



Wolfgang Hauer, BSc

Analyse und Optimierung der Schallenergieverteilung in Messräumen zur Ermittlung der Schalldämmung von Bauteilen

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium: Elektrotechnik-Toningenieur

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Oberrat Dipl.-Ing. Heinz Ferk

Dipl.-Ing. Dr.techn. Blasius Buchegger

Labor für Bauphysik

Leiter: Oberrat Dipl.-Ing. Heinz Ferk

Graz, September 2020

Eidesstattliche Erklärung

Ich 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 entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Abstract

Loud noises have become a constant companion of modern people. Due to open-plan offices and increasing traffic, mobile multimedia devices and construction sites, our hearing is almost permanently exposed to sound and thus increasingly to noise. In order to minimize the harmful effects of noise on our bodies, noise protection, and thus the soundproofing of building components, is becoming an increasingly important criterion when planning buildings. To enable a comparison of building components with regard to their sound-insulating properties, it must be ensured that only characteristic values that have been determined under uniform and repeatable conditions are used. This is achieved by measuring these parameters according to standard specifications. The underlying principles of these standards assume an energetically equally distributed, diffuse sound field across the entire frequency range of building acoustics. Due to physical conditions, however, the diffuse behavior transforms with decreasing frequencies to a modal behavior, which means that the conditions for reliable measurement results may no longer exist. In order to ensure a sufficiently diffuse sound field, the relevant standards therefore place requirements on the test room and the methods to be used. However, the effort for experimental verification of the sound field is great.

This thesis first gives an overview of the relevant theoretical principles and standards to be used. Then, a numerical calculation model is developed to predict the low frequency sound field of a test chamber used for building acoustic measurements. Finally, the model is used to optimize the sound fields so that practical measurements can be carried out as efficiently as possible.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	iii
I. Einführung	1
1. Einleitung	3
1.1. Motivation	3
1.2. Zielsetzung	4
1.3. Inhalt	4
2. Theoretische Grundlagen	7
2.1. Akustische Grundlagen	7
2.1.1. Diffusität	7
2.1.2. Nachhallzeit	10
2.1.3. Absorption	11
2.1.4. Grundprinzip der Schalldämmungsmessung	12
2.2. Mathematische Grundlagen	15
2.2.1. Standardabweichung	15
2.2.2. Mittelung von Schalldruckpegeln	16
2.2.3. Finite Elemente Methode	16
3. Normvorschriften	19
3.1. Bauliche Vorschriften	21
3.1.1. Volumen	21
3.1.2. Diffusität	22
3.1.3. Hintergrundgeräusch	23
3.1.4. Unterdrückung von Flankenübertragung	24
3.1.5. Prüföffnung	25

Inhaltsverzeichnis

3.2.	Messtechnische Vorschriften	26
3.2.1.	Anforderungen zur Messung der Luftschalldämmung lt. ÖNORM EN ISO 10140-4	26
3.2.2.	Eignungsprüfungen für Lautsprecher und Lautspre- cherpositionen	27
II. Implementierung		33
4.	Messungen	35
4.1.	Allgemeine Beschreibungen	35
4.1.1.	Verwendete Geräte	35
4.1.2.	Prüfraum	36
4.1.3.	Prüfkörper	38
4.1.4.	Diffusoren	40
4.1.5.	Absorber	40
4.2.	Messung der Frequenzen der ersten Raummoden	42
4.2.1.	Frequenzbereich	42
4.3.	Messung der Standardabweichung des Schalldruckpegels	44
4.3.1.	Allgemeines	44
4.3.2.	Prüfraum in leerem Zustand	46
4.3.3.	Prüfraum inklusive Diffusor	47
4.3.4.	Prüfraum inklusive Absorber	48
4.4.	Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Laut- sprecherpositionen	51
4.4.1.	Messkonfiguration	51
4.4.2.	Nachhallzeit	51
5.	Simulationsmodell	55
5.1.	Allgemeines	55
5.1.1.	Einschränkungen des FEM-Modells	56
5.1.2.	Verwendete Hardware	57
5.2.	Parametrisierung	57
5.2.1.	Einsatz von Parametern bei der Vernetzung	58
5.2.2.	Verwendete Funktionen	58
5.3.	Geometrie	59
5.3.1.	Prüfräume und Prüfkörper	59

5.3.2.	Diffusoren	59
5.3.3.	Absorber	61
5.4.	Materialien	62
5.4.1.	Luftraum	62
5.4.2.	Prüfkörper	62
5.4.3.	Diffusoren	64
5.5.	Module und Interfaces	65
5.5.1.	Solid Mechanics Interface	65
5.5.2.	Pressure Acoustics Interface, Frequency Domain . . .	67
5.6.	Schallquellen	67
5.7.	Mikrofone und Drehgalgen	67
5.8.	Vernetzung	69
5.9.	Studies	72
 III. Anpassung des Modells und Validierung		73
6.	Anpassung des FEM-Modells	75
6.1.	Anpassung der Modenfrequenzen	75
6.2.	Anpassung der Standardabweichung der Schalldruckpegel .	78
6.2.1.	Veränderung der Rohdichte des Prüfkörpers	78
6.2.2.	Veränderung des E-Moduls des Diffusors	79
6.2.3.	Veränderung und Ermittlung der Absorberkennwerte	80
7.	Validierung	83
7.1.	Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Laut- sprecherpositionen	83
7.1.1.	Ermittlung mittels Messungen	84
7.1.2.	Ermittlung mittels FEM-Modell	88
7.2.	Vergleich zwischen Messung und Berechnung	90
 IV. Anwendung		91
8.	Optimierung des Schallfeldes	93
8.1.	Modellentwicklung	94
8.1.1.	Ausgangssituation / Version o	95

Inhaltsverzeichnis

8.1.2.	1. Optimierungsschritt / Version 1	97
8.1.3.	2. Optimierungsschritt / Version 2	97
8.2.	Berechnung der Mindestanzahl zu verwendender Lautsprecherpositionen	101
9.	Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse	103
9.1.	Fazit und Ausblick	108
Literatur		111
Appendix		113
A.	Messergebnisse	115
A.1.	Schalldruckpegel, leerer Zustand	115
A.2.	Schalldruckpegel, inkl. Diffusor	116
A.3.	Schalldruckpegel, inklusive 3 Absorber	116
B.	Berechnungsergebnisse	117
B.1.	Schalldruckpegel, leerer Zustand	117
B.2.	Schalldruckpegel, inklusive 3 Absorber	118
B.3.	Schallpegel, inklusive 1 Diffusor	118
B.3.1.	E-Modul Diffusor: $E_{\text{Diff}}: 3,5 \times 10^{10} \text{ Pa}$	118
B.3.2.	E-Modul Diffusor: $E_{\text{Diff}}: 7,0 \times 10^{10} \text{ Pa}$	119
B.3.3.	E-Modul Diffusor: $E_{\text{Diff}}: 1,05 \times 10^{11} \text{ Pa}$	119

Abbildungsverzeichnis

2.1. Graph: Halbwertsbreite	9
2.2. Graph: Nachhallzeit	11
3.1. Flankenübertragung	24
4.1. Plan: Abmessungen MFP	37
4.2. Foto: Einbaurahmen, Stahltraverse	39
4.3. Foto: Prüfkörper in Einbaurahmen	39
4.4. Foto: Prüfkörper in MFP, Senderraum	40
4.5. Foto: Verwendete Diffusoren	41
4.6. Foto: Verwendete Absorber	41
4.7. Plan Modenfrequenzen	43
4.8. Foto: Mikrofonposition Raummoden-Messung	44
4.9. Foto: Lautsprecherplatzierung	45
4.10. Plan: Leerer Zustand	46
4.11. Plan: MFP inkl. Diffusor	47
4.12. Foto: Diffusorplatzierung	48
4.13. Plan: MFP inkl. Absorber	49
4.14. Foto: Absorberplatzierung	50
4.15. Plan: Absorber- und Diffusorposition bei Einmessung	52
4.16. Plan: Lautsprecherposition bei Einmessung	53
5.1. Screenshot: Baumstruktur COMSOL	56
5.2. Modell: MFP leer	60
5.3. Modell: Diffusor	60
5.4. Modell: Absorber Implementierung	61
5.5. Modell: Mikrofone	68
5.6. Modell: Drehgalgen	68
5.7. Modell: Vernetzung mit und ohne Diffusoren	70

Abbildungsverzeichnis

5.8. Modell: Vernetzung Gesamtmodell	71
5.9. Modell: Vernetzung Diffusor, Prüfkörper	71
5.10. Graph: Vernetzung Schiefe	71
6.1. Graph: Schalldruckverlauf gemessen, 20-100 Hz	76
6.2. Graph: Schalldruckverlauf 55-80 Hz	77
6.3. Graph: Vergleich Modenfrequenzen	77
6.4. Graph: Absorptionsgrade Absorber	82
7.1. Graph: Nachhallzeit Einmessung	84
7.2. Plan: Optimale Lautsprecherpositionen, Gemessen	87
7.3. Plan: Optimale Lautsprecherpositionen, Berechnet	89
8.1. Modell: Ausgangssituation (Version 0), Quellenposition	94
8.2. Modell: Ausgangssituation (Version 0), Auswertebereiche	95
8.3. Graph: Histogramme, Version 0	96
8.4. Modell: Version 1, Auswertebereiche	97
8.5. Graph: Histogramme, Version 1	98
8.6. Modell: Version 2, Auswertebereiche	99
8.7. Graph: Histogramme, Version 2	100
9.1. Graph: Version 0, Schalldruckpegel Messbereich Senderraum	104
9.2. Graph: Vergleich Version 0/1, Schalldruckpegel Messbereich Senderraum	105
9.3. Graph: Vergleich Version 0/1, Schalldruckpegel Messbereich Empfangsraum	106
9.4. Graph: Verlauf Standardabweichungen	107
9.5. Graph: Verlauf Standardabweichungs-Änderung	107

Teil I.
Einführung

1. Einleitung

1.1. Motivation

Laute Geräusche sind zu einem ständigen Begleiter des modernen Menschen geworden. Durch Großraumbüros und zunehmenden Straßenverkehr, mobile Multimediageräte und Baustellen, ist unser Gehör fast dauerhaft Schall und damit zunehmend auch Lärm ausgesetzt. Um die schädliche Wirkung von Lärm auf unseren Körper zu minimieren, wird der Lärmschutz, und damit die Schalldämmung von Bauteilen, ein immer wichtigeres Kriterium bei der Planung von Bauwerken. Um einen Vergleich von Bauteilen hinsichtlich ihrer schalldämmenden Eigenschaften zu ermöglichen, muss auf Kennwerte zurückgegriffen werden können, die unter möglichst einheitlichen und nachvollziehbaren Bedingungen ermittelt wurden. Dies wird erreicht, indem diese Kennwerte nach Normvorgaben gemessen werden. Die Verfahren zur Messung der Luftschalldämmung von Bauteilen basieren dabei, vereinfacht dargestellt, auf folgendem Prinzip:

Der zu prüfende Bauteil wird zwischen zwei Räumen eingebaut. Im Senderraum wird durch eine Schallquelle ein Schallfeld erzeugt und mittels Mikrofon der Schalldruck gemessen. Im durch den Bauteil getrennten, zweiten Raum wird ebenfalls der Schalldruck gemessen. Je größer die Differenz der gemessenen Schalldrücke, desto besser ist die Schalldämmung des Bauteiles.

Damit dieses Prinzip angewendet werden kann, wird im gesamten bauakustischen Frequenzbereich ein energetisch gleichverteiltes, diffuses Schallfeld vorausgesetzt. Aufgrund physikalischer Gegebenheiten geht das diffuse Verhalten mit tiefer werdenden Frequenzen jedoch zunehmend in ein modales Verhalten über, wodurch die Voraussetzungen für zuverlässige Messergebnisse unter Umständen nicht mehr gegeben sind. Um ein ausreichend diffuses Schallfeld sicherzustellen, werden in den entsprechenden Normen

1. Einleitung

deshalb Anforderungen an den Prüfraum und die anzuwendenden Verfahren gestellt. Der Aufwand zur experimentellen Überprüfung ist jedoch hoch.

Der Einsatz numerischer Berechnungsmethoden bietet hier die Möglichkeit Zeit und Kosten einzusparen, indem die normativen Vorgaben in einem Berechnungsmodell berücksichtigt werden, um so Aussagen über die Qualität der real vorhandenen Schallfelder zu treffen.

1.2. Zielsetzung

Ziel dieser Masterarbeit ist die Entwicklung eines numerischen Berechnungsmodells zur Vorhersage der akustischen Eigenschaften eines Prüfraums, der der Normenreihe ÖNORM EN ISO-10140 entspricht. Weiters soll eine Methodik entwickelt werden die es erlaubt, basierend auf den Ergebnissen des Berechnungsmodells, eine optimale Variante von Einbauten zu finden, um in diesem Prüfraum möglichst effiziente, normgerechte Messungen des Schalldämm-Maßes durchzuführen.

1.3. Inhalt

Die Arbeit ist in vier Teile gegliedert:

Teil I dient als Einführung und gibt einen Überblick über die Thematik. Nach der Einleitung in Kapitel 1 befasst sich Kapitel 2 mit den, für diese Arbeit relevanten, theoretischen Grundlagen sowie den wesentlichen normativen Vorgaben an den Prüfraum und die Messungen.

In Teil II erfolgt anschließend die Implementierung der in Teil I vorgestellten Vorschriften indem diese bei verschiedenen Messungen, sowie bei der Entwicklung des Computermodells, berücksichtigt werden. Kapitel 4 beinhaltet die Beschreibung des Prüfraums, des verwendeten Prüfkörpers, der Diffusoren und Absorber, sowie aller durchgeführten Messungen. Danach wird in Kapitel 5 das entwickelte Simulationsmodell detailliert beschrieben.

Zur Anpassung und Validierung des Computermodells in Teil III werden anschließend die Messergebnisse und das erstellte Computermodell kombiniert. Dabei wird in Kapitel 6 das Modell so angepasst, dass die berechneten Resultate eine möglichst geringe Abweichung zu den vorher gewonnenen Messwerten aufweist. Die Validierung in Kapitel 7 soll, darauf aufbauend, zeigen, ob die Ergebnisse des angepassten Computermodells die Realität genau genug widerspiegeln um weitere Untersuchungen damit durchführen zu können. Dazu werden die Ergebnisse der praktisch durchgeführten Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen mit der im Rechner virtuell umgesetzten Eignungsprüfung verglichen.

Im letzten Teil IV werden schließlich in Kapitel 8 im Computermodell mehrere Versionen der Prüfräume mit unterschiedlichen Diffusor-Positionen implementiert und die Auswirkung auf das Schallfeld analysiert. Es werden dabei Möglichkeiten zur Auswertung von Schallfeldeigenschaften genutzt, die in der Praxis nicht oder nur mit großem messtechnischen Aufwand umsetzbar wären. Danach wird noch einmal die virtuelle Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen durchgeführt um zu überprüfen, ob eine Verbesserung hinsichtlich der praktischen Nutzung der Prüfräume erreicht werden konnte. Abschließend erfolgt in Kapitel 9 eine Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse und ein Ausblick darauf, wie eine mögliche Weiterführung dieser Arbeit erfolgen könnte.

2. Theoretische Grundlagen

Dieses Kapitel beinhaltet die für diese Arbeit wichtigsten theoretischen Grundlagen (Kap. 2.1 und Kap. 2.2) bevor anschließend in Kapitel 3 eine Übersicht über die relevanten normativen Vorschriften am Beispiel des Multifunktionsprüfstands (MFP) des Labors für Bauphysik gegeben wird.

2.1. Akustische Grundlagen

Wie bereits in Kapitel 1.1 kurz angeführt wurde, muss sichergestellt werden, dass Schallfelder in Prüfräumen eine ausreichende Diffusität aufweisen. Denn erst wenn eine hinreichende Diffusität angenommen werden kann, kann durch Messungen des Schalldrucks auf die Schallleistung im Raum und damit auf das schalldämmende Verhalten eines Prüfkörpers geschlossen werden. Es wird in weiterer Folge daher zunächst auf die Definition der Diffusität näher eingegangen (Kap. 2.1.1) und den damit zusammenhängenden Begriffen der Nachhallzeit (Kap. 2.1.2) und der Absorption (Kap. 2.1.3). Das Grundprinzip der Schalldämmungsmessung unter Voraussetzung von diffusen Schallfeldern wird anschließend in Kapitel 2.1.4 erläutert.

2.1.1. Diffusität

Der Begriff *Diffusität* beschreibt ein Schallfeld hinsichtlich seiner energetischen Verteilung. Ist die Schallenergiedichte E räumlich konstant und kommen alle Ausbreitungsrichtungen der Schallwellen gleichwahrscheinlich vor, spricht man von einem diffusen Schallfeld [1, S.226]. Daraus folgt, dass der Schall theoretisch sowohl bezüglich der Einfallrichtungen, als auch bezüglich des örtlichen Pegels gleichverteilt ist [2, S.221] und wird im Raum

2. Theoretische Grundlagen

ein Messpunkt gewählt, treffen die Schallwellen dort mit zufälliger Phase auf. In der Realität gibt es jedoch keinen Raum der in jedem Punkt und über alles relevanten Frequenzen hinweg tatsächlich ein diffuses Schallfeld aufweist, da es immer einen Verlust von Schallenergie gibt, und damit auch einen Energiefluss von einer Schallquelle hin zu absorbierenden Stellen im Raum [3, S.11]. Der Übergang von einem Schallfeld mit ausgeprägten Eigenmoden hin zu einem diffusen Schallfeld ist ein fließender und der Punkt ab dem von ausreichender Diffusität gesprochen werden kann, ist stark abhängig von der Geometrie und den akustischen Eigenschaften eines Raumes. Für Diffusität gibt es weder eine exakte mathematische Beschreibung noch eine Einheit. Setzt man als Kriterium für ein diffuses Schallfeld eine ausreichende Überlappung der Moden voraus, kann aber abgeschätzt werden, ab welcher Frequenz ein Schallfeld als diffus angesehen werden kann [4, S.219 ff.]. Dazu werden, ausgehend von einem wellentheoretischen Ansatz, die l -ten, m -ten und n -ten Raumresonanzen eines rechteckigen Raumes mit den Abmessungen l_x , l_y und l_z nach Gleichung 2.1 und die Eigenfrequenzdichte nach Gleichung 2.2 berechnet:

$$f_{lmn} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_z}\right)^2} \quad (2.1)$$

$$\frac{dN_f}{df} \approx 4\pi V \frac{f^2}{c^3} \quad (2.2)$$

Dabei ist:

V ... das Raumvolumen.

c ... die Schallgeschwindigkeit in Luft.

Für raumakustische Messungen wird eine Eigenfrequenzdichte von $dN_f/df \approx 1/\text{Hz}$ vorausgesetzt, wodurch aus Gleichung 2.2 für den möglichen Messfrequenzbereich

2.1. Akustische Grundlagen

$$f \geq \sqrt{\frac{c^3}{4\pi V} \cdot \frac{1}{\text{Hz}}} \approx \frac{1800\text{Hz}}{\sqrt{V/m^3}} \quad (2.3)$$

folgt. Neben der Modendichte, hängt die Überlappung von Moden auch von deren Dämpfung bzw. der Halbwertsbreite Δf ab, wobei Δf jener Frequenzbereich ist, bei dem die Werte einer Resonanzkurve 3 dB unter dem Resonanzmaximum liegen (siehe Abb.2.1). Die modale Überlappung M kann so als Produkt von Halbwertsbreite Δf und der Modendichte nach Gleichung 2.4 berechnet werden:

$$M = \Delta f \cdot \frac{dN_f}{df} \quad (2.4)$$

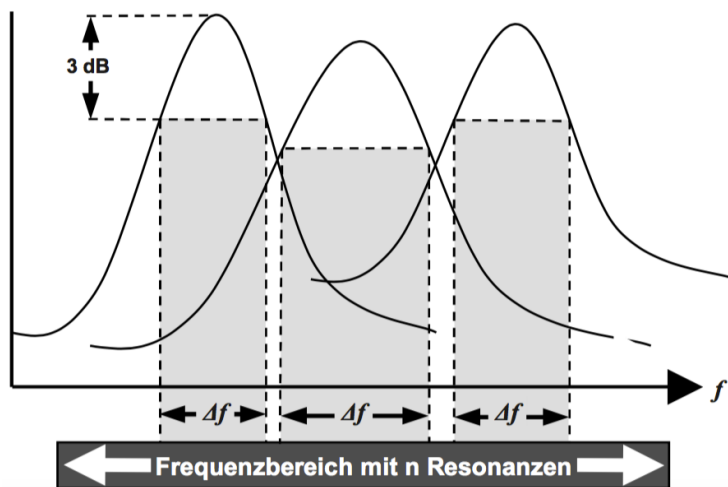


Abbildung 2.1.: 3dB-Halbwertsbreite und Modenüberlappung bei Moden in einem bestimmten Frequenzbereich [4, S.220].

Die Halbwertsbreite kann für raumakustischen Dämpfungsverhältnisse über die Nachhallzeit T ausgedrückt werden:

2. Theoretische Grundlagen

$$\Delta f = \frac{2,2}{T} \quad (2.5)$$

Wenn nun als Kriterium für ein diffuses Schallfeld eine modale Überlappung von $M = 3$ vorausgesetzt wird, erhält man schließlich die Gleichung der bekannten *Schröderfrequenz* oberhalb derer ein diffuses Schallfeld angenommen werden kann:

$$f = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad (2.6)$$

Dabei ist:

V ... das Raumvolumen, in Kubikmeter.

T ... die Nachhallzeit, in Sekunden.

2.1.2. Nachhallzeit

Wie Gleichung 2.6 zeigt, hängt die Frequenz, ab welcher ein diffuses Schallfeld angenommen werden kann, unter anderem von der Nachhallzeit T ab. Wenn man in einem geschlossenen Raum eine Schallquelle betreibt und diese abrupt abschaltet, nimmt die Schallenergie, aufgrund der im Raum vorhandenen Dämpfungsmechanismen, kontinuierlich ab. Dieser Abklingvorgang wird als *Nachhall* bezeichnet und ist abhängig von der Geometrie und den Absorptionseigenschaften im Raum. Je höher die Absorption beziehungsweise die Dämpfungseigenschaften eines geschlossenen Raumes gleichbleibender Geometrie sind, desto schneller nimmt die Schallenergie darin ab [1, S.228].

Die Nachhallzeit ist als jene Zeit definiert, in der der Schalldruckpegel um 60 dB abfällt oder damit gleichbedeutend, die Schallenergie auf den ein-millionsten Teil sinkt (siehe auch Abb.2.2) [3, S.29].

2.1. Akustische Grundlagen

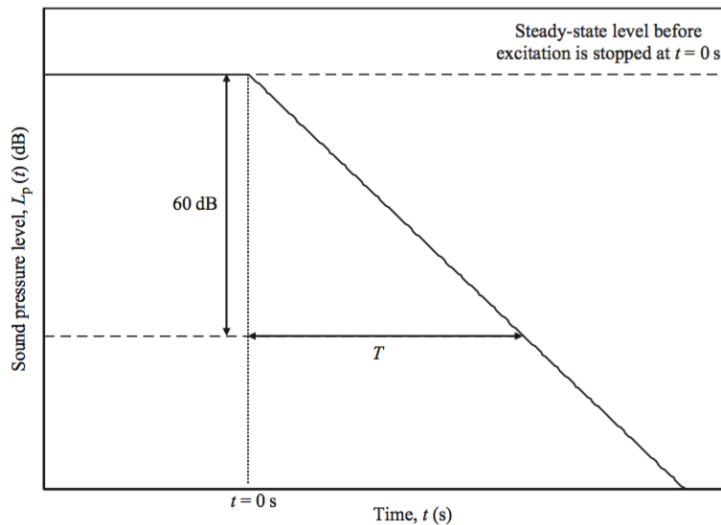


Abbildung 2.2.: Vereinfachte Darstellung eines ideal linear abfallenden Schalldruckpegels nach dem Abschalten einer stationären Schallquelle [3, S.31].

2.1.3. Absorption

Die Absorption oder auch Dämpfung von Schallenergie bei freier Ausbreitung in einem realen Medium (Flüssigkeit oder Gas), erfolgt durch innere Reibung, Wärmeleitung und molekulare Absorption. Diese Effekte spielen jedoch erst bei höheren Frequenzen und/oder bei Schallausbreitung über größere Entfernungen eine wesentliche Rolle [1, S.35]. Da der Fokus in dieser Arbeit auf einem tieferen Frequenzbereich liegt und die Schallausbreitung nur innerhalb eines kleineren Raumes betrachtet wird, werden diese Effekte nicht näher betrachtet.

Die Schallabsorption passiert in dieser Arbeit zum Großteil über die im Raum vorhandenen Absorber und damit durch Schallausbreitung in einem *porösen Medium*. Beim porösen Medium handelt es sich um ein Modell, in dem „der gaserfüllte Raum durch eine porenbehaftete Struktur, deren Poren untereinander verbunden sind, erfüllt ist, die die Schallausbreitung infolge der Reibung des schallerregten Mediums an den Hohlraumoberflächen dämpft“ [1, S.50]. Die Dämpfungswirkung des porösen Mediums kann für numerische Berechnungen über verschiedene Modelle bzw. Berechnungsmethoden angenähert werden. Diese erfordern jedoch einen erhöhten

2. Theoretische Grundlagen

Rechenaufwand. Aus diesem Grund wurde die Absorption in dieser Arbeit über die reelle Schallkennimpedanz Z von Oberflächen implementiert. Diese kann, unter der Voraussetzung einer ebenen Welle und unendlich ausgedehnten, verlustlosen Ausbreitungsmedien, über den Schallabsorptionsgrad α bzw. dem Reflexionsgrad r_0 mit Gleichung 2.10 ausgedrückt werden.

$$\alpha = 1 - |r_0|^2 \quad (2.7)$$

$$r_0 = \sqrt{1 - \alpha} \quad (2.8)$$

$$r_0 = \frac{\frac{Z_{02}}{Z_{01}} - 1}{\frac{Z_{02}}{Z_{01}} + 1} \quad (2.9)$$

$$Z_{02} = \frac{Z_{01} \cdot (r_0 + 1)}{1 - r_0} \quad (2.10)$$

Dabei ist:

α ... der Absorptionsgrad.

r_0 ... der Reflexionsgrad.

Z_{01} ... der Schallkennimpedanz der Luft in $[Pa \cdot s/m]$.

Z_{02} ... der Schallkennimpedanz der Oberfläche in $[Pa \cdot s/m]$.

