

MAßNAHMEN ZUR REDUKTION DER SCHALLEMISSIONEN BEI KLEINEN KÄLTEKOMPRESSOREN

am



Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics

DIPLOMARBEIT

vorgelegt von

BRAMESHUBER Daniel, BSc

Eingereicht im Oktober 2013

am Institut

**FÜR THERMISCHE TURBOMASCHINEN UND MASCHINENDYNAMIK
DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT GRAZ**

Vorstand: **Univ.-Prof. Dr.-Ing. Heitmeir Franz**

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Marn Andreas

Deutsche Fassung:

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinen Dank an meinen Betreuer und Mentor Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Marn ausdrücken, der mir stets mit Rat und Tat beistand und weiterhalf. Durch ihn, beziehungsweise seine interessante Vorlesung aus der technischen Akustik wurde ich erst auf dieses Thema aufmerksam, das mich auf Anhieb in seinen Bann zog.

Auch möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Weselak, von der Firma ACC AUSTRIA GmbH, der dieses äußerst interessante Projekt am Institut in Auftrag gab und uns stets bei Besprechungen und zahlreichen Telefonaten umfassend betreute, bedanken.

Natürlich möchte ich auch noch meinen Eltern danken, die mich während meines ganzen Studiums unterstützt haben. Ein besonderer Dank gilt auch noch meinen Geschwistern und Freunden, mit denen ich des Öfteren über diverse Problematiken diskutieren konnte.

Ein großer Dank gebührt auch meiner Freundin, die mir immer beistand und ein offenes Ohr für jegliche Probleme hatte.

I. Kurzfassung

Die Wirkung unterschiedlicher Kapseln von hermetischen Kolbenkompressoren soll mittels Schalleistungsmessungen untersucht werden. Dabei ist vorab eine Literaturstudie durchzuführen, wobei die Schalleistungs-Terzspektren der Quelle ohne Kapselung einerseits vorgegeben sind, andererseits im tatsächlichen Messaufbau nachzuweisen beziehungsweise nachzumessen sind. Die Messergebnisse können dann mit Näherungsformeln aus der Literatur verglichen und bei unzureichender Übereinstimmung gegebenenfalls für die untersuchten Kapselbauformen angepasst werden. Als Parameter dienen die Kapselform, wie zum Beispiel Würfel, Quader, Kugel oder Rotationsellipsoid, Material wie Stahl, Kunststoff oder Compoundmaterial, sowie Wandstärke und die Ausführung der Kapselung als einschalige oder mehrschalige Konstruktion. Ziel ist die Bewertung der Kapselungen hinsichtlich des Schalldämmmaßes nach Bauform, Material und Kosten. Näherungsgleichungen sollen gefunden und angepasst werden. Aufgrund des sehr teuren Prototypenbaus einer kugelförmigen und rotationselliptischen Kapselung, sowie der sehr langen Lieferzeit des Compoundmaterials, wurden diese im Laufe dieser Arbeit nicht mehr weiter verfolgt.

II. Abstract

This diploma thesis aims at investigating the effect of different casings of hermetic reciprocating compressors using acoustic power measurements.

In advance a literature study needs to be carried out. In spite of the fact that acoustic power third spectrums of a source without casing generally are given, they have to be verified during the actual measurement setup. In the next step the findings are going to be compared to approximate equations from the literature study. In case of insufficient congruency those equations need to be adapted to the casing design. Geometries such as cube, cuboid, sphere or ellipsoid of rotation, materials such as steel, synthetic or compound materials as well as wall thickness and the casings' single or additional-leaf construction have been used as parameters. This diploma thesis' objective is to evaluate the casings regarding their transmission loss in the context of their design, material and cost. Approximate equations are going to be found and adapted. In this paper spherical and elliptic casings as well as compound material have been neglected due to the high costs of prototyping and the long delivery times.



III. Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines	1
1.2	Aufgabenstellung	3
2	Nomenklatur	5
3	Grundlagen	9
3.1	Grundlegende Definitionen	9
3.2	Physiologische Akustik	11
3.2.1	Das Gehör	11
3.2.2	Schallwahrnehmung	12
3.2.3	Hörschwelle	12
3.3	Mathematische Beschreibung des Schallfeldes	13
3.3.1	Schallkenngrößen	13
	Feldgrößen	13
	Energiegrößen	15
	Materialkenngrößen	15
	Effektivwerte	15
	Pegel	16
3.3.2	Darstellung akustischer Signale	17
3.3.3	Schallbewertung	18
3.3.4	Beschreibung des Schallfeldes	19
	Eindimensionale Schallfelder	19
	Stehende Wellen	21
	Dreidimensionale Schallfelder	22
3.4	Absorption, Reflexion, Transmission	22
3.5	Schallfeldarten	23
3.6	Körperschall	24
3.6.1	Grundbegriffe	24
3.6.2	Kirchhoffsche Plattentheorie	28
3.6.3	Biegewellen in Platten	33
3.6.4	Schallabstrahlung von Biegewellen	34
3.7	Schallschutzmaßnahmen	37
3.7.1	Schalldämpfung	37
3.7.2	Schalldämmung	38
	Trennimpedanz	38
	Grenzfrequenzen	39
	Abstrahlwinkel	40
	Dämmung von Platten und Einfachwänden	40
	Punkt- und Linienübertragung	45
	Schalldämmung oberhalb der Grenzfrequenz	46
3.8	Schallentstehung bei Kältekompressoren	47
3.8.1	Kolbenkippen	47
3.8.2	Unwucht- und Massenkräfte	48
3.8.3	Ein- und Ausschiebergeräusche	48
3.8.4	Elektromagnetische Geräusche	48
4	Berechnung	49
4.1	Allgemeines	49
4.2	Einschalige Kapselungen	51
4.2.1	Schalldämmung der ebenen Wand	51
4.2.2	Schalldämmung	60



4.2.3	Berechnung der einschaligen Kapselungen.....	67
4.3	Mehrschalige Kapselungen.....	76
4.3.1	Schalldämmung von Doppelwänden.....	77
	Stahldoppelwand	85
4.3.2	Schalldämmung mit Punkt- und Linienübertragung von Doppelwänden	88
4.4	Analyse der Kapsel- Eigenfrequenzen	96
4.4.1	Eigenfrequenzen der stehenden Welle	96
4.4.2	FEM-Analyse	97
	FEM Stahlkapsel mit quaderförmiger Form, Wandstärke 3 mm	97
	FEM Stahlkapsel mit würfelförmiger Form, Wandstärke 3 mm.....	104
4.4.3	Messung der Eigenfrequenzen	106
5	Konstruktion und Fertigung der Kapselungen	108
6	Versuch, Versuchsergebnis und Auswertung.....	114
6.1	Versuchsbeschreibung	114
6.1.1	Bezugsquader	115
6.1.2	Messfläche.....	116
6.1.3	Mikrofonpositionen.....	117
	a) Halbkugel als Messfläche	118
	b) Quader als Messfläche	120
6.1.4	Messumgebung - Umgebungskorrektur	121
6.1.5	Fremdgeräuschkorrektur	123
	a) Relativkriterium	123
	b) Absolutkriterium	123
6.1.6	Bestimmung des Schalleistungspegels.....	124
6.1.7	Messberichte.....	125
6.2	Schallquellen	126
6.3	Allgemeines zur Versuchsauswertung.....	128
6.4	Einschalige Stahlkapselung	129
6.4.1	Würfel mit 3 mm Wandstärke	129
6.4.2	Quader mit 3 mm Wandstärke	132
6.4.3	Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke	135
6.4.4	Summenschalleistungspegel	136
6.4.5	Korrektur der Rechenwerte	138
	Würfel mit 3 mm Wandstärke	140
6.5	Einschalige Kunststoffkapselung	143
6.5.1	Würfel mit 3 mm Wandstärke	143
6.5.2	Quader mit 3 mm Wandstärke	146
6.5.3	Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke	148
6.5.4	Summenschalleistungspegel	149
6.5.5	Korrektur der Rechenwerte	150
6.6	Doppelwandige Stahlkapselung	153
6.6.1	Würfel mit 3 mm Wandstärke	153
6.6.2	Quader mit 3 mm Wandstärke	156
6.6.3	Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke	158
6.6.4	Korrektur der Rechenwerte	159
7	Zusammenfassung	164
8	Literaturverzeichnis.....	168
9	Abbildungsverzeichnis	169
10	Tabellenverzeichnis.....	173
11	Anhang	174
11.1	Auswertung Kapselungen	174



