3-0	0.44385	2	0
118.932	0-5-0	1.231	3	0.0084082
120.3593	1-5-0	0.44385	5	0
120.4874	4-4-0	0.44385	4	0
123.9735	5-0-2	0.36149	8	0
123.9759	0-0-3	0.7118	8	0.0080661
124.543	2-5-0	0.44385	6	0
125.3458	1-0-3	0.36149	6	0
125.9071	0-5-1	0.30577	8	0
126.031	0-4-2	0.30577	8	0
126.2371	0-1-3	0.30577	8	0
129.3642	7-0-0	1.5814	7	0.0077301
129.3683	2-0-3	0.36149	7	0
131.2198	3-5-0	0.44385	4	0
132.6311	5-4-0	0.44385	5	0
132.7901	0-2-3	0.30577	5	0
135.808	3-0-3	0.36149	2	0
140.0334	4-5-0	0.44385	2	0
142.7184	0-6-0	1.2296	4	0.0070068
143.046	0-3-3	0.30577	4	0
144.3418	4-0-3	0.36149	5	0
144.8308	0-5-2	0.30577	4	0
147.8448	8-0-0	1.5804	3	0.0067638
150.6093	5-5-0	0.44385	2	0
154.6232	5-0-3	0.36149	2	0
156.2777	0-4-3	0.30577	1	0
165.3012	0-0-4	0.70978	5	0.0060496
166.3254	9-0-0	1.5797	5	0.0060123
166.3311	1-0-4	0.36149	5	0
166.5049	0-7-0	1.2286	5	0.0060058
167.0038	0-1-4	0.30577	5	0
169.3831	2-0-4	0.36149	7	0
171.7989	0-5-3	0.30577	3	0
172.0106	0-2-4	0.30577	3	0
174.351	3-0-4	0.36149	2	0
180.0462	0-3-4	0.30577	2	0
181.0774	4-0-4	0.36149	1	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
189.3748	5-0-4	0.36149	2	0
190.2913	0-8-0	1.2279	2	0.0052551
190.728	0-4-4	0.30577	2	0
203.6402	0-5-4	0.30577	3	0
206.6265	0-0-5	0.70857	5	0.0048397
207.4513	1-0-5	0.36149	5	0
207.9911	0-1-5	0.30577	5	0
209.9063	2-0-5	0.36149	6	0
212.0323	0-2-5	0.30577	6	0
213.9353	3-0-5	0.36149	5	0
214.0777	0-9-0	1.2273	5	0.0046712
218.6016	0-3-5	0.30577	3	0
219.4517	4-0-5	0.36149	3	0
226.3467	5-0-5	0.36149	2	0
227.4801	0-4-5	0.30577	1	0
238.41	0-5-5	0.30577	0	0
247.9518	0-0-6	0.70776	0	0.004033
289.2771	0-0-7	0.70719	0	0.0034569
330.6024	0-0-8	0.70676	0	0.0030248
371.9277	0-0-9	0.70642	0	0.0026887