2.1.4. Grundprinzip der Schalldämmungsmessung

Ausgangspunkt für die Messung der Schalldämmung von Bauteilen, ist das Verhältnis zwischen der auf das Bauteil auftreffenden Schallleistung P_1 und der von ihm abgestrahlten Schallleistung P_2 , das auch als Transmissionsgrad τ bezeichnet wird [4, S.194 ff.]:

2.1. Akustische Grundlagen

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.11)$$

Das Schalldämm-Maß R kann über den Transmissionsgrad τ ausgedrückt werden:

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = -10 \log \tau = 10 \log \frac{P_1}{P_2} \text{ mit } R \geq 0 \quad (2.12)$$

Zur Ermittlung des Schalldämm-Maßes ist also die Bestimmung der Schallleistung erforderlich. Aus messtechnischen Gründen erfolgt der Umweg über die Messung der Schalldrücke in Senderraum (\tilde{p}_1) und Empfangsraum (\tilde{p}_2). Unter der Voraussetzung eines diffusen Schallfeldes kann über das Verhältnis der Schalldruckquadrate \tilde{p}_1^2 und \tilde{p}_2^2 , beziehungsweise über die Differenz D der Schalldruckpegel L_1 und L_2 , der Bauteil charakterisiert werden:

$$D = L_1 - L_2 \quad (2.13)$$

Dabei wird jedoch nicht berücksichtigt, dass der Schalldruck im Empfangsraum auch von der Größe der Bauteilfläche und den Absorptionseigenschaften des Empfangsraumes abhängt und die Pegeldifferenz D somit keine davon unabhängige Aussagen über das Bauteil selbst zulässt. Werden diese in die Überlegung miteinbezogen, ergibt sich die auf das Bauteil auftretende Schallleistung P_1 , unter Berücksichtigung der Prüfkörperfläche S , zu:

$$P_1 = \frac{\tilde{p}_1^2 S}{4\rho c} \quad (2.14)$$

2. Theoretische Grundlagen

Dabei ist:

ρc ... die Schallkennimpedanz

In Gleichung 2.15 werden die Absorptionseigenschaften des Empfangsraumes bei der abgestrahlten Leistung P_2 , durch die äquivalente Absorptionsfläche A berücksichtigt [1, S.498]. „ A ist eine gedachte, vollständig absorbierende Fläche ($\alpha = 1$), die in einem Raum zu denselben Verlusten führt wie die tatsächlich vorhandenen absorbierenden Flächen und Gegenstände mit ihrer tatsächlichen Absorption.“[4, S.205]:

$$P_2 = \frac{\tilde{p}_2^2 A}{4\rho c} \quad (2.15)$$

Dabei ist:

ρc ... die Schallkennimpedanz

Daraus ergibt sich durch Einsetzen in Gleichung 2.11 der Transmissionsgrad τ zu

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\tilde{p}_2^2 A}{\tilde{p}_1^2 S} \quad (2.16)$$

und das Schalldämm-Maß R nach Gleichung 2.12 zu

$$R = 10 \log \frac{\tilde{p}_1^2}{\tilde{p}_2^2} + 10 \log \frac{S}{A} \quad (2.17)$$

beziehungsweise in Pegelschreibweise zu

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad (2.18)$$

Berger'sches Massengesetz

Wie in Kapitel 5.4.2 ausgeführt wird, wurde zur Ermittlung von initialen Werten für Eingangsparametern für das Computermodell auf das *Berger'sche Massengesetz* oder auch *Massegesetz der Luftschalldämmung* zurückgegriffen (siehe Glg. 2.19). Dieses ermöglicht die Abschätzung des Schalldämm-Maßes R von Bauteilen und besagt, „dass R mit 6 dB/Oktave und ebenfalls mit 6 dB/Massenverdopplung steigt.“[2, S.249]

$$R = 10 \log \left(\frac{m'' \omega}{2 \rho c} \right)^2 - 3 \text{dB} \quad (2.19)$$

2.2. Mathematische Grundlagen

2.2.1. Standardabweichung

Die Standardabweichung der Schalldruckpegel in den Messräumen dient in weiterer Folge als Kenngröße bzw. als Indikator für die Qualität der Diffusität des Schallfeldes. Die Standardabweichungen wurden in Microsoft Excel[®] mit der Funktion *STABW.S* ermittelt die die Standardabweichung ausgehend von einer Stichprobe schätzt. Die Funktion verwendet dafür Gleichung 2.20 [5].

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{(n - 1)}} \quad (2.20)$$

Dabei ist:

- x ... der Stichprobenmittelwert.
- n ... der Stichprobenumfang.

2. Theoretische Grundlagen

2.2.2. Mittelung von Schalldruckpegeln

Die mittleren Schalldruckpegel L_m wurden nach Gleichung 2.21 energetisch gemittelt.

$$L_m = 10 \cdot \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{(0,1 \cdot L_{p,i})} \right] \quad (2.21)$$

Dabei ist:

L_m ... der mittlere Schalldruckpegel, in [dB].

$L_{p,i}$... der i -te Schalldruckpegel mit $i = 1, 2, \dots$, in [dB].

n ... die Anzahl der einzelnen Schalldruckpegel.

2.2.3. Finite Elemente Methode

Der Einsatz der Finiten Elemente Methode in der Akustik und deren umfangreichen theoretische Grundlagen werden in der Diplomarbeit „FEM-Simulationen mit COMSOL Multiphysics im Anwendungsbereich der Technischen Akustik“ von Herbert Petritsch detailliert aufgearbeitet (siehe [6]). Daher wird hier nicht näher auf allgemeine Aspekte der Implementierung eingegangen, sondern nur auf die für die praktische Umsetzung relevanten Empfehlungen zur Vernetzung.

Grundsätzlich gilt für FEM-basierte Berechnungen in akustischen Domänen die Regel, dass das Netz in Schallausbreitungsrichtung durch mindestens zwei Knoten bzw. Freiheitsgrade pro Wellenlänge λ aufgelöst werden muss um exakte Ergebnisse zu erhalten. Daraus folgt, dass mit steigender Frequenz, beziehungsweise mit kleiner werdender Wellenlänge, die maximal zulässige Elementgröße des Netzes sinkt. Der Feinheit des Netzes werden allerdings durch die zunehmenden Anforderungen an die Berechnungshardware, sowie durch die steigende Berechnungsdauer, Grenzen gesetzt.

2.2. Mathematische Grundlagen

In der Praxis hat sich zur Abschätzung der pro Volumen V_D mindestens zu berechnenden Anzahl an Freiheitsgraden $g_{D,min}$ die Anwendung der DOF-Akustik-Regel bewährt (siehe Gleichung 2.22) [6, S.56].

$$g_{D,min} = n_{D,min} = 12^3 \cdot \frac{V_D}{\lambda_{min}^3} = 1728 \cdot \frac{V_D}{\lambda_{min}^3} = 1728 \cdot \frac{f_{max}^3 \cdot V_D}{c^3} \quad (2.22)$$

Wird die maximale Elementgröße auf ein Fünftel der kleinsten zu berechnenden Wellenlänge beschränkt, wird die DOF-Akustik-Regel bei Verwendung von Lagrange-Elementen 2.Ordnung üblicherweise eingehalten [7, S.151].

3. Normvorschriften

Im Folgenden wird eine Übersicht über die für diese Arbeit relevanten Anforderungen an die Messverfahren, Prüfräume sowie Mikrofon- und Lautsprecherpositionen in diversen Normen gegeben.

Als Erstes werden die baulichen Anforderungen an Prüfräume vorgestellt und die Umsetzung der Vorgaben am Beispiel des Multifunktionsprüfstandes gezeigt. Danach wird eine Übersicht über die Anforderungen an die Mikrofonpositionen und das Messverfahren zur Messung der Luftschalldämmung von Bauteilen gegeben. Im Anschluss wird die *Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen* vorgestellt (in weiterer Folge wird diese Prozedur auch kurz als *Einmessverfahren* bezeichnet). Anhand dieser Eignungsprüfung soll sichergestellt werden, dass bei Prüfungen jene Lautsprecherpositionen verwendet werden, die eine normgerechte Ermittlung der Luftschalldämmung von Bauteilen erlauben.

Beim Verweis auf Normen, die sowohl das nationale als auch das internationale Kürzel verwenden, wird aus Gründen der Übersichtlichkeit stets das internationale Kürzel verwendet (zum Beispiel ISO 140-1 anstatt von ÖNORM EN ISO 140-1) [4, S.219]. Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht der zitierten Normen sowie deren offizielle Bezeichnung. Texte, die direkt aus Normen zitiert werden, werden kursiv und grau hinterlegt dargestellt. Darin enthaltene Verweise auf Gleichungen, Tabellen etc. wurden so angepasst, dass sie in dieser Arbeit korrekt zugeordnet werden können (zum Beispiel anstatt Gleichung D.3 in der Norm, Gleichung 3.4 in dieser Arbeit).

3. Normvorschriften

Kurzbezeichnung	Offizielle Bezeichnung
ISO 10140-2	ÖNORM EN ISO 10140-2:2010 Akustik- Messung der Schalldämmung von Bauteilen im Prüfstand, Teil 2: Messung der Luftschalldämmung
ISO 10140-4	ÖNORM EN ISO 10140-4:2010 Akustik- Messung der Schalldämmung von Bauteilen im Prüfstand, Teil 4: Messverfahren und Anforderungen
ISO 10140-5	ÖNORM EN ISO 10140-5:2010 + Amd 1:2014 Akustik- Messung der Schalldämmung von Bauteilen im Prüfstand, Teil 5: Anforderungen an Prüfstände und Prüfeinrichtungen - Regenschall
ISO 3382-2	ÖNORM EN ISO 3382-2:2008 + Cor 1:2009 Akustik- Messung von Parametern der Raumakustik, Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen

Tabelle 3.1.: Übersicht über die in dieser Arbeit zitierten Normen.

3.1. Bauliche Vorschriften

Alle Angaben zur Auslegung, Ausführung und Eignungsprüfung des Prüfstands werden in der ISO 10140-5 festgelegt. Neben der allgemeinen Anforderung, dass der Prüfstand aus zwei aneinandergrenzenden Hallräumen bestehen muss, zwischen denen eine Prüföffnung liegt, in die das Prüfbau- teil eingebaut wird, enthält die ISO 10140-5 Anforderungen zu folgenden, für diese Arbeit relevante Bereichen:

- Volumen
- Streuung des Schalldruckpegels im Raum
- Nachhallzeit
- Hintergrundgeräusch
- Unterdrückung von Flankenübertragung
- Prüföffnung
 - Allgemeine Rahmenfestlegungen
 - Prüföffnung vollständiger Größe

3.1.1. Volumen

Die Prüfräume müssen ein Volumen von mindestens 50 m³ aufweisen. Die Volumina und die entsprechenden Abmessungen der beiden Prüfstandsräume sollten nicht genau gleich sein. Es wird ein Unterschied von mindestens 10 % für die Raumvolumina und die linearen Maße empfohlen.

Die Raumvolumina des MFP betragen 77,47 m³ (Senderraum) bzw. 67,50 m³ (Empfangsraum). Damit wird sowohl das Mindestvolumen als auch der minimale Größenunterschied mit 13 % eingehalten.

3. Normvorschriften

3.1.2. Diffusität

Streuung des Schallpegels im Raum

Starke Schwankungen des Schalldruckpegels im Raum sind ein Hinweis auf übermäßig ausgeprägte stehende Wellen. In diesem Fall sind Diffusoren in den Räumen zu installieren. Die Anordnung und die Anzahl der Diffusoren sollen dergestalt sein, dass das Schalldämm-Maß nicht beeinflusst wird, wenn weitere Diffusoren hinzugefügt werden.

Diese Anforderung wird meist im Anschluss an die Eignungsprüfungen für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen (siehe Kapitel 3.2.2) überprüft und stellt den letzten Schritt bei der sogenannten *Einmessung* des Prüfstands dar.

Dazu wird das Schalldämm-Maß zwei Mal gemessen:

Einmal mit der bei der Eignungsprüfung verwendeten Konfiguration an Diffusoren bzw. Absorbern und einmal mit zusätzlich eingebrachten Diffusoren. Ändert sich der Wert des Schalldämm-Maßes nicht, gilt die Anforderung als erfüllt und die Prüfräume hinsichtlich dieses Aspekts als *eingemessen*.

Nachhallzeit

Die Nachhallzeit in Räumen unter üblichen Prüfbedingungen (mit zu vernachlässigender Absorption des Prüfbauteils) sollte nicht übermäßig lang oder kurz sein. Wenn die Nachhallzeit bei Frequenzen von 100 Hz und darüber 2 s überschreitet oder kleiner als 1 s ist, ist zu überprüfen, ob das gemessene Schalldämm-Maß von der Nachhallzeit abhängt. Wenn eine derartige Abhängigkeit trotz im Raum installierter Diffusoren festgestellt wird, sind die Räume zu verändern, um die Nachhallzeit, T , wie folgt anzupassen:

$$1 \leq T \leq 2 \left(\frac{V}{50} \right)^{2/3} \quad (3.1)$$

3.1. Bauliche Vorschriften

Dabei ist:

- T ... die Nachhallzeit, in Sekunden;
- V ... das Raumvolumen, in Kubikmeter.

Aus den Volumen des Senderraumes und des Empfangsraumes des MFP ergeben sich nach Gleichung 3.1 die in Tabelle 3.2 angeführten Grenzen für die Nachhallzeit.

	Volumen	Erlaubte Nachhallzeiten
Senderraum	77,47 m ³	$1 \leq T \leq 2,68 \text{ s}$
Empfangsraum	67,50 m ³	$1 \leq T \leq 2,44 \text{ s}$

Tabelle 3.2.: Die für den MFP geltenden Grenzwerte für die Nachhallzeit T .

Die Überprüfung der Einhaltung der in Tabelle 3.2 angeführten Grenzen erfolgte durch Messung der Nachhallzeit mittels kontinuierlich bewegtem Mikrofon nach ISO 3382-2 (siehe auch 4.4.2). Durch Einhaltung der Grenzen konnte auf die Überprüfung der Abhängigkeit des Schalldämm-Maßes von der Nachhallzeit verzichtet werden.

3.1.3. Hintergrundgeräusch

Der Hintergrundgeräuschpegel im Empfangsraum muss ausreichend niedrig sein, um Messungen des aus dem Senderraum übertragenen Schalls zu erlauben, wobei die Schalleistung im Senderraum und die Schalldämmung der Prüfbauteile, für die der Prüfstand ausgelegt ist, zu berücksichtigen sind (siehe ISO 10140-4:2010, 4.3).

Diese Anforderung wurde durch Messung des Ruhepegels überprüft.

3. Normvorschriften

3.1.4. Unterdrückung von Flankenübertragung

In Prüfständen, die für die Messung des Schalldämm-Maßes ausgelegt sind, sollte die auf indirekten Wegen übertragene Schallleistung im Vergleich zu der durch das Prüfbauteil übertragenen Schallleistung vernachlässigbar sein. Ein Ansatz, dies im Prüfstand zu erreichen, besteht darin, dass für eine ausreichende Körperschalldämmung zwischen Sende- und Empfangsräumen gesorgt wird. Ein weiterer Ansatz ist, alle Oberflächen beider Räume mit Vorsatzschalen zu versehen, die die Flankenübertragung so verringern, dass die Anforderungen an Raumvolumina und Nachhallzeiten eingehalten werden.

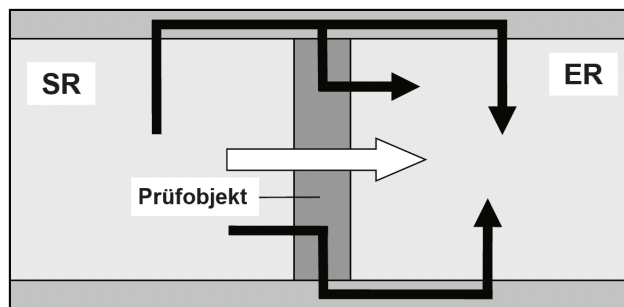


Abbildung 3.1.: Bei der Messung der Luftschalldämmung von Prüfkörpern ist man an der direkt übertragenen Schallleistung interessiert (weißer Pfeil). Die indirekte Übertragung über Körperschallwege (schwarze Pfeile) soll daher minimiert werden [4, S.190].

Beim MFP geschieht die Unterdrückung der Flankenübertragung (siehe auch Abb. 3.1) durch die Herstellung einer ausreichenden Körperschalldämmung:

Einerseits erfolgt die Lagerung des Prüfkörpers in einem eigenen Rahmen der wiederum keinerlei starre Verbindung zu Sende- oder Empfangsraum besitzt, womit eine Körperschall-Übertragung weitgehend verhindert wird. Zusätzlich wird durch den Einsatz von Gummidichtungen mit dazwischenliegendem Absorbermaterial eine Übertragung von Luftschall verringert. Verfahren zur Abschätzung des maximal erreichbaren Schalldämm-Maßes R'_{\max} , dessen Wert von den indirekten Wegen bestimmt ist, wurden im Zuge dieser Arbeit nicht durchgeführt.

3.1.5. Prüföffnung

Die ISO 10140-5 unterscheidet zwischen drei Prüföffnungsgrößen:

- Prüföffnung vollständiger Größe
- Prüföffnung verringerter Größe
- spezielle kleine Prüföffnungen

Da für den in dieser Arbeit betrachteten Prüfkörper lediglich Prüföffnungen vollständiger Größe in Frage kommen, werden nur Anforderungen dazu genauer betrachtet.

Prüföffnung vollständiger Größe

Die Fläche der Prüföffnung vollständiger Größe muss für Wände etwa 10 m^2 und für Decken 10 m^2 bis 20 m^2 betragen, wobei die Länge der kürzeren Kante für Wände und für Decken nicht kleiner sein darf als $2,3 \text{ m}$.

Das lichte Maß des Stahlbetonrahmens und damit die Abmessungen der Prüföffnung des MFP betragen $4,2 \times 2,8 \text{ m}$ ($11,76 \text{ m}^2$) und erfüllen damit diese Anforderung.

Allgemeine Rahmenfestlegungen

Das gemessene Schalldämm-Maß eines Prüfbauteils kann durch die Verbindungen mit der Prüfstandstruktur, die das Bauteil umgibt, beeinflusst werden. Das Verhältnis der Masse der geprüften Struktur zur Masse der umgebenden Struktur sollte berücksichtigt werden. Für Prüfungen an leichten Konstruktionen ($m \leq 150 \text{ kg/m}^2$) sind keine besonderen Anforderungen zu berücksichtigen.

Die in dieser Arbeit verwendete Brettsperrholzwand hat eine Dichte von ca. 470 kg/m^3 [8, S.325]. Bei einer Dicke der Wand von $0,1 \text{ m}$ und einem daraus resultierenden Flächengewicht $m=47 \text{ kg/m}^2$ sind daher keine besonderen Anforderungen zu berücksichtigen.

3. Normvorschriften

3.2. Messtechnische Vorschriften

3.2.1. Anforderungen zur Messung der Luftschalldämmung lt. ÖNORM EN ISO 10140-4

Der energetisch gemittelte Schalldruckpegel ist unter Verwendung eines einzelnen Mikrofons zu ermitteln, das von einer Position zur nächsten bewegt wird, oder mit einer Gruppe fester Mikrofone oder mit einem kontinuierlich bewegten Mikrofon.

In dieser Arbeit wurde die Pegeldifferenz zwischen Sende- und Empfangsraum im Zuge der Eignungsprüfungen für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen (3.2.2) gemessen. Dabei wurden Drehgalgen eingesetzt um den Messaufwand zu minimieren.

Mikrofonpositionen

Bei der Verwendung von festen Mikrofonpositionen sind folgende Mindestabstände einzuhalten:

- 0,7 m zwischen festen Mikrofonpositionen;
- 0,7 m zwischen einer Mikrofonposition und den Raumgrenzen;
- 0,7 m zwischen einer Mikrofonposition und Diffusoren;
- 1,0 m zwischen einer Mikrofonposition und dem Prüfbauteil;
- 1,0 m zwischen einer Mikrofonposition und der Schallquelle;

Die Abstände der Mikrofonpositionen zueinander, zu den Raumgrenzen und zu den Diffusoren ergeben sich aus Überlegungen zur räumlichen Abtastung von diffusen Schallfeldern:

Zur Ermittlung des mittleren Schalldruckpegels unter Verwendung von stationären Mikrofonpositionen, muss darauf geachtet werden, dass das Schallfeld an genügend vielen Positionen abgetastet wird, wobei diese

3.2. Messtechnische Vorschriften

Positionen räumlich nicht korrelieren dürfen. Durch Betrachtung eines räumlichen Korrelationskoeffizienten kann gezeigt werden, dass dies bei Einhaltung eines Abstandes von $d \geq \lambda/2$ erreicht wird. Aus der Annahme, dass in typischen Räumen ab ca. 250 Hz ein diffuses Schallfeld vorherrscht, ergibt sich ein Abstand von $d \geq 0,7\text{m}$ [3, S.235].

Die Abtastung des Schallfeldes soll nicht in Bereichen erfolgen in denen das resultierende Schallfeld vom Direktfeld des Lautsprechers oder vom Nahfeld der Raumbegrenzungen deutlich beeinflusst wird, weshalb hier ein Abstand von mindestens $d \geq 1,0\text{m}$ einzuhalten ist [4, S.253].

3.2.2. Eignungsprüfungen für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen

Die Eignungsprüfungen für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen befindet sich im Anhang D der ISO 10140-5. Wie in der Einleitung zu diesem Kapitel bereits erwähnt, dient dieses Verfahren zur Ermittlung der in Prüfungen mindestens zu verwendenden Anzahl an Lautsprechern, sowie zur Ermittlung der optimalen Lautsprecherpositionen. Zusätzlich werden im Anhang D noch Prüfverfahren für die Richtwirkung von Lautsprechern sowie Prüfverfahren für Lautsprecherpositionen hinsichtlich der Mikrofonpositionen beschrieben, die in dieser Arbeit jedoch nicht behandelt werden.

Allgemeines

Grundsätzlich folgt die Eignungsprüfung folgender Vorgehensweise:

Es muss eine Mindestanzahl an Lautsprecherpositionen m überprüft werden, wobei die Positionierung den im Abschnitt *Anforderungen an Lautsprecherpositionen im Auswahlverfahren* angeführten Anforderungen genügen muss. Die Anzahl der zu überprüfenden Lautsprecherpositionen ist dabei ausschließlich vom Volumen des Senderraumes abhängig (siehe Gleichung (3.2)). An jeder zu überprüfenden Position wird nun nacheinander der Lautsprecher positioniert und die Pegeldifferenz D zwischen Sende- und Empfangsraum

3. Normvorschriften

in den Terzbändern von 100-315 Hz gemessen. Durch Anwendung der Gleichungen (3.3) bis (3.7) werden, durch Berechnung der Standardabweichungen zwischen den Pegeldifferenzen, jene Lautsprecherpositionen ermittelt, die die geringste Differenz zum gemessenen Mittelwert von D aufweisen. Die mindestens zu verwendende Anzahl an Lautsprechern N ist in jedem Fall 2 (siehe Anforderung (3.4)). Überschreitet $2 \cdot N$ die Mindestanzahl an zu untersuchenden Lautsprecherpositionen m , muss die Eignungsprüfung mit $2N$ Lautsprecherpositionen wiederholt werden.

Die Eignung der Quellenpositionen ist hinsichtlich der Anregung von Raummoden zu prüfen, um die Positionen zu ermitteln, die zu Ergebnissen der Schalldämmungsmessung führen, die möglichst nahe am Mittelwert aus einer großen Anzahl von gleichmäßig im Raum verteilten Positionen liegen.

Anforderungen an Lautsprecherpositionen im Auswahlverfahren

Der Abstand zwischen unterschiedlichen festen Lautsprecherpositionen darf nicht geringer sein als 0,7 m. Mindestens zwei Positionen dürfen nicht weniger als 1,4 m voneinander entfernt sein.

Der Abstand zwischen den Raumbegrenzungen und dem akustischen Mittelpunkt der Quelle darf nicht weniger als 0,7 m betragen, wobei kleine Unregelmäßigkeiten in den Raumbegrenzungen zu vernachlässigen sind.

Die Lautsprecherpositionen oder -wege dürfen im Hinblick auf die Achse oder die Mittelebenen des Senderraums nicht symmetrisch sein (bei parallelen Raumbegrenzungen). Unterschiedliche Lautsprecherpositionen oder -wege dürfen nicht innerhalb derselben Ebenen parallel zu den Raumbegrenzungen angeordnet sein und müssen einen Verlagerungsabstand von mindestens 0,1 m aufweisen.

Anleitung zur Ermittlung der optimalen Positionen und Eignungsprüfung

Die verwendete Anzahl der Lautsprecherpositionen und eine Reihe optimaler Positionen lassen sich mit dem nachfolgenden Verfahren ermitteln.

Die Pegeldifferenz ist nach ISO 10140-4 unter Verwendung einer Anzahl von Lautsprecherpositionen, m , zu ermitteln, die größer ist als:

$$m = \frac{152}{V^{2/3}} \quad (3.2)$$

Dabei ist:

V ... das Volumen des Senderraumes, in Kubikmeter.

Die Differenz, D , zwischen dem Pegel des Senderraums und dem des Empfangsraums ist für jede Lautsprecherposition zu messen. Die Standardabweichung, s_i , dieser Differenzen ist für jedes Terzband mit einer Mittenfrequenz von 100 Hz bis 315 Hz unter Anwendung folgender Gleichung zu berechnen:

$$s_i = \left[\frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m (D_{j,i} - \mu_i)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Dabei ist:

$D_{j,i}$... die Pegeldifferenz für die j -te Lautsprecherposition im i -ten Terzband;

μ_i ... das arithmetische Mittel der Pegeldifferenzen im Terzband an der i -ten Position;

m ... die Anzahl der untersuchten Lautsprecherpositionen.

3. Normvorschriften

Die Anzahl, N , der in der Praxis zu verwendenden Lautsprecherpositionen wird durch die in den Gleichungen (3.4), (3.5) und (3.6), gegebenen Bedingungen bestimmt:

$$N \geq 2 \quad (3.4)$$

$$N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i} \right)^2 \quad (3.5)$$

$$N \geq \left(\sum_i \frac{s_i}{4,8} \text{dB} \right)^2 \quad (3.6)$$

Die Anforderung in Gleichung (3.4) muss für sämtliche in Tabelle 3.3 angeführten Terzbändern erfüllt sein

f [Hz]	100	125	160	200	250	315
σ_i [dB]	1,4	1,2	1,0	0,8	0,8	0,8

Tabelle 3.3.: Vorgeschriebene maximale Standardabweichung für den Mittelwert der gemessenen Pegeldifferenzen für N Lautsprecherpositionen

Wenn $2N$ die Anzahl der untersuchten Lautsprecherpositionen, m , überschreitet, ist die Anzahl von m auf $2N$ zu erhöhen. Die zusätzlichen Lautsprecherpositionen sind so zu wählen, dass die in den Gleichungen (3.4), (3.5) und (3.6) angegebenen Anforderungen für alle $2N$ Positionen erfüllt sind.

Für jede Lautsprecherposition, j , wird die Summe S_j der Quadrate der Abweichungen von den Mittelwerten in den sechs Terzbändern wie in Gleichung (3.7) angegeben berechnet:

3.2. Messtechnische Vorschriften

$$S_j = \sum_{i=1}^6 (D_{j,i} - \mu_i)^2 \quad (3.7)$$

Die q Positionen, für die die S_j -Werte am kleinsten sind, werden aus allen untersuchten Lautsprecherpositionen ausgewählt.

Zusätzliche Lautsprecherpositionen, die die Bedingungen nach 3.2.2 nicht erfüllen, dürfen ebenfalls untersucht werden. Zum Beispiel können Eckpositionen in der Praxis von Vorteil sein. Übersteigt S_j für eine zusätzliche Position nicht den größten Wert der gewählten q Positionen, darf diese Position in der Praxis verwendet werden.

Schließlich sind anhand des folgenden Verfahrens q Positionen zu wählen, wobei $q \geq 2$.

Für jede der Kombinationen der q Positionen ist die Summe $S_{j,q}$ des Quadrats der Abweichungen von den Mittelwerten in den sechs Terzbändern zu berechnen. Die q Positionen, für die die $S_{j,q}$ -Werte am kleinsten sind, sind auszuwählen.

Zwei oder mehr der ausgewählten Positionen müssen mindestens einen Abstand von 1,4 m zueinander aufweisen.

Positionen in der Nähe der Begrenzungen sind für viele Lautsprecherarten kritisch, da kleine Verlagerungen zu starken Schwankungen des Messergebnisses führen können. Werden derartige Positionen ausgewählt, ist sicherzustellen, dass sie genau reproduziert werden können.

Das Prüfverfahren ist an einem Prüfbauteil durchzuführen, dessen Schalldämmmaß die Werte von Tabelle 3.4 nicht überschreitet und dessen Größe dergestalt ist, dass es in die kleine Prüföffnung passt.

ANMERKUNG 1 Ergebnisse von Messungen an kleinen Prüfbauteilen mit relativ geringer Schalldämmung haben sich, im Allgemeinen, als besonders empfindlich gegenüber Änderungen der Schallquellenpositionen erwiesen.

3. Normvorschriften

f [Hz]	100	125	160	200	250	315
R [dB]	27	28	29	30	31	32

Tabelle 3.4.: Maximales Schalldämm-Maß für das Prüfbauteil

Ein empfohlenes Prüfbauteil ist eine einschalige Sandwichstahlplatte (Stahlblech/Harz/Stahlblech, Gesamtdicke 2,2 mm), die am Profilrahmen mit Nietverbindungen und elastoplastischer Dichtungsmasse befestigt ist.

ANMERKUNG 2 Das empfohlene Prüfbauteil zeigt über den gesamten Frequenzbereich bis 5000 Hz keinen Resonanzeinfluss auf die Schalldämmung. Daher ist es für regelmäßige Wiederholpräzisionsprüfungen entsprechend den Empfehlungen in Abschnitt 1 geeignet.

ANMERKUNG 3 Werden in einem Prüfstand Bauteile dieser Art üblicherweise nicht geprüft, kann das Prüfverfahren an einem Probestück ausgeführt werden, das für die üblicherweise verwendeten Probestücke repräsentativ ist.

Prüfbauteil In dieser Arbeit wurde keine Sandwichstahlplatte verwendet. Messungen haben aber gezeigt, dass bei Verwendung der Brettsperrholzwand die in Tabelle 3.4 angegebenen Werte für das Schalldämm-Maß eingehalten werden. Durch den häufigen Einsatz von Brettsperrholz im Baubereich und die damit einhergehenden häufigen Prüfungen, kann außerdem Anmerkung 3 als erfüllt betrachtet werden.

Teil II.

Implementierung

4. Messungen

4.1. Allgemeine Beschreibungen

In diesem Kapitel werden sämtliche durchgeführten Messungen beschrieben. Die Messergebnisse dienen in weiterer Folge der Anpassung des FEM-Modells. Um das Schallfeld durch Variieren von Einrichtungsgegenständen gezielt zu verändern, wurden Messungen bei den folgenden drei Zuständen durchgeführt:

1. Im leeren Zustand, ohne Diffusoren oder Absorber: Zur Anpassung der Raumgeometrie, der Art der Randeinspannung des Prüfkörpers und der Prüfkörperdichte (siehe Kap. 4.2 und 4.3.2)
2. Mit einem Diffusor in Eckposition: Zur Anpassung des Diffusoren-Implementierung im FEM-Modell (siehe Kap. 4.3.3)
3. Mit drei Absorbern: Zur Anpassung der Absorber-Implementierung im FEM-Modell (siehe Kap. 4.3.4)

4.1.1. Verwendete Geräte

Die Anregung der Schallfelder erfolgte mit Dodekaeder-Lautsprechern in Verbindung mit den entsprechenden Leistungsverstärkern. Lediglich zur Messung der Frequenzen der ersten Raummoden wurde zur Anregung ein Impuls eingesetzt, da die Lautsprecher bei tiefen Frequenzen ab 20 Hz nicht genügend Schallleistung erzeugen konnten.

Als Messsystem wurde das PULSE-System von Brüel & Kjær verwendet (Hard- und Software). Die Mikrofone wurden entweder auf stationären Stativen befestigt oder, um den Messaufwand zu minimieren, auf Drehgalgen montiert. Die beim Einmessprozedere notwendige Ermittlung des

4. Messungen

Schalldämm-Maßes wurde mit der Bauakustik-Software Nor850 vorgenommen .

Folgende Messgeräte wurden verwendet:

- Hard- und Software:
 - Laptop: DELL Precision M4300
 - Betriebssystem: Windows 7 Enterprise
 - Software:
 - PULSE LabShop Version 16.1.0
 - Nor850 v2.3
- Akustische Messtechnik:
 - Mikrofone: Brüel & Kjær Type 4190-L
 - Kalibrator: Brüel & Kjær Type 4231
 - Frontend: Brüel & Kjær 3560-B-130
 - Leistungsverstärker: Norsonic Power Amplifier 260
 - Drehgalgen:
 - Senderraum: Nortronic MSA
 - Empfangsraum: Norsonic Nor 265
 - Lautsprecher:
 - Senderraum: Norsonic Type 270H (blau)
 - Empfangsraum: Norsonic Type 229 (Holz)
- Sonstige Messgeräte:
 - Luftfeuchte/Temperatur: testo 610
 - Luftdruck: testo 511
 - Distanz: Bosch GLM 50 C

4.1.2. Prüfraum

Als Prüfraum diente der im Zuge von Kapitel 3 beschriebene Multifunktionsprüfstand des Labors für Bauphysik mit den in Abbildung 4.1 gezeigten Dimensionen. Sämtliche Abmessungen beruhen auf eigenen Messungen. Aufgrund von Messunsicherheiten unterliegen diese immer Schwankungen, die in weiterer Folge auch Auswirkungen auf die Genauigkeit von Berechnungsergebnisse haben können. Um diese Abweichungen möglichst gering zu halten wurde, neben einer gewissenhaften Durchführung, auf

4.1. Allgemeine Beschreibungen

eine passende Wahl von Messgeräten geachtet. Große Dimensionen, wie beispielsweise die Abmessungen der Räume oder des Prüfkörpers, wurden mit einem Laser-Entfernungsmesser gemessen. Diese Messwerte unterliegen aufgrund von Toleranzen in der Bauausführung sowie durch Unebenheiten der Oberflächen zusätzlichen Schwankungen. So variierte zum Beispiel die Länge des Senderraumes je nach Position des Messweges zwischen 5,501 m und 5,523 m. In weiterer Folge werden deshalb bei den Dimensionsangaben die arithmetische Mittelwerte einzelner Messwerte verwendet. Kleinere Abmessungen, wie beispielsweise die Dicke der Diffusoren, wurden mit einem digitalen Messschieber oder mittels Maßband gemessen.

In den Stahlbetonwänden befinden sich neben den Türöffnungen mehrere kleinere Öffnungen, welche als Kabeldurchführungen genutzt werden. Diese wurden während der Messungen vollständig mit Mineralwolle gefüllt und mit Holzplatten verschlossen.

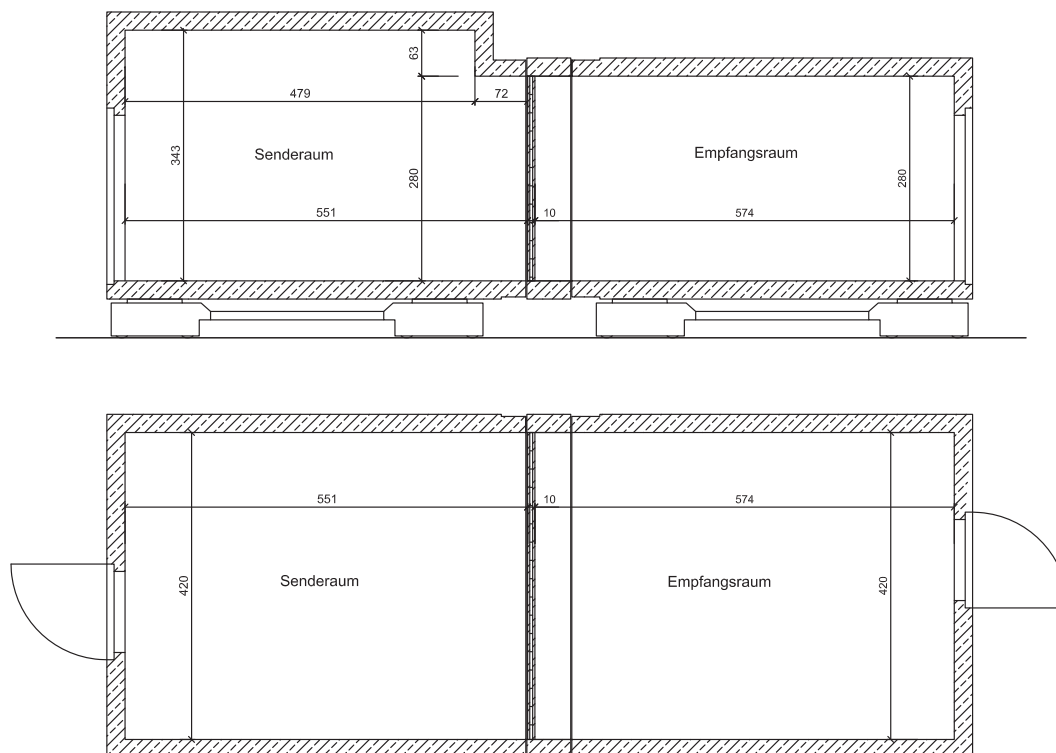


Abbildung 4.1.: Grundriss (unten) und Schnitt (oben) durch den MFP.

4. Messungen

4.1.3. Prüfkörper

Bei allen Messungen wurde derselbe Prüfkörper eingesetzt. Es handelt sich dabei um eine dreischichtige Brettsperrholzplatte des Herstellers KLH mit Decklagen in Plattenquerrichtung (Bezeichnung „DQ“). Durch die beiden äußeren Schichten (30 mm) und die innere Schicht (40 mm) ergibt sich insgesamt eine Dicke von 100 mm. Die Platte hat eine Länge von 4,18 m und eine Breite von 2,78 m und füllt somit die Öffnung zwischen Sende- und Empfangsraum vollständig aus. Der Einbau des Prüfkörpers erfolgte erst in einen Stahlbetonrahmen außerhalb des Prüfraumes. Der Rahmen inklusive Prüfkörper wurde anschließend zum MFP transportiert und dort an der Decke des Empfangsraumes eingehängt. Dadurch wird die Körperschallübertragung zwischen den Prüfräumen minimiert. Die BSP-Wand wurde zusätzlich auf zwei Elastomeren gelagert, wodurch die Einleitung von Körperschall vom Prüfkörper in den Prüfstand weiter reduziert wurde. Abbildung 4.2 zeigt den leeren Stahlbetonrahmen sowie die beiden verwendeten Elastomere. Im oberen Bereich ist die gelbe Stahl-Traverse sichtbar, die sowohl zum Transportieren des Prüfkörpers vom Ort des Einbaus hin zum MFP diente, als auch zur Aufhängung des Rahmens während der Messungen.

Die Fuge zwischen BSP-Platte und Rahmen wurde umseitig mit Mineralwolle gestopft (siehe Abb. 4.3). Nach dem Einhängen im MFP und dem Schließen der Räume wurde die Fuge zusätzlich beidseitig mit dauerelastischem Leinöl-Kitt verschlossen, wodurch eine Schallübertragung über die Fuge minimiert wird. Um ein Austrocknen des Holzes zu vermeiden, wurde der Prüfkörper bis zu den Messungen mit einer Plastikfolie verhüllt. Abbildung 4.4 zeigt die im MFP fertig eingebaute Platte.

4.1. Allgemeine Beschreibungen



Abbildung 4.2.: Der leere Stahlbetonrahmen in dem später der Prüfkörper eingebaut wurde. An der Unterseite sind die beiden schwarzen Elastomere erkennbar auf denen der Prüfkörper gelagert wurde.



Abbildung 4.3.: Der im Rahmen fixierte Prüfkörper (links). Die Fuge zwischen Prüfkörper und Einbaurahmen wurde mit Mineralwolle gefüllt (rechts).

4. Messungen



Abbildung 4.4.: Die im Prüfstand eingebaute BSP-Wand, vom Senderraum aus betrachtet.

4.1.4. Diffusoren

Die verwendeten Diffusoren sind $1,25\text{ m} \times 1,60\text{ m}$ große, und 4 mm dicke Platten aus ALUCOBOND® PLUS [9]. Dabei handelt es sich um ein Verbundmaterial, das aus Aluminium-Deckblechen und einem mineralisch gefüllten Polymerkern besteht. Um die akustische Streuwirkung zu erhöhen, sind die Diffusoren mit Stahlseilen vorgespannt, sodass eine gewölbte Oberfläche entsteht (Siehe Abb. 4.5). Die Materialkennwerte werden in Kapitel 5.4 in Tabelle 5.3 angeführt.

4.1.5. Absorber

Die Absorber bestehen aus einem $2,46\text{ m} \times 0,665\text{ m} \times 0,1\text{ m}$ großen Holzrahmen in dem sich 8 cm dicke Mineralwolle als Absorptionsmaterial befindet. Zwischen der Rückseite des Absorbers und der Mineralwolle befindet sich ein 2 cm breiter Luftspalt, die Vorderseite ist mit grauem Stoff bespannt (siehe Abb.4.6).

4.1. Allgemeine Beschreibungen



Abbildung 4.5.: Die verwendeten Diffusoren aus vorgespanntem ALUCOBOND® PLUS.



Abbildung 4.6.: Die verwendeten Absorber.

4. Messungen

4.2. Messung der Frequenzen der ersten Raummoden

Um einen Vergleich zwischen den gemessenen und den berechneten Frequenzen der ersten Raummoden zu ermöglichen, wurde als Erstes der tieffrequente Schalldruckverlauf gemessen. Als Messposition wurde eine Raumecke gewählt um alle tiefen Raummoden erfassen zu können.

4.2.1. Frequenzbereich

Zur Einschätzung der unteren Grenzfrequenz des interessanten Messbereiches, wurden die ersten zu erwartenden Raummoden analytisch bestimmt. Wie Gleichung 2.1 zeigt, hängt die Frequenz der ersten Raummoden in erster Linie von den Raumdimensionen ab. Eine Raummode erster Ordnung tritt bei jener Frequenz auf, deren Wellenlänge dem Abstand zwischen den beiden am weitesten voneinander entfernten Wänden entspricht. Bei der im Senderaum vorkommenden maximalen Länge von $l_{max} = 5,51$ m und bei einer Schallgeschwindigkeit c_{Air} von ca. 343 Hz liegt die erste Raummode bei:

$$\frac{c_{Air}}{2 \cdot l_{max}} = \frac{343}{2 \cdot 5,51} = 31,13 \text{ Hz}$$

Der interessante Frequenzbereich beginnt daher bei ca. 30 Hz. Bedingt durch die Einstellungsmöglichkeiten des FFT-Analyzers in der PURE-Software wurde schlussendlich ein Frequenzbereich von 0-400 Hz mit einer Frequenzauflösung von 0,063 Hz gemessen.

Mikrofonposition

Um axiale, tangentielle und longitudinale Raummoden zu erfassen, wurde ein Mikrofon in einer oberen Ecke des Raumes platziert (siehe Abb. 4.7, Position M1, bzw. Abb. 4.8).

4.2. Messung der Frequenzen der ersten Raummoden

Anregung des Schallfeldes

Erste Messungen, bei denen das Schallfeld mittels Lautsprechern angeregt wurde, zeigten, dass auf diesem Weg bei sehr tiefen Frequenzen kein ausreichender Signalpegel erzeugt werden konnte. Aus diesem Grund erfolgte die Anregung des Schallfeldes bei dieser Messung durch Impulsanregung mittels gezieltem Platzen von Luftpolstern in einer Ecke des Raumes (siehe Abb. 4.7, Position I₁). Der in Kapitel 6.1 gezeigte Schalldruckverlauf wurde schließlich durch die Mittelung zweier Impulsantworten berechnet.

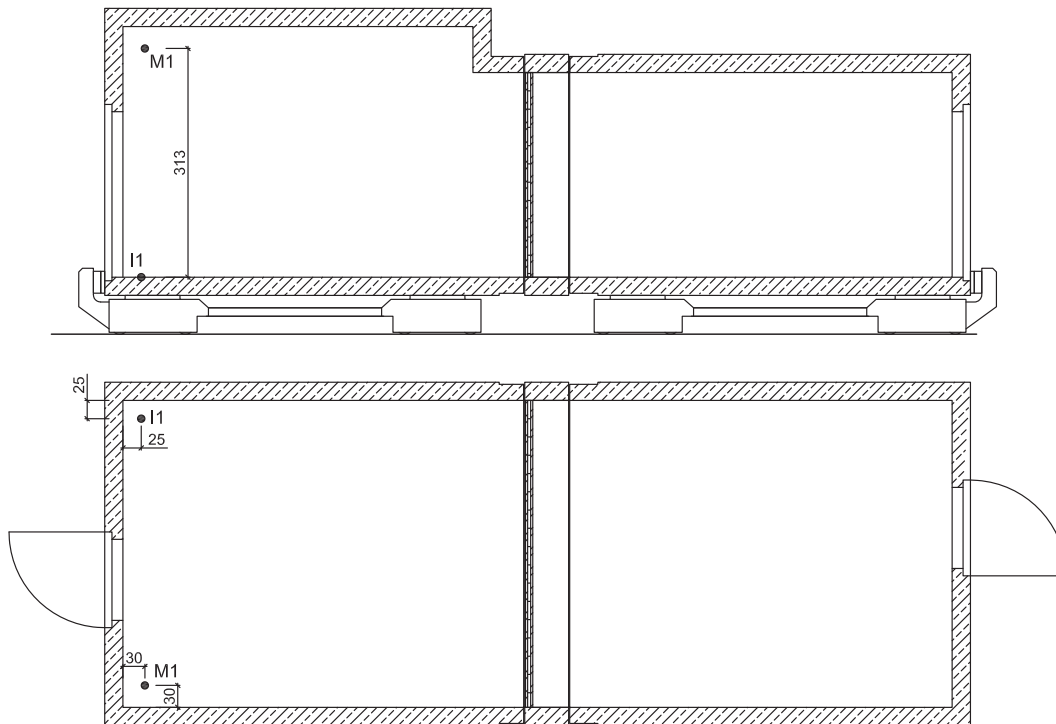


Abbildung 4.7.: Die Anregungsposition (I₁) und die Mikrofonposition (M₁) zur Ermittlung der ersten Raummodenfrequenzen.

4. Messungen



Abbildung 4.8.: Messung der Frequenzen der ersten Raummoden, Mikrofonposition M1

4.3. Messung der Standardabweichung des Schalldruckpegels

4.3.1. Allgemeines

Im Folgenden werden jene Messungen beschrieben, die zur Ermittlung der Standardabweichung des Schalldruckpegels zwischen mehreren Positionen im Senderraum dienen.

Frequenzbereich

Der zu messende Frequenzbereich wird durch die Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen, in der ausschließlich die Terzbänder von 100-315 Hz betrachtet werden, vorgegeben. Nach EN 61260-1 [10] ergibt sich damit ein Frequenzbereich von 89,1-353,6 Hz. Die Frequenzbereichsanalyse des Messsignals erfolgte bei allen Messungen mit dem FFT-Analyzer von LabShop, mit einer Frequenzauflösung von 0,125 Hz. Die terzbandgemittelten Schalldruckpegel wurden anschließend durch Mittelung nach Gleichung 2.20 berechnet.

4.3. Messung der Standardabweichung des Schalldruckpegels

Mikrofonpositionen

Die Abtastung des Schallfeldes erfolgte an sechs, zufällig im Raum verteilten Positionen (siehe Abb. 4.10, M1-M6). Bei der Wahl der Positionen wurde darauf geachtet, dass das Raumvolumen gleichmäßig abgetastet wird und gleichzeitig die Mindestabstände lt. EN ISO 10140-4 eingehalten werden (siehe auch Kap. 3.2.1). Die gewählte Anzahl der Mikrofone erfolgte in Anlehnung an EN ISO 3382-2 [11], in der zur Messung der Nachhallzeit beim Standardverfahren mindestens sechs Sender-Mikrofon-Positionen gefordert werden um eine ausreichende Abtastung des Schallfeldes zu erreichen. Die Messung der Mikrofonpositionen erfolgte sequentiell.

Anregung des Schallfeldes

Die Anregung des Schallfeldes erfolgte mittels Dodekaeder in einer Eckposition im Senderraum (siehe Abb. 4.10). Um eine Beschädigung der Membranen an der Unterseite des Lautsprechers durch große Staudrücke zu verhindern, wurde der Lautsprecher erhöht auf Holzblöcken positioniert (siehe Abb. 4.9).

Als Anregungssignal wurde rosa Rauschen verwendet. Nach einer Einschwingphase von ca. zehn Sekunden, wurde über einen Zeitraum von 90 Sekunden pro Mikrofonposition der stationäre, mittlere Schalldruckpegel gemessen.



Abbildung 4.9.: Lautsprecher an Position LS1 in einer Ecke des Senderraums. Zur Vermeidung von Schäden an der bodengerichteten Lautsprechermembran wurde der Lautsprecher auf Holzblöcken platziert.

4. Messungen

4.3.2. Prüfraum in leerem Zustand

Die im leeren Raum gemessenen Schalldruckpegel dienen in weiterer Folge als Grundlage um die durch die später eingebrachten Diffusoren bzw. Absorber verursachten Veränderungen des Luftschallfeldes zu quantifizieren, sowie zur Anpassung des FEM-Modells. Abbildung 4.10 zeigt die Mikrofonpositionen M₁-M₆ sowie die Lautsprecherposition LS₁. Mit Ausnahme des Mikrofons und des Lautsprechers, befanden sich während der Messung keine Gegenstände im Sende- und Empfangsraum.

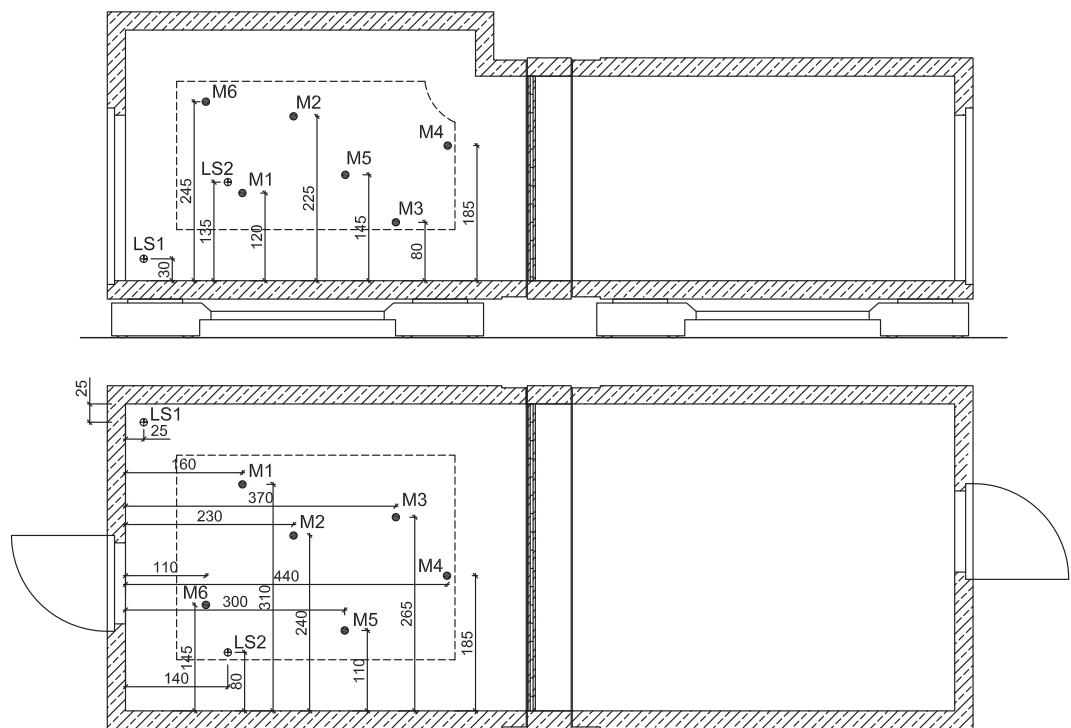


Abbildung 4.10.: Die Lautsprecherposition (LS₁) und die Mikrofonpositionen (M₁-M₆) zur Ermittlung der Standardabweichung der Schalldruckpegel zwischen den Mikrofonpositionen.

4.3. Messung der Standardabweichung des Schalldruckpegels

4.3.3. Prüfraum inklusive Diffusor

Um den Einfluss der in Kapitel 4.1.4 beschriebenen Diffusoren auf das Schallfeld quantifizieren zu können, wurde in einer Ecke des leeren Senderraumes ein Diffusor platziert und anschließend erneut der Schalldruckpegel an den Mikrofonpositionen M₁-M₆ gemessen. Die Abbildungen 4.11 und 4.12 zeigen die Position des Diffusors im Senderraum. Der gemessene Frequenzbereich, die Mikrofonpositionen, sowie die Anregung des Schallfeldes wurden dabei, wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben, beibehalten.