A.3.5 Hörsaal i14

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
12.62887	1-0-0	2.186	0	0.079184
25.25773	2-0-0	2.1464	0	0.039592
32.48106	0-1-0	0.84994	0	0.030787
34.84979	1-1-0	0.46444	0	0
37.8866	3-0-0	2.1332	0	0.026395
41.14574	2-1-0	0.46444	0	0
46.35135	0-0-1	0.5956	0	0.021574
48.04098	1-0-1	0.42553	0	0
49.90404	3-1-0	0.46444	1	0
50.51546	4-0-0	2.1266	1	0.019796
52.78637	2-0-1	0.42553	0	0
56.59918	0-1-1	0.22114	0	0
59.8652	3-0-1	0.42553	1	0
60.0569	4-1-0	0.46444	1	0
63.14433	5-0-0	2.1227	1	0.015837
64.96212	0-2-0	0.83454	2	0.015394
66.17829	1-2-0	0.46444	1	0
68.55844	4-0-1	0.42553	1	0
69.69957	2-2-0	0.46444	2	0
71.00863	5-1-0	0.46444	1	0
75.20287	3-2-0	0.46444	1	0
75.7732	6-0-0	2.12	1	0.013197
78.33042	5-0-1	0.42553	1	0
79.80304	0-2-1	0.22114	1	0
82.29149	4-2-0	0.46444	0	0
88.40206	7-0-0	2.1181	1	0.011312
90.59406	5-2-0	0.46444	2	0
92.7027	0-0-2	0.58481	2	0.010787
93.55896	1-0-2	0.42553	2	0
96.08197	2-0-2	0.42553	4	0
97.44318	0-3-0	0.82941	4	0.010262
98.22836	0-1-2	0.22114	6	0
98.25814	1-3-0	0.46444	6	0
100.1458	3-0-2	0.42553	5	0
100.6634	2-3-0	0.46444	4	0
101.0309	8-0-0	2.1167	4	0.009898
104.5494	3-3-0	0.46444	1	0
105.5727	4-0-2	0.42553	2	0
107.9056	0-3-1	0.22114	2	0
109.7588	4-3-0	0.46444	2	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
112.165	5-0-2	0.42553	3	0
113.1984	0-2-2	0.22114	4	0
113.6598	9-0-0	2.1156	3	0.0087982
116.1137	5-3-0	0.46444	2	0
129.9242	0-4-0	0.82685	2	0.0076968
130.5366	1-4-0	0.46444	2	0
132.3566	2-4-0	0.46444	4	0
134.4952	0-3-2	0.22114	3	0
135.3355	3-4-0	0.46444	3	0
137.9448	0-4-1	0.22114	6	0
139.0541	0-0-3	0.58122	4	0.0071914
139.3991	4-4-0	0.46444	5	0
139.6264	1-0-3	0.42553	5	0
141.3293	2-0-3	0.42553	7	0
142.7972	0-1-3	0.22114	6	0
144.1229	3-0-3	0.42553	5	0
144.4559	5-4-0	0.46444	4	0
147.9454	4-0-3	0.42553	2	0
152.7195	5-0-3	0.42553	1	0
153.48	0-2-3	0.22114	1	0
159.6061	0-4-2	0.22114	2	0
162.4053	0-5-0	0.82531	4	0.0061574
162.8956	1-5-0	0.46444	4	0
164.3576	2-5-0	0.46444	4	0
166.7659	3-5-0	0.46444	6	0
168.8903	0-5-1	0.22114	4	0
169.7975	0-3-3	0.22114	4	0
170.0803	4-5-0	0.46444	4	0
174.2489	5-5-0	0.46444	2	0
185.4054	0-0-4	0.57942	6	0.0053936
185.835	1-0-4	0.42553	6	0
187.0007	0-5-2	0.22114	7	0
187.1179	2-0-4	0.42553	7	0
188.2291	0-1-4	0.22114	7	0
189.2368	3-0-4	0.42553	8	0
190.3059	0-4-3	0.22114	9	0
192.1639	4-0-4	0.42553	8	0
194.8864	0-6-0	0.82428	5	0.0051312
195.8631	5-0-4	0.42553	4	0
196.4567	0-2-4	0.22114	3	0
209.4525	0-3-4	0.22114	1	0
213.8025	0-5-3	0.22114	1	0

Frequenz [Hz]	Moden- indizes	Geometrie- gewicht	Frequenzgrup- pengewicht	Axiales Zusatzgewicht
226.3967	0-4-4	0.22114	4	0
227.3674	0-7-0	0.82355	5	0.0043982
231.7568	0-0-5	0.57834	7	0.0043149
232.1006	1-0-5	0.42553	7	0
233.129	2-0-5	0.42553	8	0
234.0218	0-1-5	0.22114	8	0
234.8331	3-0-5	0.42553	7	0
237.1982	4-0-5	0.42553	7	0
240.2049	5-0-5	0.42553	6	0
240.6892	0-2-5	0.22114	5	0
246.4765	0-5-4	0.22114	3	0
251.4088	0-3-5	0.22114	1	0
259.8485	0-8-0	0.823	1	0.0038484
265.6906	0-4-5	0.22114	1	0
278.1081	0-0-6	0.57762	1	0.0035957
282.9959	0-5-5	0.22114	1	0
292.3295	0-9-0	0.82257	0	0.0034208
324.4595	0-0-7	0.57711	0	0.003082
370.8108	0-0-8	0.57672	0	0.0026968
417.1622	0-0-9	0.57642	0	0.0023971