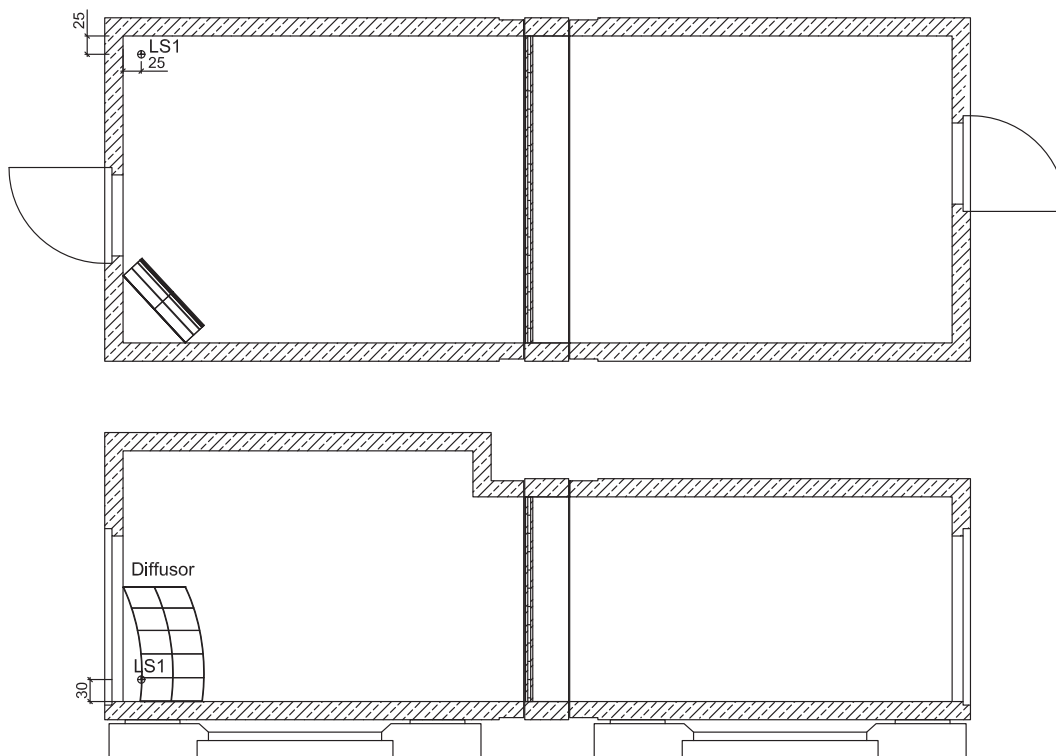


Abbildung 4.11.: Position des eingebrachten Diffusors. Die Lautsprecherposition (LS₁) und die Mikrofonpositionen (M₁-M₆) blieben unverändert wie in Abb. 4.10 dargestellt.

4. Messungen



Abbildung 4.12.: Der eingebrachte Diffusor im Senderaum.

4.3.4. Prüfraum inklusive Absorber

Um den Einfluss der in Kapitel 4.1.5 beschriebenen Absorber auf das Schallfeld quantifizieren zu können, wurden im Senderaumes drei Absorber platziert und anschließend erneut der Schalldruckpegel an den Mikrofonpositionen M_1 - M_6 gemessen. Die Abbildungen 4.13 und 4.14 zeigen die Position der Absorber A_1 - A_3 im Senderaum. Der gemessene Frequenzbereich, die Mikrofonpositionen, sowie die Anregung des Schallfeldes wurden dabei, wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben, beibehalten.

4.3. Messung der Standardabweichung des Schalldruckpegels

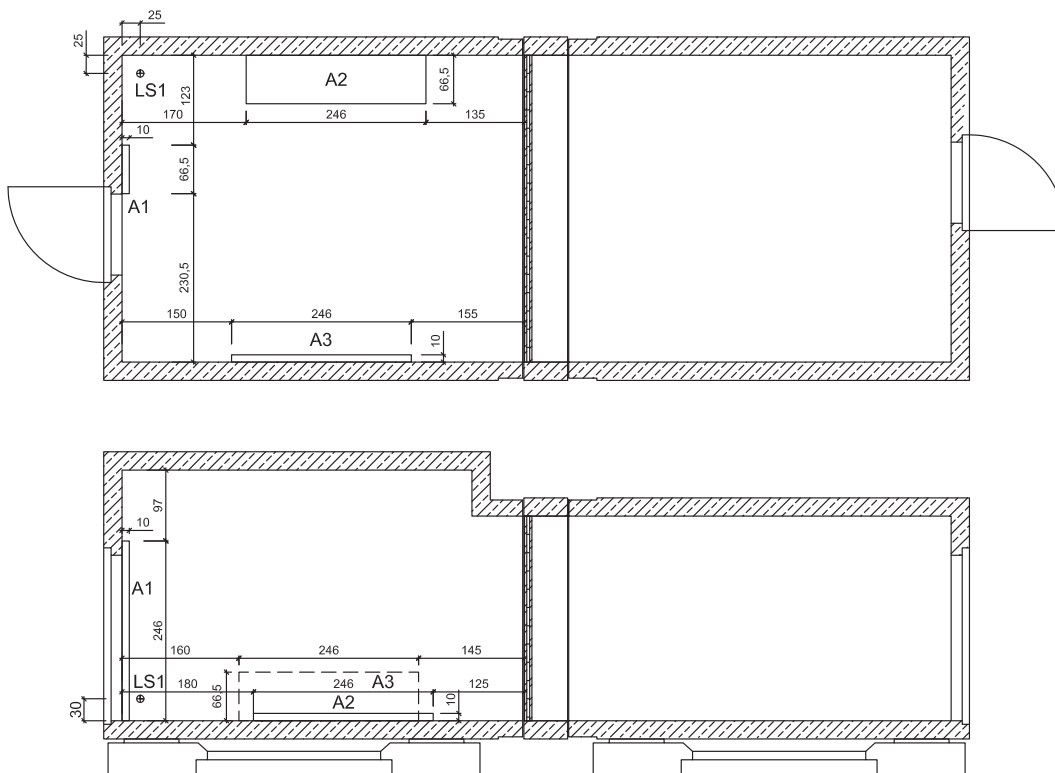


Abbildung 4.13.: Die Position der eingebrachten Absorber. Die Lautsprecherposition (LS1) und Mikrofonpositionen (M1-M6) blieben unverändert wie in Abb. 4.10 dargestellt.

4. Messungen



Abbildung 4.14.: Die eingebrachten Absorber A1-A3 (Oben: A1, Mitte: A2, Unten: A3)

4.4. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

4.4. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

Die Ergebnisse der hier vorgestellten Messungen dienen in weiterer Folge zu Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen (siehe Kap. 7.1).

4.4.1. Messkonfiguration

Die Platzierung der Diffusoren und Absorber wird in Abbildung 4.15 gezeigt, die Lautsprecherpositionen in Abbildung 4.16. Die Positionierung der Lautsprecher erfolgte nach den in Kapitel 3.2.2 gezeigten Anforderungen. Die Position der Drehgalgen wurde so gewählt, dass die in Kapitel 3.2.1 gezeigten Mindestabstände eingehalten wurden. Die in Abbildung 4.16 mit gestrichelten Linien eingezeichneten Bereiche markieren jene Gebiete, innerhalb derer die Mindestabstände zu den Raumbegrenzungen eingehalten werden.

4.4.2. Nachhallzeit

Die Messung der Nachhallzeit erfolgte nach ISO 3382-2 (Standardverfahren). Die Position der Drehgalgen blieb dabei unverändert.

4. Messungen

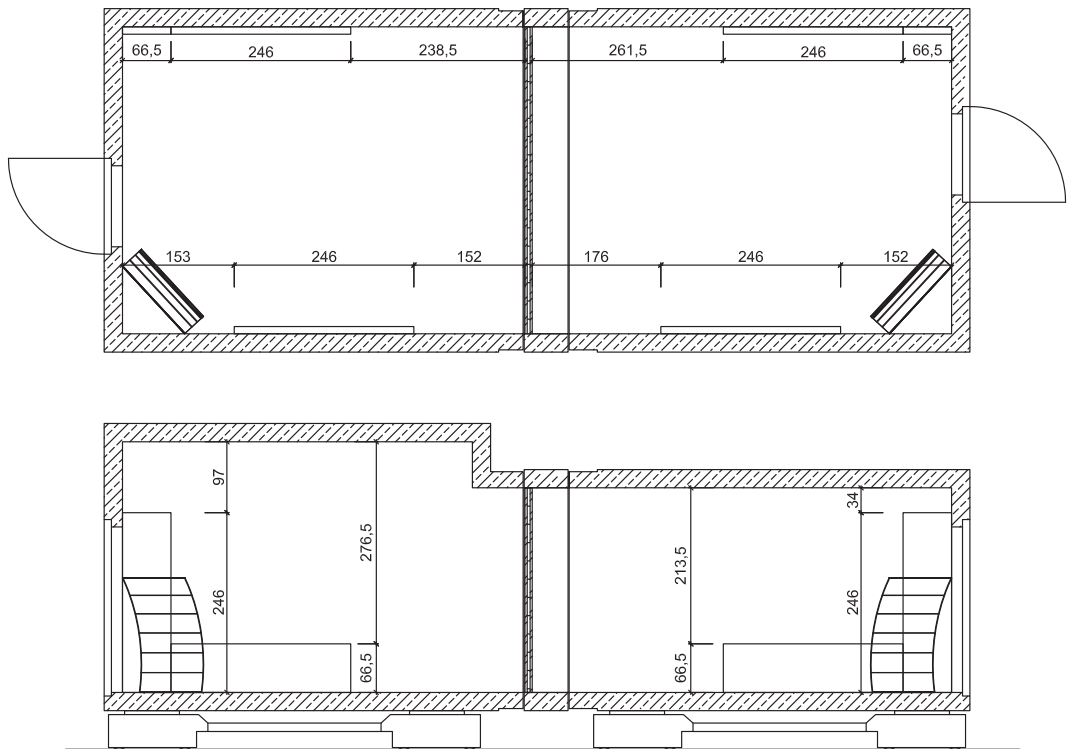


Abbildung 4.15.: Die Position der Absorber und der Diffusoren bei der Einmessung.

4.4. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

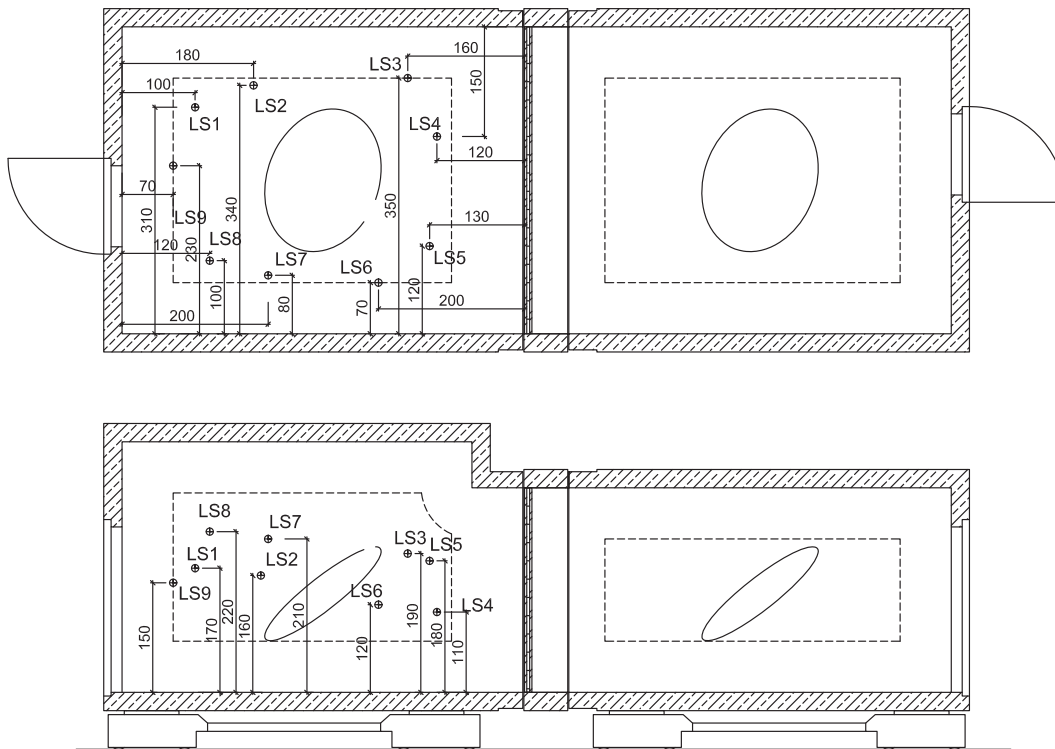


Abbildung 4.16.: Die bei der Einmessung untersuchten Lautsprecher-Positionen LS1-LS9.

5. Simulationsmodell

5.1. Allgemeines

Zur Modellierung und Lösung der FEM-Modelle wurde COMSOL Multiphysics in der Version 5.2b und für spätere Berechnungen in der Version 5.3a eingesetzt [12]. Wie der Name bereits andeutet, ermöglicht COMSOL nicht nur FEM-basierte Berechnungen von akustischen Problemstellungen, sondern bietet für verschiedenste physikalische Bereiche sogenannte *Module* an. Diese Module können miteinander kombiniert werden und ermöglichen so auch die FEM-Analyse komplexer physikalischer Systeme.

Innerhalb des Akustik-Moduls sind mehrere *Interfaces* verfügbar, die jeweils für spezielle akustische Aufgabenstellungen eingesetzt werden können (zum Beispiel für Berechnungen im Ultraschall-Bereich oder für Körperschall-Analysen). Je nach verwendetem Interface können unterschiedliche akustische Größen ausgewertet werden.

Die Modellierung des FEM-Modells erfolgt in COMSOL in einer Art Baumstruktur (*Model Builder*), die beim Start der Berechnungen sequentiell durchlaufen wird (siehe Abb. 5.1).

Diese Baumstruktur beinhaltet folgende Hauptzweige:

- **Global Definitions:** Hier können Variablen (sogenannte *Parameter*) definiert werden, die in weiterer Folge zum Beispiel zur Steuerung des Modells oder zur Berechnung von Hilfsgrößen eingesetzt werden können.
- **Component:** In diesem Zweig werden die wesentlichen Bestandteile des Modells erzeugt, wie zum Beispiel die Geometrie, Materialien und deren Zuweisung zu Komponenten, die Einrichtung von Modulen und Interfaces sowie die Vernetzung des Modells.

5. Simulationsmodell

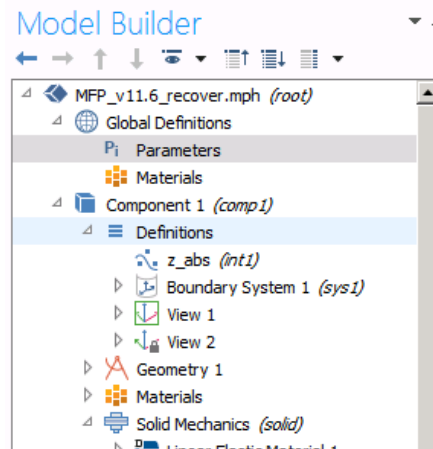


Abbildung 5.1.: Der Model Builder in COMSOL

- **Study:** Hier wird die Art der Analyse festgelegt, wie zum Beispiel zeitabhängige Berechnungen oder Frequenzbereichsanalysen oder auch die Berechnung von Eigenfrequenzen.
- **Results:** Der letzte Zweig beinhaltet die Lösungen des Modells (*Data Sets*) und ermöglicht neben der Auswertung verschiedenster physikalischer Größen die Nachbearbeitung und Visualisierung der Berechnungsergebnisse.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit und Nachvollziehbarkeit orientiert sich die folgende Beschreibung des verwendeten Modells an dieser Baumstruktur und konzentriert sich ausschließlich auf essentielle Bestandteile der in dieser Arbeit verwendeten Modelle.

Die Nachbearbeitung und Visualisierung der Rechenergebnisse erfolgte mit COMSOL, Microsoft Excel und Matlab.

5.1.1. Einschränkungen des FEM-Modells

Zur Berechnung der stationären Schalldruckverteilung innerhalb der Räume wird das Pressure-Acoustics Interface eingesetzt. Dieses ermöglicht die Auswertung von Schallfeld- und Schallenergiegrößen einer (ein-, zwei- oder dreidimensionalen) akustischen Domäne, jedoch nicht die Berechnung der

Nachhallzeit. Ob die im Verfahren zur Ermittlung der optimalen Lautsprecherpositionen festgelegten unteren und oberen Grenzen der Nachhallzeit eingehalten werden, kann daher im hier vorgestellten FEM-Modell nicht überprüft werden.¹

Um dennoch eine Optimierung zu ermöglichen die Rückschlüsse auf das reale akustische Verhalten der Prüfräume zulässt, wurde die Einhaltung der Nachhallzeit-Grenzen für eine bestimmte Konfiguration von Absorbern experimentell überprüft. Diese Konfiguration wurde anschließend im FEM-Modell implementiert und bei allen Optimierungs-Varianten beibehalten.

5.1.2. Verwendete Hardware

Alle Berechnungen wurden am Berechnungsserver des Labors für Bauphysik durchgeführt. Dabei handelt es sich um einen Server mit zwei Intel Xeon Prozessoren mit 2,3 GHz, einem Arbeitsspeicher von 64 GB RAM und dem 64 Bit-Betriebssystem Windows Server 2008.

5.2. Parametrisierung

In COMSOL können Variablen (*Parameter*) erstellt werden, die in weiterer Folge in vielfältiger Weise im Modellierungsprozess eingesetzt werden können. Sie ermöglichen unter anderem eine zentrale Definition von physikalischen Größen wie Längen oder Temperaturen, erlauben aber auch die Berechnung von Hilfsgrößen und können in weiterer Folge in Funktionen verwendet werden.

In dieser Arbeit werden sie in erster Linie zur zentralen Definition von Bauteil-Dimensionen eingesetzt, sowie zur Festlegung von Mikrofon- und Schallquellenpositionen.

¹COMSOL ermöglicht unter bestimmten Voraussetzungen die Auswertung der Nachhallzeit, zum Beispiel mit dem *Geometrical-Acoustics* Interface. Bedingung für korrekte Berechnungsergebnisse ist dabei jedoch die Betrachtung eines diffusen Schallfeldes. In dem in dieser Masterarbeit betrachteten Frequenzbereich kann eine ausreichende Diffusität jedoch nicht als gegeben angenommen werden.

5. Simulationsmodell

5.2.1. Einsatz von Parametern bei der Vernetzung

Ein weiteres Einsatzgebiet von Parametern sind Vorberechnungen zur Vernetzung des Modells, um die maximale Elementgröße entsprechend der höchsten zu berechnenden Frequenz zu begrenzen.

Wie in Kapitel 2.2.3 gezeigt wird, sollte die maximale Elementgröße des Netzes maximal ein Fünftel der kleinsten berechneten Wellenlänge betragen. Um die Einhaltung dieser Vorgabe im späteren Vernetzungsprozess sicherzustellen, wurde der Parameter *mesh_size* definiert. Dieser errechnet sich aus der Schallgeschwindigkeit c_{Air} bei einer spezifizierten Lufttemperatur von 20 °C und der maximalen zu berechnenden Frequenz f_{max} nach Gleichung 5.1 zu:

$$mesh_size = \frac{c_{Air}}{5 \cdot f_{max}} \quad (5.1)$$

Durch die Verwendung des Parameters in den Einstellungen zur Vernetzung des Modells, kann auf einfache Weise eine korrekte maximale Elementgröße sichergestellt, und bei Bedarf verändert werden.

5.2.2. Verwendete Funktionen

Da die Schallkennimpedanzen der Absorber frequenzabhängig ermittelt werden, musste eine automatische Zuweisung der jeweiligen Impedanzwerte implementiert werden. Dies wird durch die Verwendung einer Interpolationsfunktion erreicht, die, je nach berechnetem Frequenzband, die vorher ermittelten Schallkennimpedanzen den Absorbern zuweist.

Die absorbierenden Eigenschaften von Gegenständen können im Pressure Acoustics Interface nicht direkt über Absorptionsgrade definiert werden. Stattdessen kann Oberflächen anhand eines *Impedance*-Knotens eine sogenannte *impedance boundary condition* zugeordnet werden. Dadurch wird es möglich, Oberflächen unterschiedliche Schallkennimpedanzen zuzuordnen und so deren Absorptionseigenschaften zu definieren. Um dennoch eine Definition über die einfacher zu interpretierenden Absorptionsgrade zu

ermöglichen, erfolgte über die in Kapitel 2.1.3 gezeigten Gleichung 2.10 eine Umrechnung von Absorptionsgraden in Schallkennimpedanzen.

5.3. Geometrie

Die Modellierung der Geometrien beruht auf den in Kapitel 4 gezeigten Abmessungen. Kleinere Details, wie beispielsweise die in den Wänden versenkten Ankerschienen oder die Abdeckungen der Kabeldurchführungen sowie Halterungsschrauben, werden nicht modelliert. Aufgrund ihrer kleinen Dimensionen und in Verbindung mit dem in dieser Arbeit betrachteten niedrigen Frequenzbereich, kann davon ausgegangen werden, dass der Einfluss dieser Vereinfachungen auf die Berechnungsergebnisse vernachlässigt werden kann. Gleichzeitig wird dadurch der Rechenaufwand reduziert. Besonders die geometrische Komplexität der Optimierungsvarianten machte eine Vereinfachung der Geometrien unumgänglich, da ansonsten einerseits die Kapazität der Rechner-Hardware überschritten worden wäre und andererseits die Lösungsdauer der Modelle den zeitlichen Rahmen dieser Arbeit gesprengt hätte.

5.3.1. Prüfräume und Prüfkörper

Abb. 5.2 zeigt das Modell des leeren MFP mit dem eingebauten Prüfkörper. Die Türen in Sende- und Empfangsraum werden mit Polygonen dargestellt um die Praxistauglichkeit späterer Diffusor-Positionen leichter kontrollieren zu können. Diese Polygone werden zwar bei der Vernetzung berücksichtigt, haben aber keinen weiteren Einfluss auf die Berechnungsergebnisse.

5.3.2. Diffusoren

Die Geometrie der Diffusoren wird durch eine gekrümmte, rechteckige Platte angenähert. Details, wie die Drahtseile und die Ringschrauben an der Rückseite der Diffusoren, sowie die abgerundeten Ecken werden nicht

5. Simulationsmodell

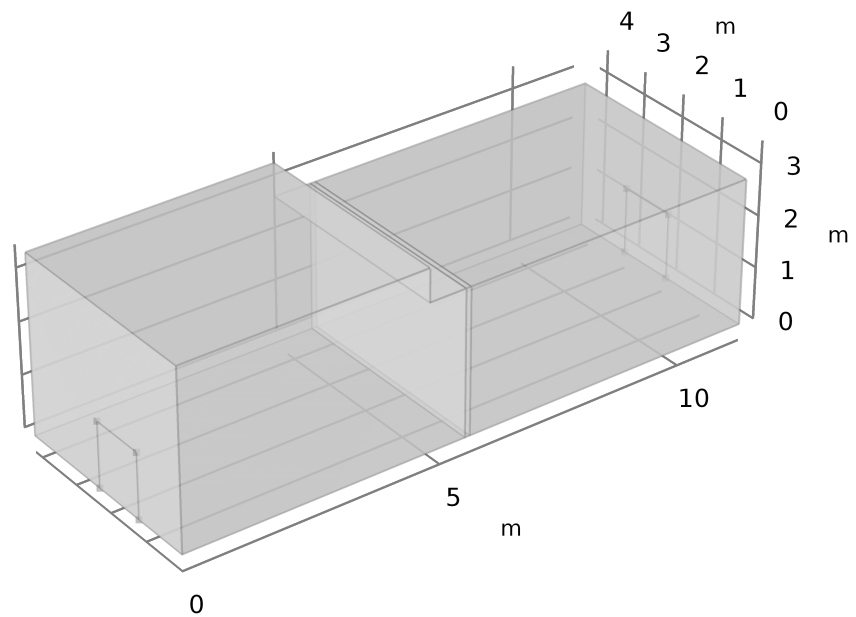


Abbildung 5.2.: Das Modell des leeren MFPs.

modelliert, um eine Reduktion des Rechenaufwandes zu erreichen. Abbildung 5.3 zeigt das vereinfachte Modell der Diffusoren aus verschiedenen Perspektiven.

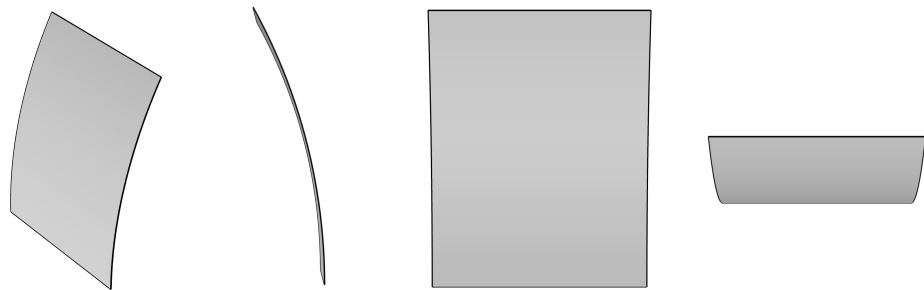


Abbildung 5.3.: Verschiedene Ansichten des vereinfachten Diffusor-Modells.

5.3.3. Absorber

Die Modellierung der Absorber basiert auf Quadern, die an den entsprechenden Positionen platziert wurden. Die Absorptionseigenschaften werden über die Schallkennimpedanzen der zum Luftraum angrenzenden Oberflächen definiert. Diese Oberflächen stellen somit die akustische Grenze des Prüfraumes dar, wodurch dahinter liegende Objekte nicht modelliert werden mussten. Durch das Entfernen der für das Schallfeld „unsichtbaren“ Oberflächen an der Rückseite der Absorber, kann der Rechenaufwand weiter reduziert werden. Abbildung 5.4 zeigt den Senderaum und die dadurch entstehenden Rücksprünge in den Raumbegrenzungen.

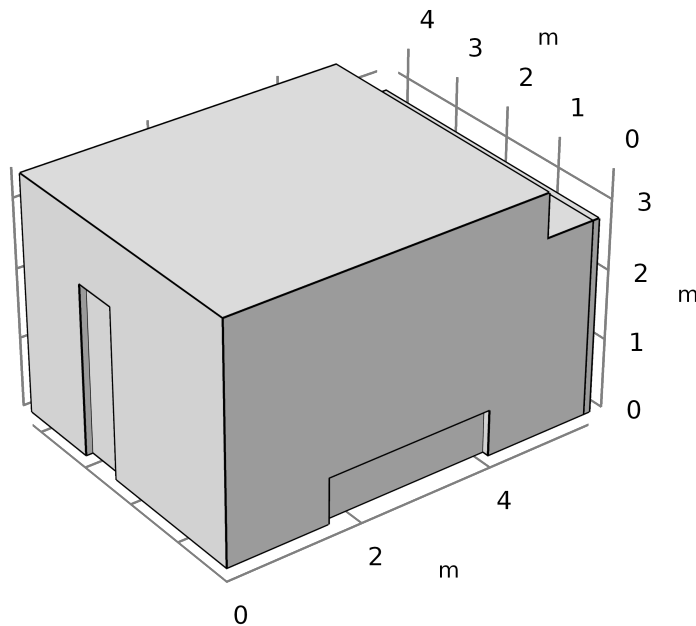


Abbildung 5.4.: Das Modell des Senderraumes und die durch die Entfernung der Rückseiten der Absorber entstehenden Rücksprünge in den Raumbegrenzungen.

5. Simulationsmodell

5.4. Materialien

5.4.1. Luftraum

Dem Luftraum wurde das in COMSOL vordefinierte Standardmaterial *Air* zugewiesen.

5.4.2. Prüfkörper

Wie in Kapitel 3.2.2 angeführt wird, beinhaltet die Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen nach EN ISO 10140-5 kaum Vorschriften bezüglich des zu verwendenden Prüfkörpers. Lediglich in Hinsicht auf das maximale Schalldämm-Maß werden Anforderungen gestellt. Auch die zur Validierung des FEM-Modelles angestellten Vergleiche zwischen den gemessenen und berechneten Standardabweichungen zwischen den Mikrofonpositionen sind weitgehend unabhängig vom Prüfkörper. Aus diesen Gründen musste kein besonderes Augenmerk auf eine exakte Abbildung der komplexen akustischen Eigenschaften des Brettsperrholz-Elementes gelegt werden.

Die isotropen Eigenschaften des Prüfkörpers werden daher vernachlässigt und er wird vereinfacht als homogene, isotrope Platte modelliert. Um dennoch einen Bezug zum realen, aus Holz bestehenden Prüfkörper herzustellen, wurde in einem ersten Schritt das in COMSOL vordefinierte Material *American Red Oak* verwendet und durch die in Tabelle 5.1 angeführten Parameterwerte an das Brettsperrholz angepasst.

Parameter	Wert	Einheit
Dichte	470	[kg/m ³]
E-Modul	10981 E + 6	[N/m ²]
Poisson-Zahl	0,25	[-]

Tabelle 5.1.: Verwendete Materialparameter für Brettsperrholz [8, S.325].

Mit diesem Material wurde, durch Auswertung der Pegeldifferenz D zwischen Sende- und Empfangsraum und analog zu dem in Abschnitt 3.2.2

vorgestellten Verfahren, die Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen berechnet. Dabei wurde jedoch mit 13 Positionen die experimentell ermittelte Anzahl von 4 Positionen weit überschritten. Dies wurde darauf zurückgeführt, dass die Transmissionseigenschaften des Prüfkörpers sowie dessen Rückwirkung auf das Schallfeld nicht zufriedenstellend abgebildet wurden.

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurde ein generischer Prüfkörper erzeugt, dessen Eigenschaften wie folgt angepasst wurden:

1. Aus Messungen war das Schalldämm-Maß R des eingebauten Prüfkörpers bekannt. Durch Umformung des Berger'schen Massengesetz (siehe Glg. 2.19) wurde mittels Gleichung 5.2 die Rohdichte des Prüfkörpers nun für jedes Terzband so bestimmt, dass die gemessenen Schalldämm-Maße erreicht werden.

$$\rho = \frac{10^{\left(\frac{R+3}{20}\right)} \cdot 2 \cdot \rho_{Air} \cdot c}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot d} \quad (5.2)$$

Dabei ist:

- ρ ... die Dichte des Materials in kg/m^3 ;
- R ... das gemessene Schalldämm-Maß in dB;
- ρ_{Air} ... die Dichte der Luft in kg/m^3 ;
- c ... die Schallgeschwindigkeit in m/s ;
- f ... die Frequenz in Hz;
- d ... die Dicke des Prüfkörpers in m;

2. Da das Berger'sche Massengesetz nur unterhalb der Koinzidenzfrequenz gültig ist, wurde der E-Modul so festgelegt, dass er im niedrigsten Fall bei 500Hz, und damit weit oberhalb des betrachteten Frequenzbereiches liegt (siehe Glg.5.3).

$$E = \rho \cdot \left(\frac{c^2}{1,82 \cdot f_{cr} \cdot d} \right)^2 \quad (5.3)$$

Dabei ist:

- E ... der E-Modul des Materials in Pa;

5. Simulationsmodell

- ρ ... die Dichte des Materials in kg/m^3 ;
- c ... die Schallgeschwindigkeit in m/s ;
- f_{cr} ... die Koinzidenzgrenzfrequenz in Hz ;
- d ... die Dicke des Prüfkörpers in m ;

Die auf diese Weise ermittelten Werte für die Dichte ρ und den E-Modul E werden in Tabelle 5.2 angeführt. Sie dienen als Basiswerte für die in Kapitel 6.2.1 durchgeführte Parameterstudie zur Anpassung des FEM-Modells.

f_m [Hz]	ρ [kg/m^3]	E [Pa]
100	416,8	1,41E + 08
125	259,3	1,41E + 08
160	198,5	1,41E + 08
200	201,3	1,41E + 08
250	168,6	1,41E + 08
315	70,2	1,41E + 08

Tabelle 5.2.: Die mittels Berger'schen Massegesetz ermittelte Dichte ρ und der E-Modul E des Prüfkörpers

Dieser generische Prüfkörper wurde in weiterer Folge verwendet und die in Kapitel 7 beschriebene Validierung durchgeführt.

5.4.3. Diffusoren

Um das Schwingungsverhalten der Diffusoren möglichst realitätsnah abbilden zu können, basiert das ihnen zugeordnete Material auf den Materialkennwerten des Herstellers. Tabelle 5.3 zeigt die verwendeten Materialdaten.

Parameter	Wert	Einheit
Dichte	1900	[kg/m ³]
E-Modul	7 E + 10	[N/m ²]
Poisson-Zahl	0,3	[-]

Tabelle 5.3.: Materialparameter von Alucobond® [9]

5.5. Module und Interfaces

Wie bereits in Kapitel 5.1 beschrieben, erlaubt COMSOL die Berechnung komplexer Systeme durch Einsatz und Kombination entsprechender Module und Interfaces. In dieser Arbeit kamen folgende Module und Interfaces zum Einsatz:

- Structural Mechanics Modul
 - Solid Mechanics Interface: Zur Berechnung des Schwingungsverhaltens der Diffusoren und des Prüfkörpers (siehe Kapitel 5.5.1).
- Akustik Modul
 - Pressure Acoustics, Frequency Domain Interface: Zur frequenzabhängigen Ermittlung der stationären Schalldruckverteilung in den Räumen (siehe Kapitel 5.5.2).
 - Acoustic-Structure Interaction Interface: Zur Berechnung der Interaktion zwischen den als schwingende Platten implementierten Geometrien und dem Luftschallfeld.

5.5.1. Solid Mechanics Interface

Sowohl die Diffusoren, als auch der Prüfkörper werden durch das Luftschallfeld zum Schwingen angeregt und können somit selbst wieder eine Rückwirkung auf das Schallfeld haben. Um diesen Einfluss quantifizieren zu können muss zunächst das frequenzabhängige Schwingungsverhalten der Geometrien mittels Solid Mechanics Interface berechnet werden. In weiterer Folge kann dann im Acoustic-Structure Interface die Wechselwirkung

5. Simulationsmodell

zwischen dem Luftschallfeld und den Objekten ermittelt werden. Sowohl die Diffusoren als auch der Prüfkörper wurden als isotrope Platten mit einem linear-elastischem Materialmodell implementiert. Besonders die Implementierung des Brettsperrholzelementes als isotrope Platte stellt jedoch eine Vereinfachung der realen Eigenschaften dieses Bauteiles dar. Durch seinen Aufbau aus kreuzweise verleimten Holzbrettern weist es anisotrope, also richtungsabhängige Schwingungseigenschaften auf, deren numerische Berechnung Teil aktueller Forschung darstellt [8, 13–15]. Durch die in Kapitel 5.4.2 beschriebene Unabhängigkeit der Untersuchungen vom Abstrahlverhalten des Prüfkörpers, wurde eine isotrope Implementierung als ausreichend erachtet.

Obwohl im Gegenzug dazu das Material der Diffusoren grundsätzlich als isotrop betrachtet werden kann, kann es auch hier durch die Vorspannung mittels Drahtseilen zu einer richtungsabhängigen Versteifung kommen. Ob diese Versteifung einen relevanten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse hat, wurde im Zuge der Anpassung des FEM-Modells in Kapitel 6.2.2 untersucht.

Neben dem verwendeten Materialmodell hat auch die Art der Randeinspannung großen Einfluss auf das Abstrahlverhalten von Bauteilen. Während die Ränder der Diffusoren als frei schwingend angenommen und implementiert werden können, kann dies beim Brettsperrholz-Element aufgrund seiner Fixierung im Stahlbetonrahmen nicht vorausgesetzt werden. Obwohl in der Praxis versucht wird eine Ableitung von Schallenergie in den Prüfstand zu vermeiden, kann eine vollkommene Entkopplung zwischen Prüfkörper und Prüfstand nicht immer garantiert werden. Besonders über die Auflagebereiche schwerer Bauteile muss mit einer Fixierung der Randbereiche und damit auch einer Kopplung gerechnet werden. Um diesen Einfluss auf das Schallfeld zu untersuchen wurden daher zwei Varianten der Randeinspannung der Brettsperrholzplatte implementiert und untersucht:

1. Alle Ränder frei schwingend.
2. Der untere, das Auflager bildende, Rand fix eingespannt und alle anderen Ränder frei schwingend.

Wie in Kapitel 6.1 gezeigt wird, konnte durch die Implementierung aller Ränder als frei schwingend eine bessere Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung erreicht werden.

5.5.2. Pressure Acoustics Interface, Frequency Domain

Zur Ermittlung der frequenzabhängigen, stationären Schalldruckverteilung in Sende- und Empfangsraum wurde das Pressure Acoustics Interface eingesetzt. Dieses erlaubt, neben der Definition unterschiedlicher Arten von Schallquellen, die Auswertung von verschiedenen Schallfeld- und Schallenergiegrößen.

5.6. Schallquellen

Als Schallquelle wurde in allen Modellen eine Punktschallquelle mit einer *free space reference power (RMS)* von 0,0001 W und einem Phasenwinkel von 0 rad verwendet.

5.7. Mikrofone und Drehgalgen

Da physikalische Größen in FEM-Modellen nur an Element-Knoten exakt berechnet werden (dazwischen findet eine Interpolation statt) ist es empfehlenswert, bei bekannten Auswertepositionen geometrische Punkte zu platzieren. Dadurch wird sichergestellt, dass bei der Vernetzung der Domäne an diesen Punkten ein Element-Knoten vorhanden, und damit eine Auswertung des exakten Berechnungsergebnisses möglich ist (siehe Abb. 5.5).

Die Modellierung der Drehgalgen erfolgte durch Implementierung von Kreisen bzw. Kreissegmenten (siehe Abb. 5.6). Diese wurden im Modell so platziert, dass sie den Weg des Mikrofones abdeckten. Da der im Senderaum verwendete Drehgalgen keinen ganzen Kreis abdeckt, wurde hier der Weg durch ein Kreissegment abgebildet. Im Post-Processing kann anschließend die zu untersuchende Größe ausgewertet werden.

5. Simulationsmodell

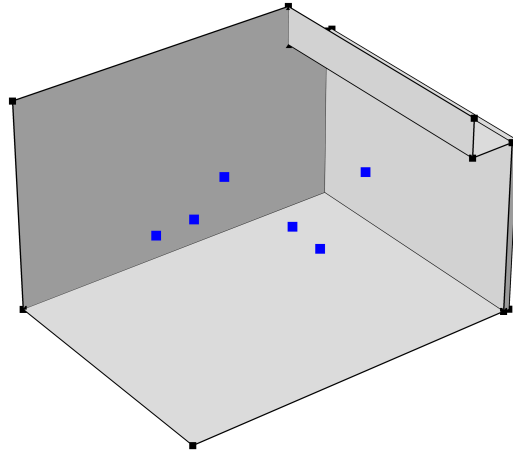


Abbildung 5.5.: Die mittels geometrischer Punkte modellierten Mikrofonpositionen M₁-M₆ im Senderaum.

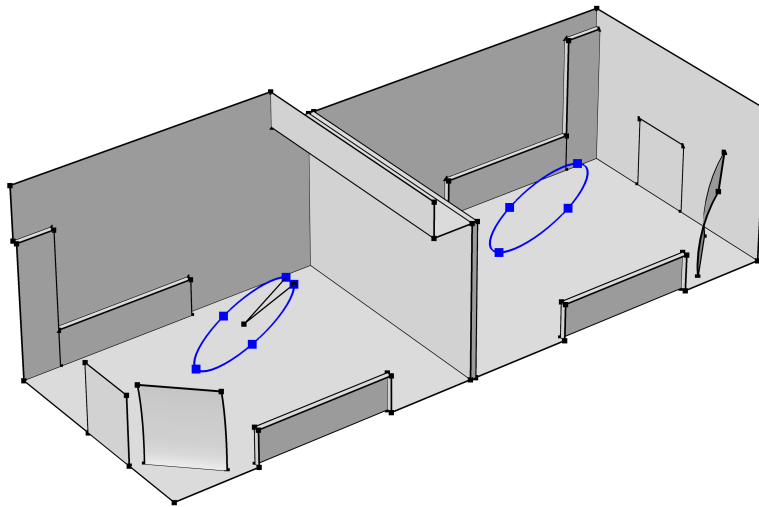


Abbildung 5.6.: Die Modellierung der Drehgalgen mittels Kreissegmenten (Senderaum) und Kreisen (Empfangsraum).

5.8. Vernetzung

Die Vernetzung erfolgte nach der in Kapitel 2.2.3 vorgestellten Richtlinie. Die maximale Elementgröße wurde dementsprechend von der DOF-Akustik-Regel nach oben hin begrenzt um eine ausreichend feine Auflösung der kleinsten Wellenlängen sicherzustellen (siehe auch Kap. 5.2). Um die, im Vergleich zu den Raumabmessungen, dünne Geometrie der Absorber korrekt vernetzen zu können, wären bei Verwendung der automatischen Vernetzung sehr kleine Tetraederelemente notwendig gewesen. Neben dem damit einhergehenden hohen Rechenaufwand, leidet dabei auch die Netzqualität, und damit die Genauigkeit des Modells. Die Vernetzung des Luftraumes erfolgte daher auf Basis eines automatisch erzeugten *finer* Netzes für *Fluid dynamics* mit den in Tabelle 5.4 gezeigten Einstellungen.

Parameter	Wert	Einheit
Maximum element size	0,196	[m]
Minimum element size	0,001	[m]
Maximum element growth rate	1,13	[-]
Curvature factor	0,01	[-]
Resolution of narrow regions	1,3	[-]

Tabelle 5.4.: Verwendete Vernetzungseinstellungen.

Die Vernetzung der Diffusoren sowie des Prüfkörpers erfolgte nicht durch Tetraederelemente, sondern durch dünne Quader (siehe auch Abb. 5.9) mit einer maximalen Seitenlänge von 0,15 m.

Durch Anwendung der DOF-Akustik-Regel kann die Einhaltung der Mindestanzahl von Freiheitsgraden (DOF) überprüft werden. Bei einem Gesamtvolumen des leeren MFPs von $V_D = 146,2 \text{ m}^3$ und $f_{max} = 353 \text{ Hz}$ ergibt sich nach Glg. 2.22 eine Mindestanzahl an Freiheitsgraden $g_{D,min}$ von

$$g_{D,min} = 1728 \cdot \frac{f_{max}^3 \cdot V_D}{c^3} = 1728 \cdot \frac{353^3 \cdot 146,2}{343^3} = 275380$$

5. Simulationsmodell

Das Modell des leeren MFPs wurde für 476 349 Freiheitsgrade gelöst und die Mindestanzahl somit weit überschritten. Auch die Überprüfung eines einzelnen Diffusors zeigt, dass die Mindestanzahl an Freiheitsgraden eingehalten wurde. Während das Diffusor-Volumen von $0,008229 \text{ m}^3$ für mindestens 16 Freiheitsgrade gelöst werden muss, führte die gewählte Elementgröße zu 3213 zu lösenden Freiheitsgraden. Beim Prüfkörper wurde mit 20 007 DOF die Mindestanzahl von 2215 ebenfalls erreicht.

Durch das Hinzufügen von Diffusoren in den leeren Raum und der dabei notwendigen Vernetzung der dünnen Geometrien, kommt es zu einer noch feineren Diskretisierung der umliegenden Bereiche (siehe Abb. 5.7) und damit zu einer weiteren Erhöhung der Anzahl der Freiheitsgrade.

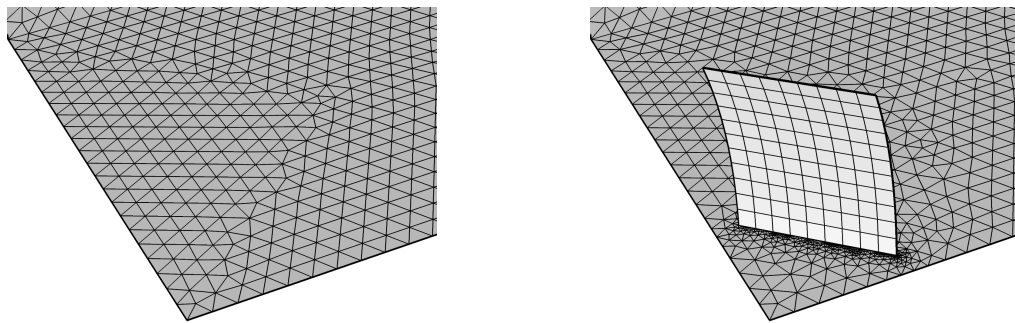


Abbildung 5.7.: Das linke Bild zeigt einen Eckbereich des Senderraumes ohne Diffusor, das rechte mit Diffusor. Aufgrund der dünnen Geometrie muss auch der umliegende Luftraum feiner vernetzt werden.

In den Abb. 5.8 und 5.9 werden der mittels Tetraederelementen vernetzte Raum, sowie die Vernetzung des Prüfkörpers und der Diffusoren gezeigt.

Die Qualität des erzeugten Netzes lässt sich in COMSOL durch die Anzeige von Elementqualitäts-Histogrammen rasch überprüfen. Bei einem idealen Netz befindet sich lediglich eine Linie ganz rechts im Histogramm (d.h. alle Elemente besitzen die maximal mögliche Qualität). Abb. 5.10 zeigt einen Vergleich zwischen dem Histogramm des FEM-Modelles, wenn nur auf die automatische Vernetzung zurückgegriffen wird (links) und dem Histogramm des in dieser Arbeit verwendeten Netzes. Dabei ist deutlich die bessere Qualität des verwendeten Netzes erkennbar.

5.8. Vernetzung

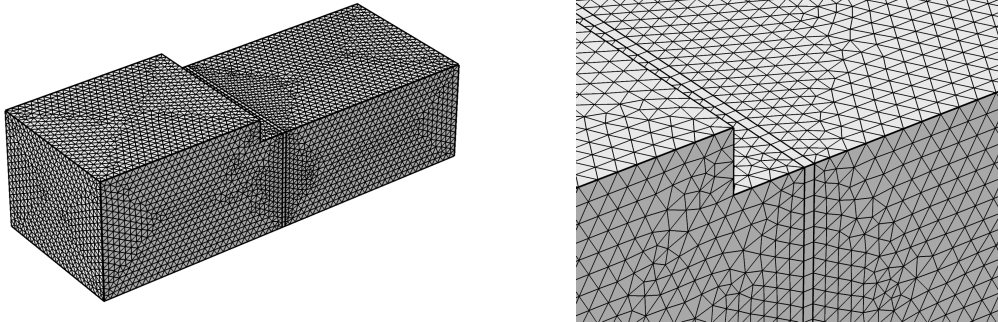


Abbildung 5.8.: Das vernetzte Modell des gesamten Prüfstandes (links) und eine Detailansicht im Bereich des Prüfkörpers (rechts).

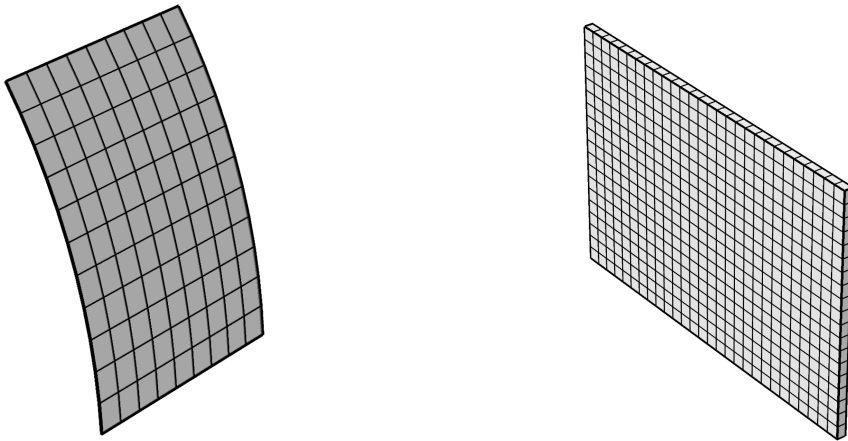


Abbildung 5.9.: Das vernetzte Modell eines Diffusors (links) und des Prüfkörpers (rechts).



Abbildung 5.10.: Screenshots aus COMSOL die die Elementqualitäts-Histogramme bei automatischer Vernetzung (links) und bei modifizierter Vernetzung (rechts) zeigen.

5. Simulationsmodell

5.9. Studies

Im *Study*-Knoten werden in COMSOL die gewünschten Untersuchungen definiert (zum Beispiel Frequenzbereichs- oder Eigenfrequenzanalysen). In dieser Arbeit wurden ausschließlich Frequenzbereichsanalysen durchgeführt bei denen jeweils das gesamte Modell für diskrete Frequenzen gelöst wird. Der berechnete Frequenzbereich umfasste dabei in der Regel die Terzbänder mit einer Mittenfrequenz von 100-315 Hz bzw. daraus folgend Frequenzen von 89,1 Hz bis 353,6 Hz. Einzige Ausnahme bildete die Untersuchung der ersten Modenfrequenzen. Hier wurde ein Frequenzbereich von 20-100 Hz berechnet. Die Modelle wurden pro Terzband an 40 diskreten, gleichverteilten Frequenzen gelöst, wodurch sich die in 5.5 gezeigten Frequenzauflösungen Δf ergeben.

f_m [Hz]	Auflösung Δf [Hz]
20	0,115
25	0,145
31,5	0,182
40	0,230
50	0,287
63	0,365
80	0,457
100	0,573
125	0,725
160	0,925
200	1,150
250	1,450
315	1,825

Tabelle 5.5.: Frequenzauflösung der berechneten Terzbänder

Die Berechnung der terzbandgemittelten Schalldruckpegel erfolgte durch Mittelung der Schalldruckpegel nach Glg. 2.21 entweder direkt in COMSOL oder mittels Microsoft Excel.

Teil III.

Anpassung des Modells und Validierung

6. Anpassung des FEM-Modells

Die Anpassung des FEM-Modells erfolgte durch Vergleich zwischen Berechnungsergebnissen verschiedener Modellvarianten und den entsprechenden Messergebnissen. Jene Modell-Parameter, die die geringsten Abweichungen zu den Messungen hervorriefen, wurden in weiterer Folge verwendet. Mit dem auf diese Weise entwickelten Modell wurde schließlich eine Validierung durchgeführt um zu überprüfen, ob das Modell eine Vorhersage der mindestens zu verwendenden Anzahl an Lautsprecherpositionen ermöglicht (siehe Kap. 7).

In Kapitel 6.1 erfolgte zunächst die Anpassung für tiefe Frequenzen ab 20 Hz durch Vergleich des tieffrequenten Schalldruckverlaufs bzw. der Lage der ersten Modenfrequenzen. Damit wurde das Modell auf eine korrekte Geometrie hin überprüft und verschiedene Randbedingungen des Prüfkörpers verglichen. Danach diente die in jedem Terzband ermittelte Standardabweichung der Schalldruckpegel zwischen sechs Messpositionen als Vergleichswert. So wurde als Erstes die Rohdichte des Prüfkörpers genauer angepasst (siehe Kap. 6.2.1) und der Einfluss der Vorspannung der Diffusoren untersucht (siehe Kap. 6.2.2). Abschließend wurden in Kapitel 6.2.3 die Absorber-Parameter ermittelt.

6.1. Anpassung der Modenfrequenzen

Der Vergleich der ersten Modenfrequenzen basiert auf dem Verlauf des Schalldruckpegels in einer Raumecke zwischen 20 und 100 Hz. Da die Frequenz von Raummoden in erster Linie von den Raumdimensionen abhängt, kann durch einen Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Modenfrequenzen auf falsch implementierte Abmessungen des Raumes geschlossen werden. Durch Vergleich der Schalldruckpegelverläufe wurde

6. Anpassung des FEM-Modells

außerdem ermittelt, ob der Prüfkörper in weiterer Folge als frei schwingende Platte oder mit fix eingespannten Rändern implementiert werden soll. Abbildung 6.1 zeigt den gemessenen, sowie den berechneten Schalldruckverlauf.

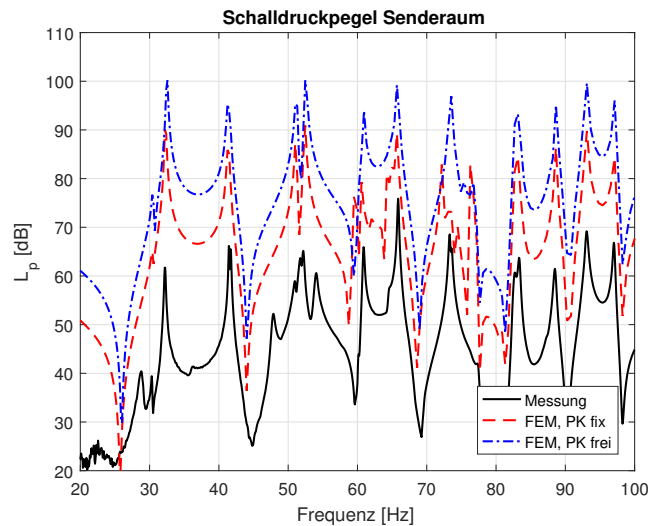


Abbildung 6.1.: Der gemessene (schwarze, durchgezogene Linie) und die berechneten (rot strichlierte bzw. blau strichpunktigte Linie) Schalldruckverläufe im Senderaum. Bei "FEM, PK fix" wurde der untere Rand des Prüfkörpers fix eingespannt implementiert, bei "FEM, PK frei" frei schwingend.

Aufgrund der unterschiedlichen Schalleistungen der realen bzw. virtuellen Quelle kommt es zwischen den Verläufen zu einer Differenz der Schalldruckpegel. Um die Übereinstimmung der Schalldruckverläufe leichter überprüfen zu können, wurden die berechneten Schalldruckpegel daher um 20 dB (unterer Rand fix eingespannt) bzw. 30 dB (alle Ränder frei schwingend) abgesenkt (siehe Abb. 6.2 und 6.3).

Je nach Implementierung der Randeinspannung des Prüfkörpers kam es, besonders im Bereich zwischen 55 und 80 Hz, zu Abweichungen der Schalldruckpegel (siehe Abb. 6.2). Da bei freier Lagerung der Ränder eine bessere Übereinstimmung erreicht werden konnte, wurde in weiterer Folge diese Implementierung gewählt.

In Abbildung 6.3 wurden jene Moden mit roten Kreisen markiert, die zum Abgleich der Modenfrequenzen herangezogen wurden. Wie die Gegenüber-

6.1. Anpassung der Modenfrequenzen

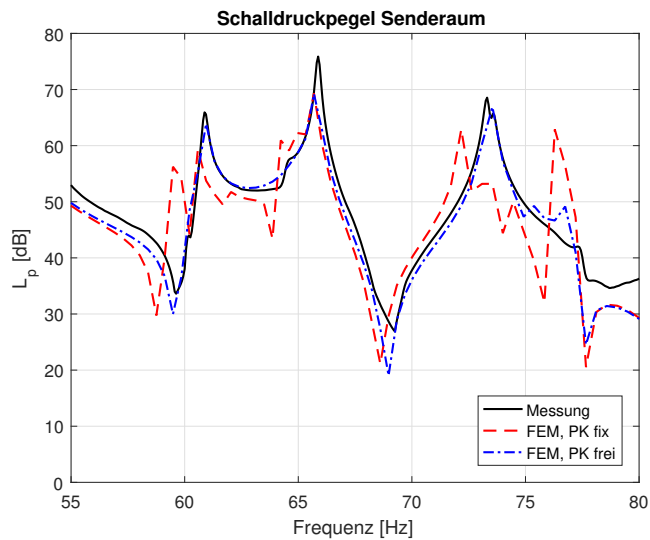


Abbildung 6.2.: Zwischen 55 und 80 Hz kommt es zu größeren Unterschieden zwischen den beiden Berechnungsvarianten.

stellung in Tabelle 6.1 zeigt, betragen die Unterschiede der Modenfrequenzen in allen Terzbändern weniger als 1 %.

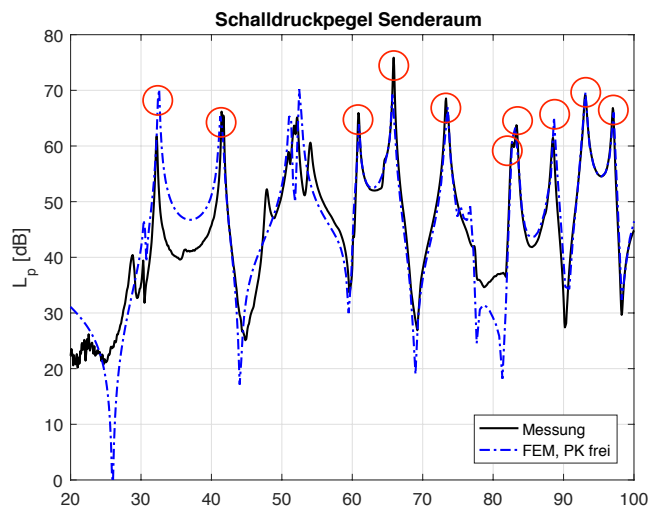


Abbildung 6.3.: Vergleich der angepassten Schalldruckverläufe. Die roten Kreise markieren jene Moden, die zum Abgleich der Modenfrequenzen herangezogen wurden.

6. Anpassung des FEM-Modells

f_{Messung} [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Differenz [%]
32,22	32,49	-0,84
41,45	41,37	0,19
60,88	60,95	-0,11
65,88	65,69	0,29
73,31	82,69	0,04
83,31	83,15	0,19
88,50	88,64	-0,16
93,06	93,11	-0,05
97,00	97,11	-0,11

Tabelle 6.1.: Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Modenfrequenzen

6.2. Anpassung der Standardabweichung der Schalldruckpegel

6.2.1. Veränderung der Rohdichte des Prüfkörpers

Ähnlich wie bei der Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen wurden auch hier nicht die Absolutwerte der Schalldruckpegel an den Mikrofonpositionen verglichen, sondern die Standardabweichung der Schalldruckpegel zueinander betrachtet. Die terzbandgemittelten Schalldruckpegel an den einzelnen Mikrofonpositionen M1-M6 sind im Anhang ersichtlich (siehe Tab.A.1 bzw. Tab. B.1).

Tabelle 6.3 zeigt die gemessenen und die im FEM-Modell ermittelten Standardabweichungen im leeren Raum, sowie deren Differenz zueinander. Eine möglichst geringe Abweichung ist dabei besonders bei den drei tiefsten Terzbändern wichtig, da diese Standardabweichungen erfahrungsgemäß die Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen nach unten hin begrenzen. Die Anpassung erfolgte über die Rohdichte des Prüfkörpers. Ausgehend von einem Basiswert für die Dichte ρ_{Basis} , der über die in Kapitel 5.4.2 beschriebene Methode berechnet wurde, erfolgte die Lösung des FEM-Modells jeweils für zehn, linear gleichverteilte, Parameterschritte von $\rho_{\text{min}} = 0,5 \times \rho_{\text{Basis}}$ bis $\rho_{\text{max}} = 1,5 \times \rho_{\text{Basis}}$. So ergeben sich beispielsweise bei

6.2. Anpassung der Standardabweichung der Schalldruckpegel

einem Basiswert von $\rho_{Basis} = 222,26$ [kg/m³] die in Tabelle 6.2 angegebenen Werte für ρ_{min} , ρ_{max} mit der Parameter-Auflösung $\Delta\rho$.

ρ_{min}			ρ_{Basis}			ρ_{max}	$\Delta\rho$
111,13	148,17	185,22	222,26	259,30	296,35	333,39	37,04

Tabelle 6.2.: Für die Parameterstudie gewählte Werte der Prüfkörperdichte ρ am Beispiel des Basiswertes $\rho_{Basis} = 222,26$.

f [Hz]	$\sigma_{leer, Meas}$ [dB]	$\sigma_{leer, FEM}$ [dB]	$\Delta\sigma_{leer}$ [dB]
100	4,63	4,64	-0,01
125	2,87	2,13	0,74
160	2,34	2,20	0,14
200	2,34	1,14	1,20
250	1,93	2,17	-0,24
315	2,08	2,00	0,08

Tabelle 6.3.: Die aus den Messungen ($\sigma_{leer, Meas}$) und im FEM-Modell ($\sigma_{leer, FEM}$) ermittelten Standardabweichungen des leeren MFP, sowie deren Differenz ($\Delta\sigma_{leer}$) in dB

6.2.2. Veränderung des E-Moduls des Diffusors

Tabelle 6.4 zeigt die berechneten Standardabweichungen nach Einbringen eines Diffusors in einer Ecke des Raumes. Sowohl Geometrie, als auch die Position der Diffusoren bieten kaum Spielraum für Modellvarianten. Durch die Vorspannung der Diffusoren kann es allerdings zu einer erhöhten Steifigkeit und damit einhergehend zu einem höheren E-Modul als vom Hersteller angegeben kommen. Aus diesem Grund wurde das Modell für drei verschiedene E-Moduli des Diffusor-Materials gelöst. Es zeigte sich jedoch, dass dieser kaum Einfluss auf die berechneten Standardabweichungen hat, weshalb in weiterer Folge wieder der ursprüngliche, vom Hersteller angegebene, E-Modul von 7×10^{10} Pa verwendet wurde (siehe Tab. 6.4 bzw. Tab. B.3-B.5 im Anhang).

6. Anpassung des FEM-Modells

f [Hz]	$\sigma_{\text{Diff, Meas}}$ [dB]	$\sigma_{\text{Diff, FEM}}$ [dB]	$\Delta\sigma_{\text{Diff}}$ [dB]
100	3,79	4,25	-0,46
125	1,92	2,25	-0,33
160	1,15	1,96	-0,81
200	0,73	1,13	-0,40
250	0,63	1,26	-0,63
315	1,03	0,93	0,10

Tabelle 6.4.: Die aus den Messungen ($\sigma_{\text{Diff, Meas}}$) und im FEM-Modell ($\sigma_{\text{Diff, FEM}}$) ermittelten Standardabweichungen des MFP inklusive eines Diffusors, sowie deren Differenz ($\Delta\sigma_{\text{Diff}}$) in dB

6.2.3. Veränderung und Ermittlung der Absorberkennwerte

Zur Ermittlung der Schallkennimpedanzen der Absorber, wurde pro Terzband eine Parameterstudie durchgeführt und das FEM-Modell für unterschiedliche Absorptionsgrade α_i (beziehungsweise für nach Glg. 2.10 berechnete Impedanzen) gelöst. Jene α_i -Werte, die die geringsten Unterschiede zu den gemessenen Standardabweichungen hervorriefen, wurden in weiterer Folge zur Berechnung der Impedanz der Absorber verwendet. Tabelle 6.5 zeigt die gemessenen und die, für alle α_i , ermittelten Standardabweichungen. Jene berechneten Standardabweichungen, die die geringsten Differenzen zu den gemessenen hervorriefen, werden darin grün markiert. Die zugehörigen Absorptionsgrade wurden in weiterer Folge als Absorberkennwerte verwendet.

6.2. Anpassung der Standardabweichung der Schalldruckpegel

f_m	σ_{Meas}	$\sigma_{\alpha = 0,0}$	$\sigma_{\alpha = 0,1}$	$\sigma_{\alpha = 0,2}$	$\sigma_{\alpha = 0,3}$	$\sigma_{\alpha = 0,4}$	$\sigma_{\alpha = 0,5}$
100	5,62	3,66	4,05	4,31	4,49	4,61	4,64
125	1,51	2,05	2,23	2,42	2,58	2,71	2,81
160	0,61	1,96	1,70	1,63	1,61	1,59	1,58
200	2,27	2,25	2,03	1,92	1,91	1,97	2,09
250	1,48	2,00	2,25	2,36	2,40	2,42	2,41
315	1,59	1,73	1,77	1,86	1,94	2,02	2,12

f_m	σ_{Meas}	$\sigma_{\alpha = 0,6}$	$\sigma_{\alpha = 0,7}$	$\sigma_{\alpha = 0,8}$	$\sigma_{\alpha = 0,9}$	$\sigma_{\alpha = 1,0}$	σ_{Diff}
100	5,62	4,56	4,35	4,03	3,60	2,94	0,98
125	1,51	2,88	2,92	2,93	2,92	3,01	0,54
160	0,61	1,57	1,59	1,65	1,76	1,93	0,96
200	2,27	2,25	2,46	2,70	2,98	3,36	0,02
250	1,48	2,37	2,30	2,21	2,07	1,70	0,23
315	1,59	2,23	2,35	2,47	2,57	2,61	0,14

Tabelle 6.5.: Die aus den Messungen (σ_{Meas}) und im FEM-Modell ($\sigma_{\alpha = 0,0}$ bis $\sigma_{\alpha = 1,0}$) ermittelten Standardabweichungen. Die Standardabweichungen in den grün markierten Zellen rufen die geringsten Differenzen zu den gemessenen hervor (σ_{Diff}).

6. Anpassung des FEM-Modells

Abbildung 6.4 zeigt einen Vergleich zwischen den im FEM-Modell ermittelten Absorptionsgraden und den aus Hallraum-Messungen bekannten Werten. Dabei zeigt sich ein interessanter Verlauf der berechneten Schallabsorptionsgrade:

Während die Absorptionsgrade im 100 Hz-, 160 Hz- und 250 Hz-Terzband erwartbare Werte aufweisen, sinken sie im 125 Hz-, 200 Hz- und 315 Hz-Terzband auf 0. Eine mögliche Ursache für dieses Phänomen könnte in der örtlichen Effektivität der Absorber liegen. Denn während die zum Vergleich herangezogenen Absorber-Messwerte unter normgerechten Bedingungen im diffusen Schallfeld eines Hallraums ermittelt wurden, kann bei den hier durchgeführten Messungen nicht davon ausgegangen werden, dass tatsächlich ein diffuses Schallfeld vorlag. Bei ausgeprägten Raummoden mit einer starken örtliche Ausprägung, kann es dann vorkommen, dass die Absorber im Wellenknoten einer Mode platziert sind, sodass sie keine Wirkung zeigen und bei der Anpassung den gezeigten Verlauf hervorrufen.

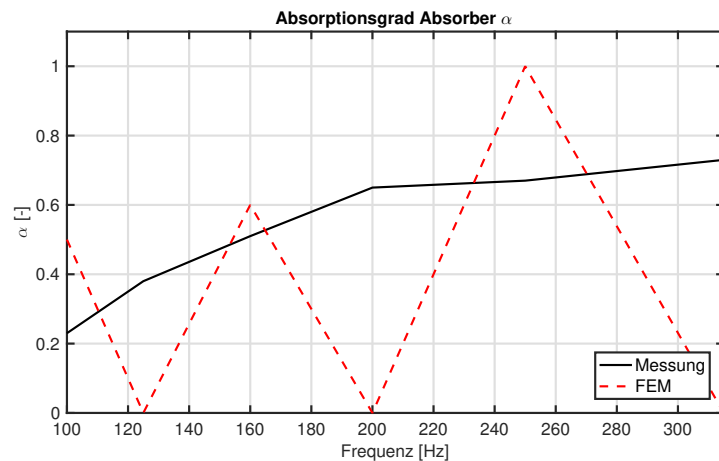


Abbildung 6.4.: Vergleich zwischen den im FEM-Modell ermittelten Absorptionsgraden und aus Hallraum-Messungen bekannten α -Werten der verwendeten Absorber.

7. Validierung

Die Validierung des entwickelten FEM-Modells soll nun zeigen, ob im Berechnungsmodell die gleiche Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen vorhergesagt werden, wie messtechnisch ermittelt wurde. Dazu wurden die Schalldruckpegel im Sende- und Empfangsraum ausgewertet und mit der daraus ermittelten Pegeldifferenz D die Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen nach ISO 10140-5 durchgeführt (siehe auch Kap. 3.2.2). Dazu wird in Kapitel 7.1.1 die Eignungsprüfung zunächst anhand der Messergebnisse durchgeführt und anschließend auf Basis der Berechnungsergebnisse (Kap. 7.1.2). Abschließend werden die Ergebnisse der Eignungsprüfungen in Kapitel 7.2 verglichen.

7.1. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

Voraussetzung dafür, dass die Eignungsprüfung durchgeführt werden kann, ist die Einhaltung der in Kapitel 3.1.2 berechneten Grenzen für die Nachhallzeit. Wie Abbildung 7.1 zeigt, wurden diese Grenzen sowohl im Sende- als auch im Empfangsraum eingehalten.

7. Validierung

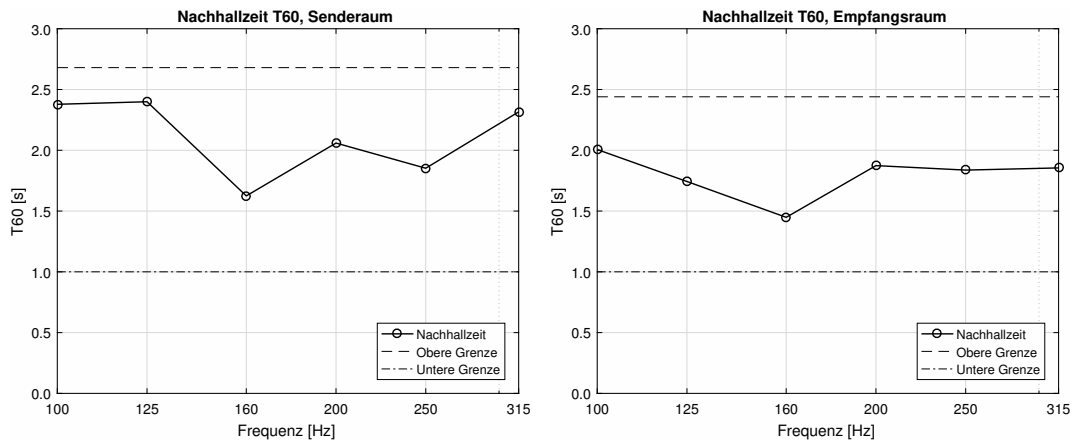


Abbildung 7.1.: Die gemessenen Nachhallzeiten in Sende- und Empfangsraum, sowie die nach Glg. (3.1) berechneten Grenzen.

7.1.1. Ermittlung mittels Messungen

Wie in Kapitel 3.2.2 gezeigt wurde, basiert die Ermittlung der mindestens zu verwendenden Anzahl an Lautsprecherpositionen auf den Pegeldifferenzen zwischen Sende- und Empfangsraum. Die zu untersuchende Anzahl an Lautsprecherpositionen m berechnet sich nach Gleichung (3.2) zu:

$$m = \frac{152}{V^{2/3}} = \frac{152}{77,47^{2/3}} \approx 9$$

Tabelle 7.1 zeigt die Pegeldifferenzen zwischen Sende- und Empfangsraum unter Verwendung der $m = 9$ Lautsprecherpositionen $D_{LS1}-D_{LS9}$.

Nach Berechnung der Standardabweichungen s_i (siehe Glg. (3.3)) kann, durch Anwendung der Gleichungen (3.4), (3.5) und (3.6), für jedes Terzband die Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecher N berechnet werden (siehe Tab.7.2). Die größten, und damit bestimmenden, Ergebnisse werden farblich hervorgehoben dargestellt.

Durch Aufrunden erhält man nun folgende Bedingungen:

7.1. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

f_m	Pegeldifferenzen D_{LSi} [dB]								
	D_{LS1}	D_{LS2}	D_{LS3}	D_{LS4}	D_{LS5}	D_{LS6}	D_{LS7}	D_{LS8}	D_{LS9}
100	21,2	17,8	21,0	22,3	21,0	20,4	15,4	24,2	23,5
125	19,6	23,2	21,8	21,0	19,6	22,8	21,5	21,7	20,1
160	21,0	19,8	18,7	20,5	20,4	19,8	21,2	20,8	21,1
200	21,4	19,4	19,0	19,7	20,1	19,9	22,1	19,3	23,0
250	20,6	21,3	20,9	20,1	20,7	20,8	20,9	19,0	21,6
315	18,7	23,3	19,5	19,5	20,0	20,8	20,9	19,7	20,8

Tabelle 7.1.: Die gemessenen Pegeldifferenzen D_{LSi} in [dB] zwischen Sende- und Empfangsraum für die Lautsprecherpositionen LS1-LS9.

f_m [Hz]	s_i	$N \geq 2$	$N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i}\right)^2$	$\left(\frac{s_i}{4,8} \text{ dB}\right)^2$	$N \geq \left(\sum_i \frac{s_i}{4,8} \text{ dB}\right)^2$
100	2,72	2	3,79	0,57	2,98
125	1,29		1,15	0,27	
160	0,81		0,66	0,17	
200	1,39		3,02	0,29	
250	0,74		0,86	0,15	
315	1,33		2,75	0,28	

Tabelle 7.2.: Zwischenergebnisse zur Ermittlung der mindestens zu verwendenden Lautsprecherpositionen N.

7. Validierung

1. aus $N \geq 2$: $N \geq 2$

2. aus $N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i}\right)^2$: $N \geq 4$

3. aus $N \geq \left(\sum_i \frac{s_i}{4,8} \text{dB}\right)^2$: $N \geq 3$

Als Mindestanzahl muss also $N \geq 4$ verwendet werden. Da $2N$ die Anzahl der untersuchten Lautsprecherpositionen m nicht überschreitet, muss die Anzahl nicht von m auf $2N$ erhöht werden.

Jene q Lautsprecherpositionen, die die kleinsten S_j -Werte hervorrufen, werden schließlich als optimale Lautsprecherpositionen ausgewählt (siehe Glg.(3.7), bzw Abb.7.2). Diese sind in Tabelle 7.3 grün markiert.

	Lautsprecherposition LSi								
	LS1	LS2	LS3	LS4	LS5	LS6	LS7	LS8	LS9
S_j	7,05	22,61	6,02	4,13	2,86	3,28	32,29	16,83	16,74

Tabelle 7.3.: Die S_j -Werte aus dem experimentellen Einmessverfahren. Die vier kleinsten Werte, und damit die laut Messung zu verwendenden Positionen, sind grün hervorgehoben.

7.1. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

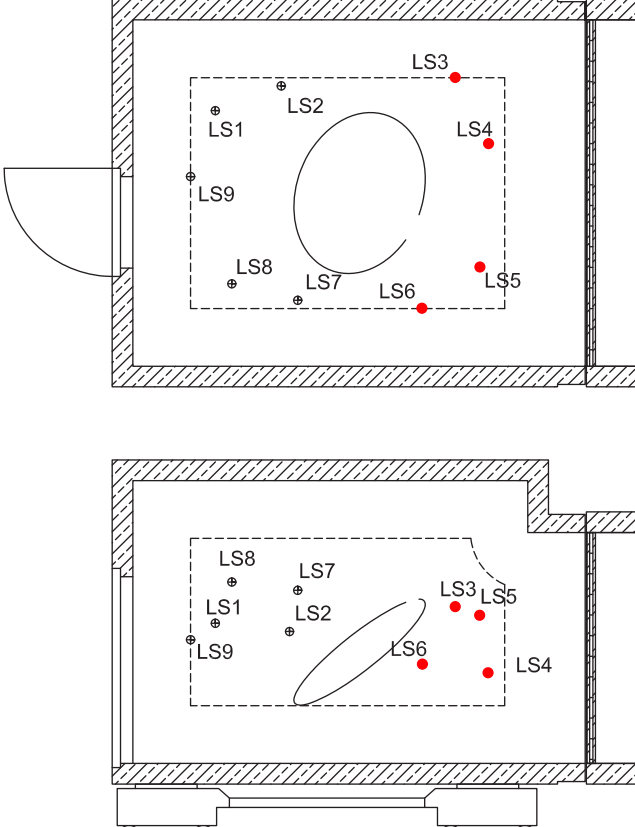


Abbildung 7.2.: Die experimentell mittels Einmessverfahren ermittelten Lautsprecherpositionen (rot).

7. Validierung

7.1.2. Ermittlung mittels FEM-Modell

Die Vorgehensweise zur Ermittlung der optimalen Lautsprecherpositionen erfolgt hier auf die gleiche Art und Weise wie in Kapitel 7.1 gezeigt. Die überprüften Lautsprecherpositionen entsprechen denen der Messung, die Auswertung der Schalldruckpegel zur Ermittlung der Pegeldifferenz erfolgte im FEM-Modell. Tabelle 7.4 zeigt die an den neun Lautsprecherpositionen ermittelten Pegeldifferenzen D_{LSi} . Die Ergebnisse der Eignungsprüfung in Tabelle 7.5) zeigen, dass aufgrund der Bedingung $N \geq 3,93$ auch im FEM-Modell vier Lautsprecher zu verwenden sind.

f_m	Pegeldifferenzen D_{LSi} [dB]								
	D_{LS1}	D_{LS2}	D_{LS3}	D_{LS4}	D_{LS5}	D_{LS6}	D_{LS7}	D_{LS8}	D_{LS9}
100	29,4	20,7	27,3	27,0	28,8	24,1	23,7	25,2	27,3
125	11,5	10,7	11,6	10,6	10,7	11,0	10,5	11,5	11,4
160	19,2	17,8	18,3	17,4	19,5	19,9	18,6	18,9	19,5
200	15,6	14,2	15,4	12,9	15,8	16,1	13,1	22,9	24,0
250	24,2	22,3	19,7	20,2	21,9	22,0	22,3	22,9	24,0
315	8,5	7,3	7,5	7,9	8,2	7,8	7,9	8,9	7,6

Tabelle 7.4.: Die berechneten Pegeldifferenzen D_{LSi} in [dB] zwischen Send- und Empfangsraum für die Lautsprecherpositionen LS1-LS9

f_m [Hz]	s_i	$N \geq 2$	$N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i}\right)^2$	$\left(\frac{s_i}{4,8 \text{ dB}}\right)^2$	$N \geq \left(\sum_i \frac{s_i}{4,8 \text{ dB}}\right)^2$
100	2,78	2	3,93	0,58	2,41
125	0,44		0,13	0,09	
160	0,84		0,71	0,18	
200	1,40		3,06	0,29	
250	1,51		3,55	0,31	
315	0,49		0,37	0,10	

Tabelle 7.5.: Zwischenergebnisse zur Ermittlung der mindestens zu verwendenden Lautsprecherpositionen N.

7.1. Ermittlung der Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen

	Lautsprecherposition LS _i								
	LS ₁	LS ₂	LS ₃	LS ₄	LS ₅	LS ₆	LS ₇	LS ₈	LS ₉
S_j	17,91	29,36	9,62	9,46	11,00	7,97	6,77	6,00	6,45

Tabelle 7.6.: Die S_j -Werte aus dem Einmessverfahren basierend auf dem FEM-Modell. Die vier kleinsten Werte, und damit die laut Messung zu verwendenden Positionen, sind grün hervorgehoben.

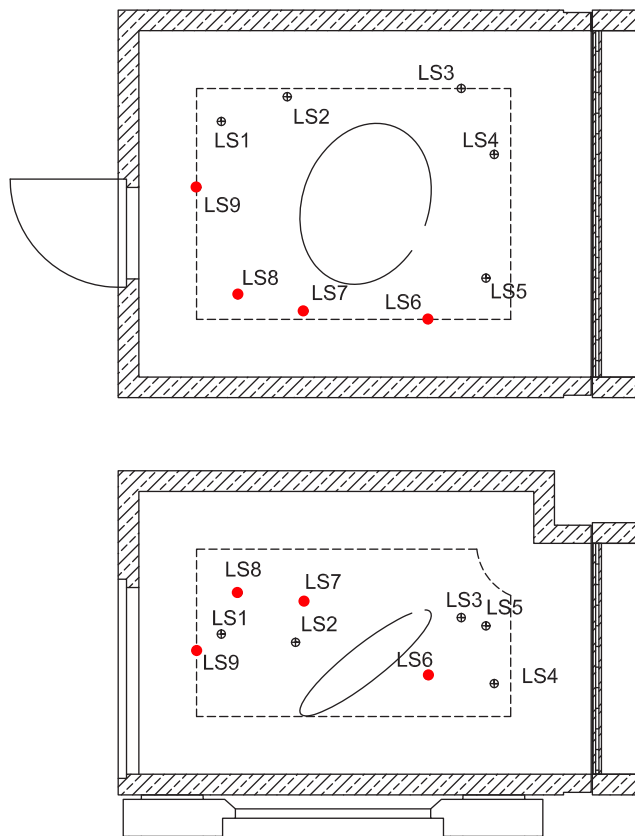


Abbildung 7.3.: Die im FEM-Modell laut Einmessverfahren zu verwendenden Lautsprecherpositionen (rot).

7. Validierung

7.2. Vergleich zwischen Messung und Berechnung

Die Validierung zeigt, dass das FEM-Modell seine Hauptaufgabe erfüllt: Mit $N = 4$ sagt es, wie auch experimentell ermittelt, die gleiche Mindestanzahl an zu verwendenden Lautsprecherpositionen voraus.

Unterschiede gibt es aber im Detail:

- Die zu verwendenden Positionen stimmen nicht überein. Während experimentell die Positionen LS3-LS6, und damit Positionen nahe am Prüfkörper bestimmt wurden, müssen laut FEM-Modell die Positionen LS6-LS9 verwendet werden. Diese liegen im hinteren Bereich des Senderraumes. Dies impliziert, dass im FEM-Modell eher im hinteren Bereich des Senderraumes mit einem gleichmäßigen Schallfeld gerechnet werden kann, während im Realfall in der Nähe des Prüfkörpers ein diffuseres Schallfeld vorherrscht.
- Auffällig ist außerdem die berechnete Pegeldifferenz D zwischen Sende- und Empfangsraum. In den 100 Hz-, 200 Hz-, und 315 Hz-Terzbändern ist die Pegeldifferenz sowohl deutlich kleiner als über das Berger'sche Massengesetz vorhergesagt, als auch messtechnisch ermittelt. Es handelt sich um die selben Terzbänder, in denen die in Kapitel 6.2.3 ermittelten Absorptionsgrade auf 0 gehen. Wie, beziehungsweise ob, diese Phänomene zusammenhängen, wäre weitergehend zu untersuchen.

Im nächsten Schritt kann nun mit der Optimierung des Schallfeldes begonnen werden.

Teil IV.

Anwendung

8. Optimierung des Schallfeldes

Die Optimierung des Schallfeldes zielt darauf ab, die Standardabweichung der Schalldruckpegel zwischen verschiedenen spezifischen Messpositionen innerhalb der Messbereiche beider Räume zu minimieren. Im Idealfall beträgt dann die Standardabweichung 0 dB, das heißt, an allen Positionen innerhalb der Messbereiche herrscht der gleiche Schalldruckpegel vor.

Wie in Kapitel 7.1 gezeigt wurde, müssen für eine normgerechte Messung des Schalldämm-Maßes mit der bisherigen Diffusoren- bzw. Absorber-Konfiguration mindestens vier Lautsprecherpositionen verwendet werden. In diesem Kapitel werden nun im FEM-Modell schrittweise zusätzliche Diffusoren eingebracht. Diese sollen verhindern, dass sich markante Raummoden ausbilden können, wodurch sich wiederum ein gleichmäßigeres Schallfeld mit einer geringen Schwankung der Schalldruckpegel ergeben. Im besten Fall kann dadurch die zu verwendende Anzahl an Lautsprecherpositionen auf das in der Norm geforderte Minimum von $N = 2$ gesenkt werden. Der Einsatz des FEM-Modelles bringt dabei mehrere Vorteile:

- Die Auswertung der Schalldruckpegel muss nicht mehr an einigen wenigen Messpunkten erfolgen, sondern kann exakt an jedem Knotenpunkt der Netzelemente durchgeführt werden. Dadurch kann eine wesentlich höhere Genauigkeit bei der Berechnung der Standardabweichung erreicht werden.
- Durch Visualisierungen der Schalldruckverteilung kann eine genauere Analyse der Auswirkung von Konfigurationsänderungen auf das Schallfeld erfolgen.
- Da nach jeder praktischen Modifikation das sehr aufwendige Messverfahren mit allen Schritten (auch Überprüfung der Nachhallzeit und der Diffusität) erneut durchgeführt werden muss, können virtuelle Konfigurations-Varianten unter Umständen schneller implementiert

8. Optimierung des Schallfeldes

werden. Der Anzahl an zu untersuchenden Konfigurationen wird dabei in erster Linie durch die Berechnungsdauer Grenzen gesetzt.

In Kapitel 8.1 werden, basierend auf der Ausgangssituation (Kap. 8.1.1, Version 0), in zwei Optimierungsschritten die Versionen 1 und 2 entwickelt. Die Kapitel 8.1.2 und 8.1.3 zeigen jeweils die durchgeführten Veränderungen und die ermittelten Standardabweichungen und Histogramme von Sende- und Empfangsraum. In Kapitel 8.2 wird mit Version 2 die Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen durchgeführt um zu überprüfen, ob N reduziert werden konnte, bevor in Kapitel 9 die Ergebnisse zusammengefasst und diskutiert werden. Abschließend wird in Kapitel 9.1 ein Fazit gezogen und ein Ausblick auf mögliche weiterführende Untersuchungen gegeben.

8.1. Modellentwicklung

Um ausschließlich die Auswirkung der jeweils neu eingebrachten Diffusoren auf das Schallfeld beurteilen zu können, wurde jede neue Version auf der vorherigen aufgebaut, ohne die vorhergehende zu verändern. Auch die Schallquellenposition wurde aus diesem Grund bei jeder Version beibehalten. Die Schallquelle wurde in der in Abb. 8.1 blau markierten Ecke im Senderraum platziert.

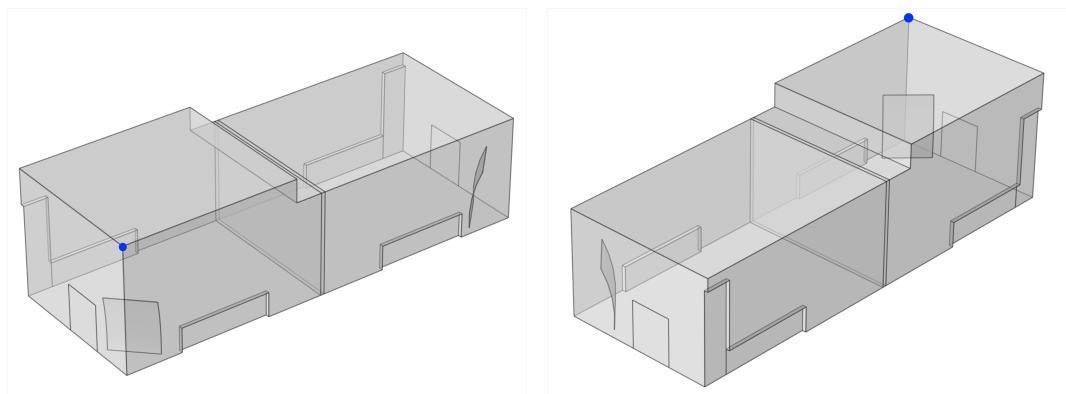


Abbildung 8.1.: Das Modell der Ausgangssituation. Der blaue Kreis markiert die Position der Punktschallquelle.

8.1.1. Ausgangssituation / Version 0

Abbildung 8.2 zeigt das FEM-Modell der Ausgangssituation. Die Auswertung der Schalldruckpegel erfolgte nicht im gesamten Sende- bzw. Empfangsraum sondern nur in jenen Bereichen, in denen unter Einhaltung der in Kapitel 3 beschriebenen Mindestabstände eine Platzierung der Lautsprecher bzw. Mikrofone möglich ist (in Abb. 8.2 sind diese Auswertebereiche jeweils blau dargestellt). Durch das Einbringen weiterer Diffusoren und Absorber können sich diese Auswertebereiche verkleinern und damit die Nutzbarkeit des Prüfraumes einschränken, weshalb auf eine möglichst praxisgerechte Platzierung geachtet werden muss.

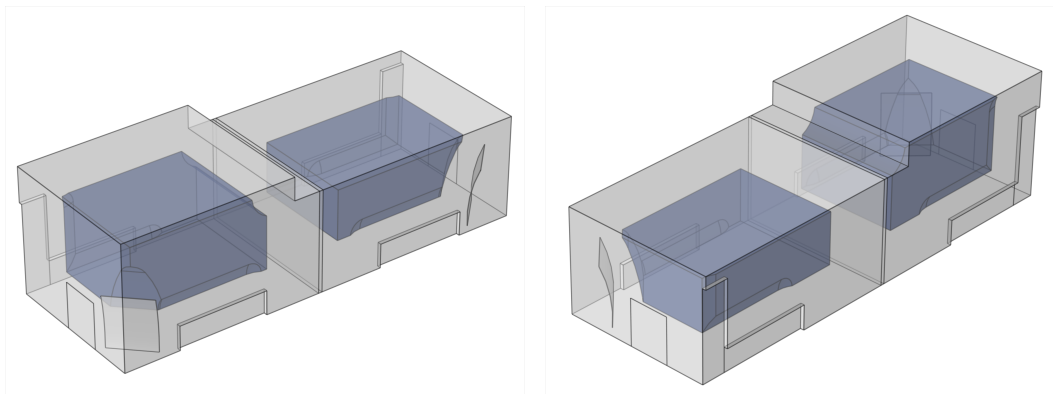


Abbildung 8.2.: Das Modell der Ausgangssituation (Version 0) mit den unter Einhaltung der Mindestabstände entstehenden Auswertebereichen (blau markiert).

Tabelle 8.1 zeigt für jedes Terzband die resultierenden Standardabweichungen in dB:

	Standardabweichung σ [dB]					
	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	250 Hz	315 Hz
$\sigma_{\text{Senderraum}}$ [dB]	2,80	2,54	2,01	1,14	1,22	1,05
$\sigma_{\text{Empfangsraum}}$ [dB]	3,43	2,39	2,04	1,72	1,55	1,03

Tabelle 8.1.: Die Standardabweichungen der Schalldruckpegel innerhalb der Auswertebereiche der Ausgangssituation (Version 0), $\sigma_{\text{Senderraum}}$ und $\sigma_{\text{Empfangsraum}}$, in dB pro Terzband.

8. Optimierung des Schallfeldes

Histogramme der Schalldruckpegel: Version 0

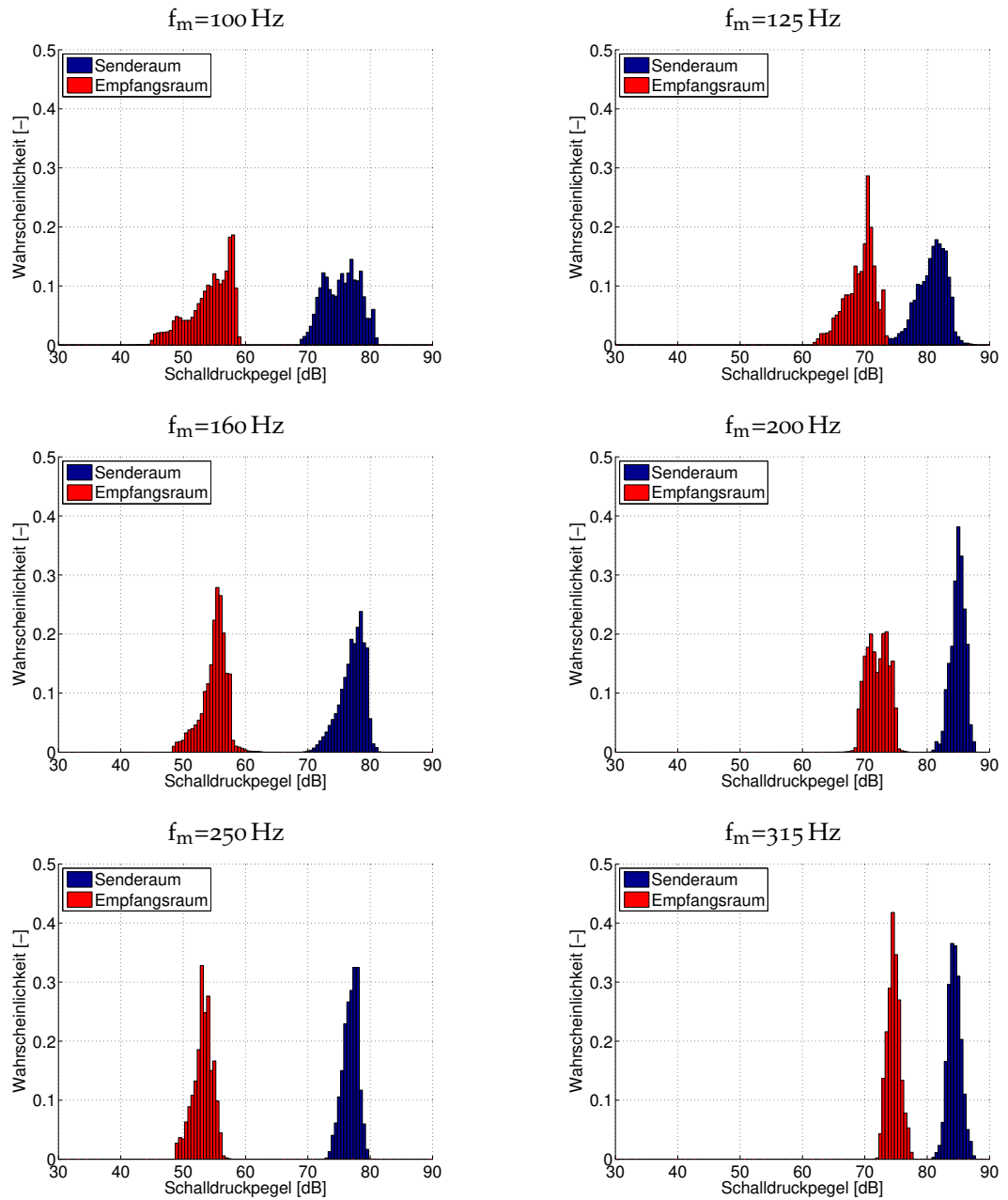


Abbildung 8.3.: Die Histogramme der Version 0 (Ausgangszustand) für jedes Terzband (Blau: Messbereich Senderraum, Rot: Messbereich Empfangsraum).

8.1.2. 1. Optimierungsschritt / Version 1

Im ersten Optimierungsschritt wurde im Sende- und Empfangsraum jeweils ein zusätzlicher Diffusor eingebracht (siehe Abb.8.4).

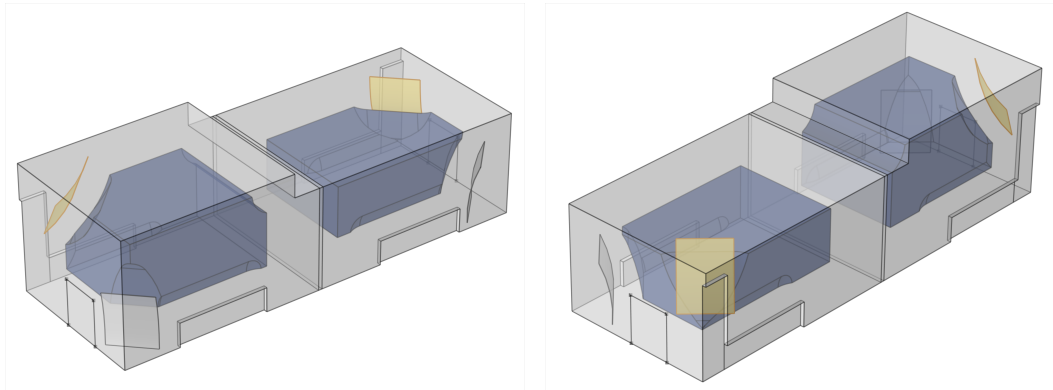


Abbildung 8.4.: Das Modell des ersten Optimierungsschrittes (Version 1) mit den unter Einhaltung der Mindestabstände entstehenden Auswertebereichen (blau markiert) und den zusätzlich eingebrachten Diffusoren (gelb markiert).

Tabelle 8.2 zeigt für jedes Terzband die resultierenden Standardabweichungen in dB:

	Standardabweichung σ [dB]					
	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	250 Hz	315 Hz
$\sigma_{\text{Senderraum}}$ [dB]	3,84	2,51	1,92	1,85	1,20	1,01
$\sigma_{\text{Empfangsraum}}$ [dB]	2,58	2,71	2,29	1,86	1,33	1,10

Tabelle 8.2.: Die Standardabweichungen der Schalldruckpegel innerhalb der Auswertebereiche von Version 1, $\sigma_{\text{Senderraum}}$ und $\sigma_{\text{Empfangsraum}}$, in dB pro Terzband.

8.1.3. 2. Optimierungsschritt / Version 2

Im zweiten Optimierungsschritt wurden lediglich im Senderraum zwei Diffusoren an der Decke in Prüfkörpernähe eingebracht (siehe Abb. 8.6)

8. Optimierung des Schallfeldes

Histogramme der Schalldruckpegel: Version 1

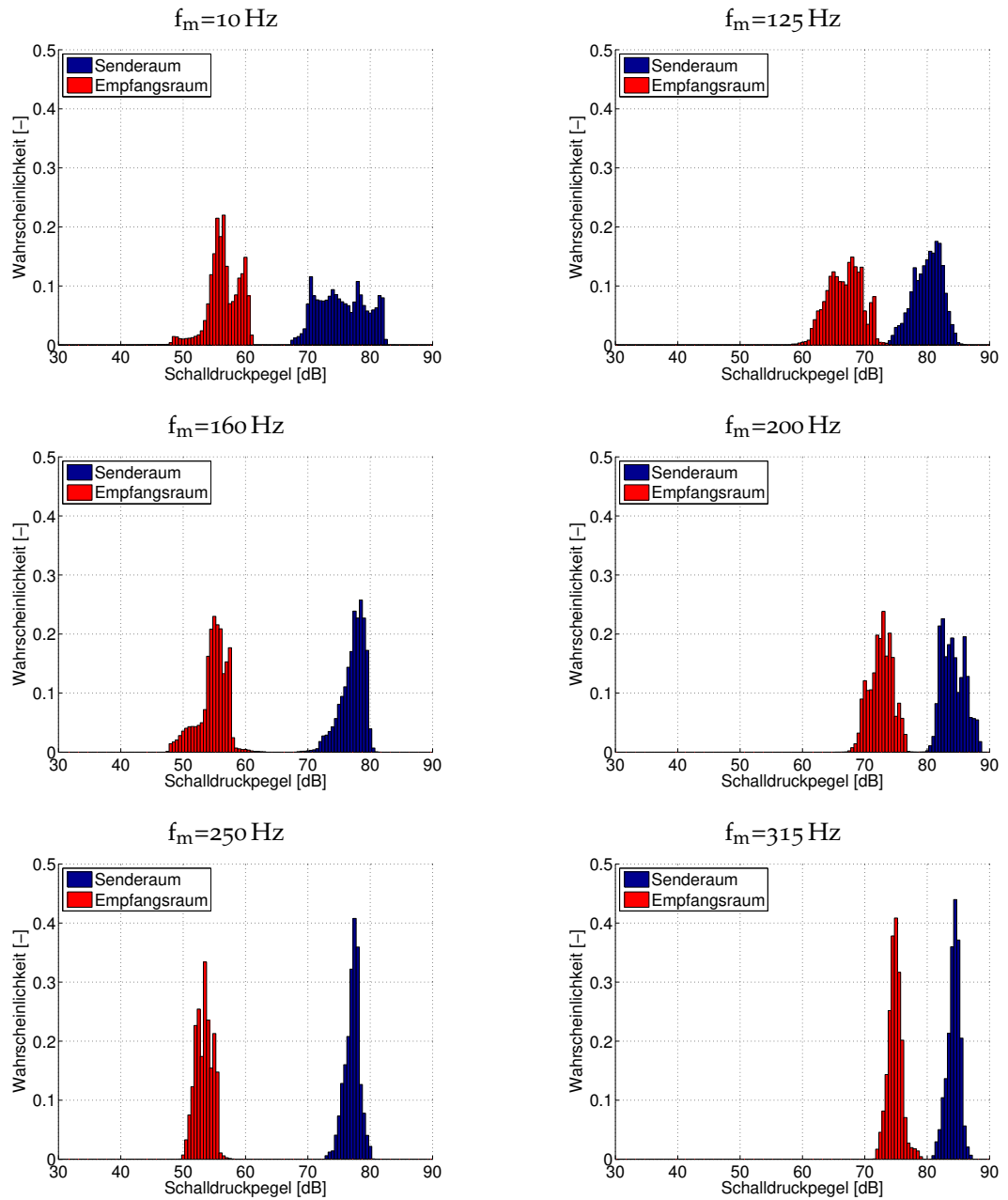


Abbildung 8.5.: Die Histogramme der Version 1 für jedes Terzband (Blau: Messbereich Senderraum, Rot: Messbereich Empfangsraum).

8.1. Modellentwicklung

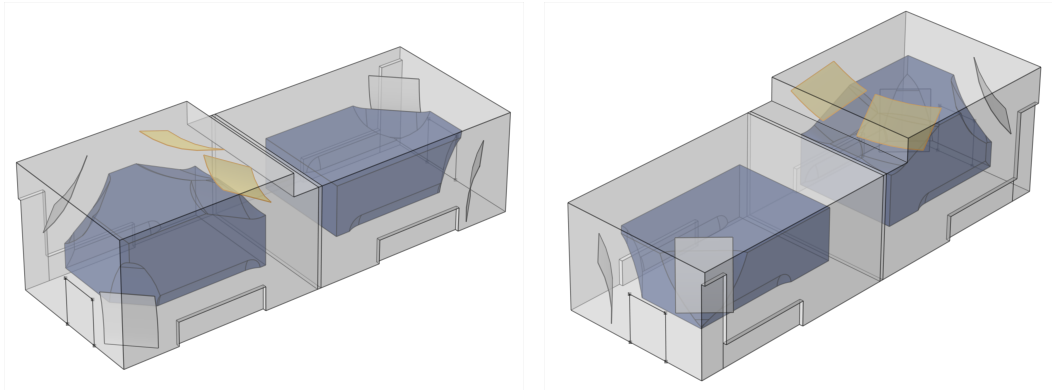


Abbildung 8.6.: Das Modell des zweiten Optimierungsschrittes (Version 2) mit den unter Einhaltung der Mindestabstände entstehenden Auswertebereichen (blau markiert) und den zusätzlich eingebrachten Diffusoren (gelb markiert).

Tabelle 8.3 zeigt wieder für jedes Terzband die resultierenden Standardabweichungen in dB:

	Standardabweichung σ [dB]					
	100 Hz	125 Hz	160 Hz	200 Hz	250 Hz	315 Hz
$\sigma_{\text{Senderraum}}$ [dB]	3,42	2,39	1,97	1,36	1,22	1,26
$\sigma_{\text{Empfangsraum}}$ [dB]	2,42	2,49	1,85	1,76	1,57	0,91

Tabelle 8.3.: Die Standardabweichungen der Schalldruckpegel innerhalb der Auswertebereiche von Version 2, $\sigma_{\text{Senderraum}}$ und $\sigma_{\text{Empfangsraum}}$, in dB pro Terzband.

8. Optimierung des Schallfeldes

Histogramme der Schalldruckpegel: Version 2

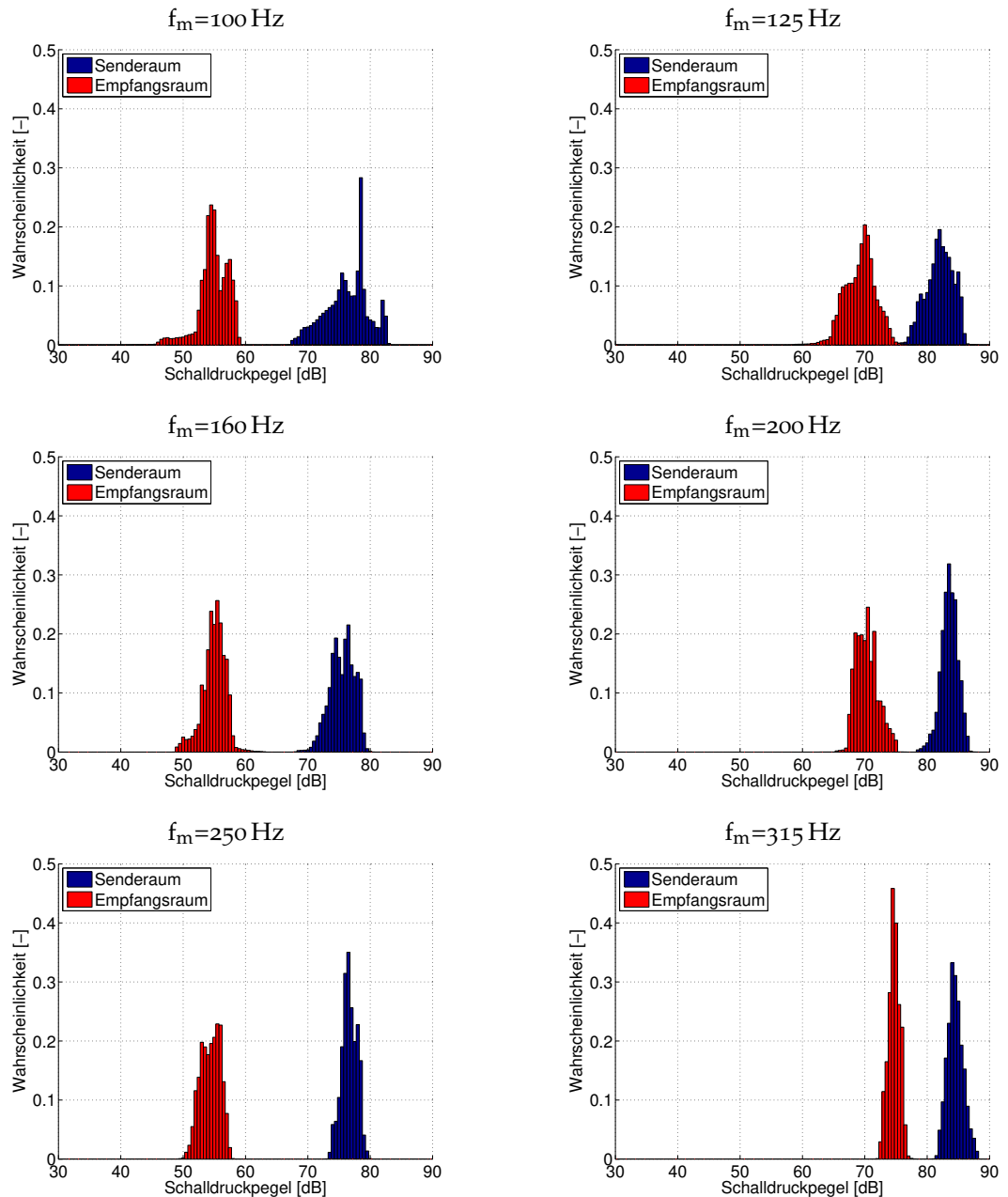


Abbildung 8.7.: Die Histogramme der Version 2 für jedes Terzband (Blau: Messbereich Senderraum, Rot: Messbereich Empfangsraum).

8.2. Berechnung der Mindestanzahl zu verwendender Lautsprecherpositionen

8.2. Berechnung der Mindestanzahl zu verwendender Lautsprecherpositionen

Mit Version 2 wurde schließlich noch einmal die Eignungsprüfung für Lautsprecher und Lautsprecherpositionen nach Kapitel 3.2.2 durchgeführt. Dabei wurde eine Mindestanzahl von $N = 6$ Lautsprechern ermittelt (siehe Tab. 8.5).

f_m	Pegeldifferenzen D_{LSi} [dB]								
	D_{LS1}	D_{LS2}	D_{LS3}	D_{LS4}	D_{LS5}	D_{LS6}	D_{LS7}	D_{LS8}	D_{LS9}
100	21,9	17,0	25,3	18,2	25,5	25,5	20,1	20,5	19,7
125	14,4	13,6	12,0	9,4	12,9	11,9	13,0	12,1	17,9
160	18,8	21,1	16,2	18,8	17,7	19,8	21,4	21,3	20,3
200	15,2	13,4	13,7	14,4	15,5	14,1	14,0	15,0	15,1
250	22,5	21,1	20,2	18,0	18,2	20,0	19,8	22,6	22,4
315	8,0	9,1	7,2	7,1	7,6	8,0	7,7	7,3	7,4

Tabelle 8.4.: Die gemessenen Pegeldifferenzen D_{LSi} in [dB] zwischen Sende- und Empfangsraum für die Lautsprecherpositionen LS1-LS9

f_m [Hz]	s_i	$N \geq 2$	$N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i}\right)^2$	$\left(\frac{s_i}{4,8 \text{ dB}}\right)^2$	$N \geq \left(\sum_i \frac{s_i}{4,8 \text{ dB}}\right)^2$
100	3,24	2	5,37	0,68	4,71
125	2,30		3,67	0,48	
160	1,78		3,16	0,37	
200	0,72		0,81	0,15	
250	1,75		4,79	0,36	
315	0,63		0,61	0,13	

Tabelle 8.5.: Zwischenergebnisse zur Ermittlung der mindestens zu verwendenden Lautsprecherpositionen N.

9. Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Wie bereits bei den akustischen Grundlagen in Kapitel 2.1 angeführt wurde, nimmt die Diffusität eines Schallfeldes grundsätzlich mit steigender Frequenz zu, beziehungsweise sinkt dabei die Standardabweichung zwischen den Schalldruckpegeln. In den Histogrammen ist dies an den schmaler werdenden Kurven erkennbar (siehe zum Beispiel Abb. 8.3). Auch über die Visualisierung der Schalldruckpegel kann dieser Effekt dargestellt werden. Abbildung 9.1 zeigt beispielhaft die Schalldruckpegel an den Grenzflächen des Messbereichs im Senderaum von Version 0, wobei die Schalldruckpegel jeweils auf den Maximalpegel normiert wurden um die Vergleichbarkeit zu erleichtern. Die linke Abbildung zeigt die Schalldruckpegelverteilung im 100 Hz-Terzband. Besonders an der Vorderseite, hin zum Prüfkörper, sind deutliche Einbrüche des Schalldruckpegels bis ca. -18 dB unter dem Maximalpegel erkennbar. In der rechten Abbildung, im 315 Hz-Terzband, sind die Regionen mit ähnlichem Schalldruckpegel örtlich mehr verteilt und gegenüber dem Maximalpegel sind die Einbrüche mit maximal ca. -8 dB wesentlich geringer ausgeprägt.

Die Tabellen 9.1 und 9.2 zeigen eine Übersicht der für jede Version ermittelten Standardabweichungen.

Dabei wird ersichtlich, dass durch das Einbringen von Diffusoren nicht zwangsläufig ein diffuseres Schallfeld erreicht wird. So verschlechtert sich beispielsweise von Version 0 zu Version 1 im 100 Hz-Terzband im Senderaum die Standardabweichung von 2,80 dB auf 3,84 dB während sie sich im Empfangsraum von 3,43 dB auf 2,58 dB verbessert. Diese Verbesserungen beziehungsweise Verschlechterungen sind über die Visualisierung der

9. Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

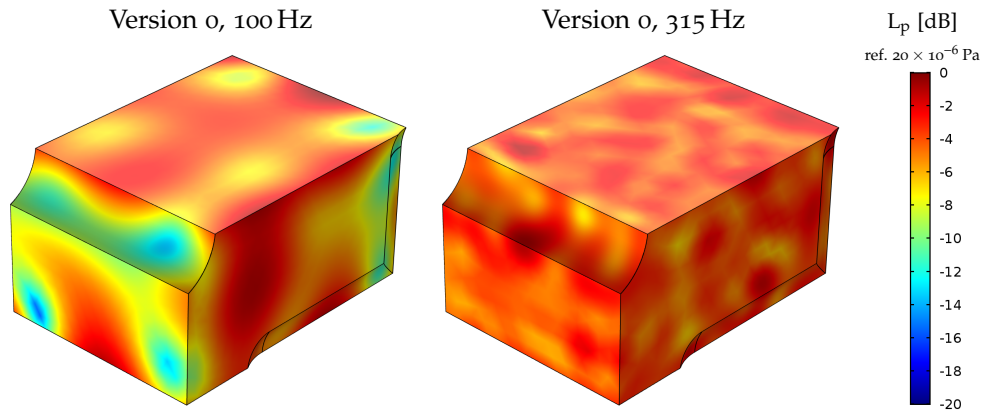


Abbildung 9.1.: Die Schalldruckpegel-Verteilung an den Grenzflächen des Messbereichs im Senderaum im 100 Hz- und im 315 Hz-Terzband.

	Standardabweichung σ [dB]					
	100Hz	125Hz	160Hz	200Hz	250Hz	315Hz
Version 0	2,80	2,54	2,01	1,14	1,22	1,05
Version 1	3,84	2,51	1,92	1,85	1,20	1,01
Version 2	3,42	2,39	1,97	1,36	1,22	1,26

Tabelle 9.1.: Die Standardabweichungen aller Versionen innerhalb der Auswertebereiche in dB für den Senderaum pro Terzband.

	Standardabweichung σ [dB]					
	100Hz	125Hz	160Hz	200Hz	250Hz	315Hz
Version 0	3,43	2,39	2,04	1,72	1,55	1,03
Version 1	2,58	2,71	2,29	1,86	1,33	1,10
Version 2	2,42	2,49	1,85	1,76	1,57	0,91

Tabelle 9.2.: Die Standardabweichungen aller Versionen innerhalb der Auswertebereiche in dB für den Empfangsraum pro Terzband.

Schalldruckpegel an den Messbereichsgrenzen nicht immer erkennbar. So sind beispielsweise in Abbildung 9.2 in der rechten Visualisierung stärkere Schwankungen der Schalldruckpegel erkennbar was, passend zur ermittelten Standardabweichung, auf ein weniger diffuses Schallfeld hindeutet (siehe auch Tab. 9.1). Welches Schallfeld im Empfangsraum diffuser ist, kann, nur basierend auf der Schalldruckverteilung in Abbildung 9.3, nicht eindeutig gesagt werden. Die auf der rechten Seite flächenmäßig größeren Einbrüche mit ca -20 dB deuten zwar auf eine Verschlechterung hin, im Gegensatz zum Senderraum wurde aber bei Version 1 eine wesentlich geringere Standardabweichung erreicht (siehe auch Tab. 9.2).

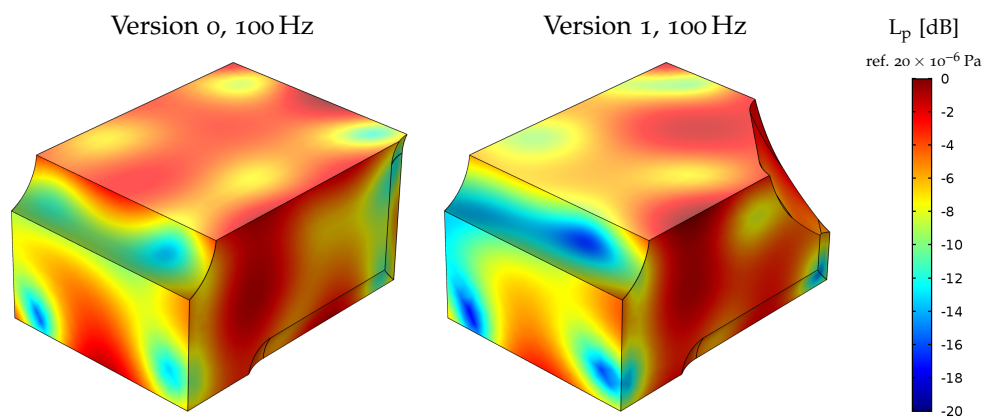


Abbildung 9.2.: Vergleich der Schalldruckpegel-Verteilung im 100-Hz-Terzband an den Grenzflächen des Messbereichs im Senderraum (Links: Version 0, Rechts: Version 1).

Auch wenn nur in einem Raum Diffusoren eingebracht werden, kann es im Sende- bzw. Empfangsraum zu konträren Veränderungen der Standardabweichungen kommen. So verschlechtert sich von Version 1 zu Version 2 im 315-Hz-Terzband die Standardabweichung im Senderraum von 1,01 dB auf 1,26 dB während sie sich im Empfangsraum von 1,10 dB auf 0,91 dB verbessert. Dadurch wird eine gezielte Optimierung erschwert, da nicht mit Sicherheit gesagt werden kann, wann eine Veränderung auch tatsächlich zu einer Reduktion der zu verwendenden Lautsprecheranzahl führt.

Wie die in Kapitel 8.2 abschließend durchgeführte Eignungsprüfung zeigt, werden bei Verwendung von Version 2 mehr Lautsprecher benötigt ($N = 6$)

9. Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

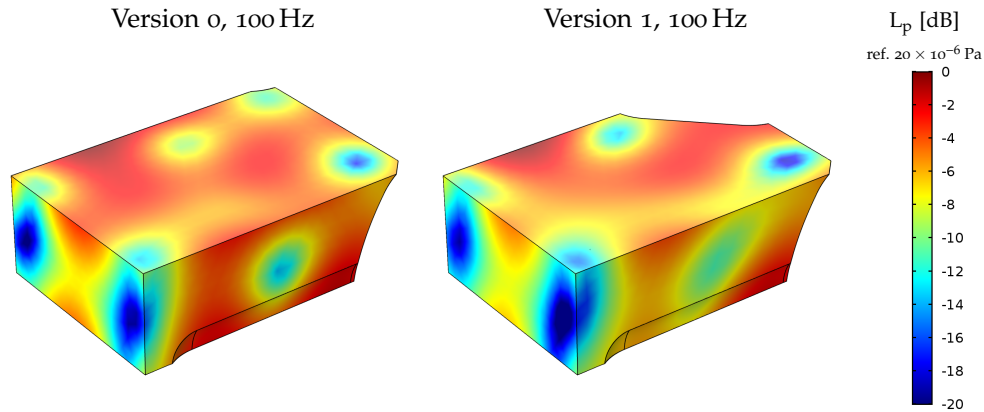


Abbildung 9.3.: Vergleich der Schalldruckpegel-Verteilung im 100 Hz-Terzband an den Grenzflächen des Messbereichs im Empfangsraum (Links: Version 0, Rechts: Version 1).

als bei der Ausgangsversion 0 ($N = 4$). Ausschlaggebend ist hierfür in erster Linie das 100 Hz-Terzband, dass mit der Bedingung $N \geq \left(\frac{s_i}{\sigma_i}\right)^2 \geq 5,37$ die zu verwendende Anzahl maßgeblich bestimmt (siehe Tab. 8.5).

In den Diagrammen 9.4 und 9.5 werden die Standardabweichungen graphisch dargestellt, wobei Diagramm 9.5 die Änderung der Standardabweichungen, bezogen auf den Ausgangszustand, zeigt. Dabei wird ersichtlich, dass sich, trotz Verbesserungen in einzelnen Terzbändern, die Standardabweichungen insgesamt eher erhöht haben. Eine markante Verbesserung konnte nur im 100 Hz-Terzband im Empfangsraum erreicht werden. Dies erklärt auch den Anstieg der zu verwendenden Lautsprecheranzahl. Außerdem ist erkennbar, dass größere Änderungen in erster Linie im tiefsten Frequenzband eintraten, während sich die Standardabweichungen in den übrigen Frequenzbändern nur wenig veränderten.

Neben rein akustischen Aspekten, müssen beim Platzieren von Diffusoren auch praktische Überlegungen beachtet werden. So wird durch das Einbringen von Diffusoren der später für normgerechte Messungen zur Verfügung stehende Raum verringert (siehe auch Abb. 8.4 und 8.6). Tabelle 9.3 zeigt für jede Version die Volumenänderung. Im Senderraum stehen bei der Version 2

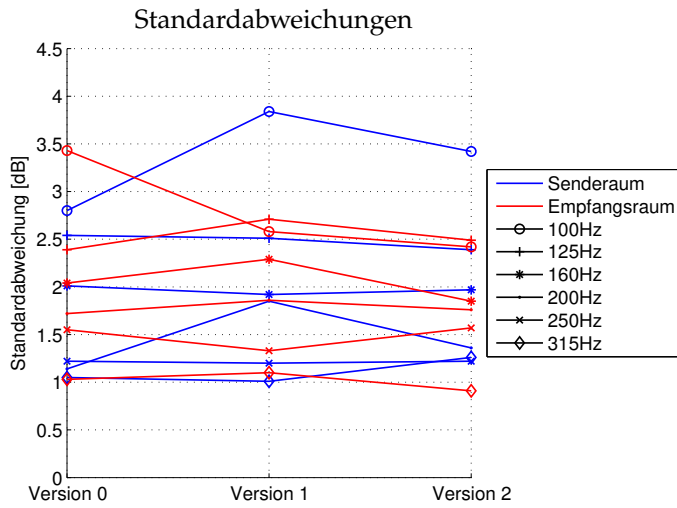


Abbildung 9.4.: Graphische Darstellung der in Tabelle 9.1 und 9.2 angeführten Standardabweichungen (blau: Senderaum, rot: Empfangsraum).

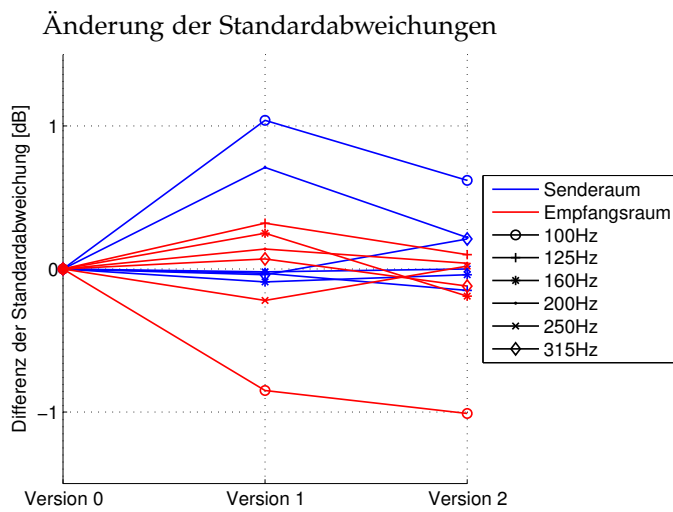


Abbildung 9.5.: Graphische Darstellung der Änderung der in Tabelle 9.1 und 9.2 angeführten Standardabweichungen, bezogen auf den Ausgangszustand (blau: Senderaum, rot: Empfangsraum).

9. Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

um ca. 7,2 % weniger Raumvolumen zu Verfügung als mit Version 0, im Empfangsraum um 3,9 %.

	Version 0	Version 1	Version 2
Senderraum	20,7 m ³	20.1 m ³	19,2 m ³
Empfangsraum	15,4 m ³	14,8 m ³	14,8 m ³

Tabelle 9.3.: Volumen der Messbereiche in [m³].

9.1. Fazit und Ausblick

Die nach der Optimierung durchgeführte Eignungsprüfung bringt ein unerwartetes Ergebnis:

Trotz des Einsatzes mehrerer Diffusoren konnte die Anzahl der zu verwendenden Lautsprecher nicht gesenkt werden. Es müssen sogar mehr Lautsprecherpositionen berücksichtigt werden als in der Ausgangssituation. Durch die Entwicklung weiterer Diffusor-Konfigurationen könnte jedoch eine Reduktion der zu verwendenden Lautsprecheranzahl erreicht werden. Als erster Schritt könnte dazu der in Version 1 im Senderraum platzierte Diffusor anders positioniert werden, da es hier im 100 Hz-Terzband zu höheren Abweichungen gekommen ist. Wie schon in Kapitel 9 angeführt wurde, bleibt eine gezielte Optimierung dennoch schwierig, da das Einbringen von Diffusoren gleichzeitig zu Verbesserungen, als auch zu Verschlechterungen in einzelnen Terzbändern führen kann.

Eine weitere Maßnahme, die für zukünftige Optimierungen eingesetzt werden könnte, ist die Verwendung von zusätzlichen Absorbern. Durch gezielt platzierte Absorber können Raummoden bedämpft werden, wodurch es wiederum zu weniger stark ausgeprägten Schalldruckpegelspitzen kommt. Es muss dabei jedoch darauf geachtet werden, dass die Nachhallzeit in den Räumen nicht unter den von der Norm geforderten Minimalwert sinkt. Durch eine Erweiterung des FEM-Modells mit dem Strahlenakustik-Modul könnten hier weitere interessante Untersuchungen durchgeführt werden, da dadurch eine Berechnung von transienten Vorgängen und auch die Auswertung der Nachhallzeit ermöglicht wird.

Die entwickelte Methode erlaubt aber schon jetzt interessante Vorhersagen bezüglich des zu erwartenden Schallfelds:

So konnte bei der Validierung des FEM-Modells eine übereinstimmende erforderliche Lautsprecheranzahl vorhergesagt werden. Auch die Verwendung der Standardabweichung der Schalldruckpegel in den Messbereichen, als Indikator zum Abschätzen der Diffusität, hat sich als zielführend erwiesen. Denn bereits am Verlauf der Standardabweichungen lässt sich ablesen, dass bei Verwendung von Version 2 eine Erhöhung der Lautsprecheranzahl notwendig ist. Die Standardabweichungen könnten somit als Eingangsparemeter für einen Optimierungsalgorithmus verwendet werden, wodurch eine automatische Entwicklung neuer Konfigurationsversionen ermöglicht wird.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zur Optimierung von Schallfeldern in den beschriebenen Prüfräumen interessante Ergebnisse liefert. Durch die vorgeschlagene Verfeinerung und Erweiterung des Berechnungsmodells kann sie dazu eingesetzt werden, vielversprechende Varianten von Diffusor- und Absorberpositionen zu finden und virtuell zu testen. Damit kann der Messaufwand bei zukünftigen Einmessverfahren erheblich verringert werden.

Literatur

- [1] R. Lerch, G. M. Sessler und D. Wolf. *Technische Akustik*. Springer Dordrecht Heidelberg London New York, 2009.
- [2] M. Möser. *Technische Akustik*. 6. Auflage. Springer Berlin Heidelberg New York, 2007.
- [3] C. Hopkins. *Sound Insulation*. First edition. Elsevier Ltd., 2007.
- [4] M. Möser. *Messtechnik der Akustik*. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
- [5] *Website Microsoft Excel*. Juli 2020. URL: <https://support.microsoft.com/de-de/office/stabw-s-funktion-7d69cf97-0c1f-4acf-be27-f3e83904cc23>.
- [6] Herbert Petritsch. »FEM-Simulationen mit COMSOL Multiphysics im Anwendungsbereich der Technischen Akustik«. Masterthesis. Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation: Technische Universität Graz, März 2011.
- [7] Comsol Multiphysics GmbH. *Acoustics Module User's Guide*. Version 5.3a. 2020.
- [8] M. Kohrmann u. a. *Abschlussbericht zum AiF Forschungsvorhaben Vib-Wood*. Techn. Ber. TU München Lst. f. Baumechanik / HS Rosenheim Fak. f. Angew. Natur- und Geisteswissenschaften, Apr. 2014.
- [9] *Website Alucobond*. März 2018. URL: <https://www.alucobond.com/plus-technical-data.html?&L=2%25252Fadmin%25252Fcategory...>
- [10] Österreichisches Normungsinstitut (ON). *IEC 61260-1:2014 Elektroakustik - Bandfilter für Oktaven und Bruchteile von Oktaven - Teil 1: Anforderungen*.

Literatur

- [11] Österreichisches Normungsinstitut (ON). *EN ISO 3382-2:2008 + Cor 1:2009 Akustik - Messung von Parametern der Raumakustik, Teil 2: Nachhallzeit in gewöhnlichen Räumen.*
- [12] *Website COMSOL Multiphysics.* Aug. 2018. URL: <https://www.comsol.de/>.
- [13] B. Buchegger. »Das akustische Verhalten von Wand- und Deckenverbindungen im Massivholzbau«. Diss. Technische Universität Graz, 2019.
- [14] *Reverse SEA to predict flanking transmission in timber framed constructions.* Proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics. Sep. 2016.
- [15] *Radiation Efficiency Of Cross Laminated Timber Panels By Finite Element Modelling.* Proceedings of the Acoustics Week in Canada. Vol. 47 No. 3 (2019) Bde. 2019.

Appendix

Anhang A.

Messergebnisse

A.1. Schalldruckpegel, leerer Zustand

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{leer} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	89,64	87,56	80,73	79,54	83,25	77,96	4,63
125	91,14	90,84	90,42	90,39	89,52	83,55	2,87
160	91,86	91,92	90,34	89,67	90,70	85,58	2,34
200	90,31	90,31	90,43	89,18	89,20	84,33	2,34
250	86,73	86,50	86,99	85,78	86,21	81,82	1,93
315	76,96	75,61	75,39	74,68	76,74	80,52	2,08

Tabelle A.1.: Die im leeren MFP gemessenen Schalldruckpegel an Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{leer}

A.2. Schalldruckpegel, inkl. Diffusor

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Diff} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	91,74	88,57	90,51	81,14	87,04	85,80	3,79
125	88,38	89,76	92,32	86,91	89,65	87,70	1,92
160	91,11	92,04	88,84	90,42	89,44	90,68	1,15
200	89,88	89,86	88,81	90,56	89,04	88,73	0,73
250	85,15	84,69	85,50	83,88	85,58	84,74	0,63
315	75,49	74,14	72,88	72,82	73,87	74,66	1,03

Tabelle A.2.: Die im, mit einem Diffusor bestückten, MFP gemessenen Schalldruckpegel an Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Diff}

A.3. Schalldruckpegel, inklusive 3 Absorber

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	64,77	58,61	64,34	51,56	52,73	56,52	5,62
125	62,65	62,67	63,42	61,92	61,70	59,09	1,51
160	60,14	61,51	60,22	61,42	60,39	60,43	0,61
200	61,34	59,36	58,85	60,55	57,77	54,95	2,27
250	52,96	52,83	55,73	54,23	52,20	51,69	1,48
315	44,54	41,44	42,00	41,24	39,72	42,37	1,59

Tabelle A.3.: Die im, mit drei Absorbern bestückten, MFP gemessenen Schalldruckpegel an Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Abs}

Anhang B.

Berechnungsergebnisse

B.1. Schalldruckpegel, leerer Zustand

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	74,35	79,49	79,83	68,33	80,47	77,17	4,64
125	73,96	79,35	76,70	76,40	79,60	78,25	2,13
160	75,01	79,45	77,96	75,66	73,35	77,24	2,20
200	77,03	79,46	78,56	78,30	76,52	76,99	1,14
250	71,32	74,83	74,69	72,36	77,33	75,47	2,17
315	66,06	71,37	68,92	67,70	67,84	65,99	2,00

Tabelle B.1.: Die im leeren MFP berechneten Schalldruckpegel an Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Abs}

B.2. Schalldruckpegel, inklusive 3 Absorber

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	85,22	79,83	85,34	76,54	75,20	78,32	4,33
125	86,24	88,51	85,31	84,28	83,79	80,03	2,83
160	84,34	86,54	81,83	85,26	85,37	84,04	1,60
200	85,59	84,15	80,16	84,93	82,54	79,39	2,56
250	78,57	77,12	81,81	79,37	77,50	76,21	1,99
315	73,43	68,90	68,96	68,69	64,26	69,97	2,94

Tabelle B.2.: Die im, mit drei Absorbern bestückten, MFP gemessenen Schalldruckpegel an Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Abs}

B.3. Schallpegel, inklusive 1 Diffusor

B.3.1. E-Modul Diffusor: $E_{Diff}: 3,5 \times 10^{10}$ Pa

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	84,98	93,18	88,19	87,18	90,01	80,79	4,25
125	86,74	88,20	88,49	85,19	90,63	91,16	2,27
160	85,85	88,05	90,24	87,66	88,17	90,53	1,74
200	85,78	87,21	87,77	85,77	85,24	87,18	1,02
250	82,36	84,49	82,27	80,46	84,23	84,09	1,57
315	77,57	78,84	78,05	77,05	77,66	76,09	0,93

Tabelle B.3.: Die im, mit einem Diffusor bestückten, MFP berechneten Schalldruckpegel an den Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Diff} . Für den Diffusor wurde dabei ein E-Modul von $E_{Diff} = 3,5 \times 10^{10}$ Pa verwendet.

B.3. Schallpegel, inklusive 1 Diffusor

B.3.2. E-Modul Diffusor: $E_{\text{Diff}}: 7,0 \times 10^{10} \text{ Pa}$

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	84,98	93,13	88,23	87,07	90,03	80,78	4,25
125	86,73	88,30	88,57	85,30	90,69	91,18	2,25
160	86,21	87,66	90,87	88,00	88,37	91,28	1,96
200	85,22	87,15	87,59	85,68	84,80	86,85	1,13
250	82,25	84,98	82,74	81,70	84,34	83,52	1,26
315	77,69	78,88	78,13	77,18	77,80	76,11	0,93

Tabelle B.4.: Die im, mit einem Diffusor bestückten, MFP berechneten Schalldruckpegel an den Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Diff} . Für den Diffusor wurde dabei ein E-Modul von $E_{\text{Diff}} = 7,0 \times 10^{10} \text{ Pa}$ verwendet.

B.3.3. E-Modul Diffusor: $E_{\text{Diff}}: 1,05 \times 10^{11} \text{ Pa}$

f_m [Hz]	L_p [dB]						σ_{Abs} [dB]
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	
100	84,98	93,11	88,21	86,97	90,00	80,75	4,25
125	86,71	88,22	88,52	85,24	90,61	91,16	2,25
160	86,73	87,38	90,72	87,94	88,38	91,30	1,85
200	85,36	87,31	87,82	85,97	84,98	87,29	1,18
250	82,54	84,92	82,52	81,88	84,58	84,29	1,29
315	77,68	78,78	77,87	77,07	78,03	76,19	0,89

Tabelle B.5.: Die im, mit einem Diffusor bestückten, MFP berechneten Schalldruckpegel an den Position M1-M6 und die daraus ermittelten Standardabweichungen σ_{Diff} . Für den Diffusor wurde dabei ein E-Modul von $E_{\text{Diff}} = 7,0 \times 10^{10} \text{ Pa}$ verwendet.