11.1.1	Einschalige Stahlkapselung.....	174
11.1.2	Einschalige Kunststoffkapselungen	179
11.1.3	Doppelwandige Stahlkapselung	183
11.2	Eigenfrequenzen.....	192
11.3	Kostenaufstellung	195
11.4	Fertigungszeichnungen	196

1 Einleitung

Das Gebiet der Akustik, vor allem des Lärmschutzes ist ein sehr wichtiges Thema. Stetige, hohe Lärmbelastungen gefährden die Gesundheit des Menschen und können zu irreparablen Schäden führen. Von vielen wird diese Problematik unterschätzt. Umso wichtiger ist es für den Konstrukteur darauf zu achten, dass Schall entweder in seiner Entstehung oder seiner Ausbreitung gehindert wird. Durch eine richtige Gestaltung der Konstruktion ist es möglich, sehr hohe Pegelwerte auf ein Minimum zu reduzieren und somit das Umfeld zu schützen.

In dieser Arbeit soll auf die Problematik der Schallkapselung von kleinen Kältekompressoren, vor allem durch das Prinzip der Schalldämmung, also einer Verminderung der Abstrahlung von Körperschall durch das physikalische Prinzip der Reflektion, eingegangen werden. Durch die in der Literatur gefundener Näherungsgleichungen werden verschiedene Kapselungstypen, die sich in ihrer geometrischen Form, in den Werkstoffen und einer einschaligen oder doppelwandigen Bauweise unterscheiden, ausgelegt. Aus diesen Ergebnissen soll danach ausgearbeitet werden, in welcher Art und Weise sich diese unterscheiden und welche Form theoretisch die beste Schallkapselung darstellt. Anhand ausgewählter Kapselungen soll anschließend gezeigt werden, inwiefern die Näherungsgleichungen mit der realen Kapselung übereinstimmen. Gegebenenfalls sollen Korrekturfaktoren gefunden werden, um die theoretischen Schalldämmmaße an die tatsächlich gemessenen anzupassen. Diese Untersuchung soll auch an verschiedene Schallquellenarten angewendet werden, um auf etwaige Abhängigkeiten und Einflüsse schließen zu können.

1.1 Allgemeines

„Aktuell werden im Unternehmen ACC Austria drei Fertigungslinien für Kompressoren geführt. Die derzeit in Produktion stehenden Kompressoren liegen im Leistungsbereich von 50 bis 210 W. Dieser Bereich deckt ca. 90% des „Haushalts-Gesamtmarktes“ ab.

- **ALPHA:** Eine Kompressorenlinie im Leistungsbereich von 50 bis 210 Watt; verwendete Kühlmittel: R134a und R600a; COP-Wert max. 1,47 (bei ASHREA E -23°C/+55°C); 3,5 – 4 Mio. Stück Produktionskapazität pro Jahr
- **KAPPA:** Hochleistungskompressoren im Kälteleistungsbereich von 93 bis 198 Watt; verwendetes Kühlmittel: R600a; COP-Wert max. 1,8 (bei ASHREA E -23°C/+55°C); 3,5 – 4 Mio. Stück Produktionskapazität pro Jahr

- DELTA:** der weltweit effizienteste „Mini-Kompressor“ mit einem Kälteleistungsbereich von 50 bis 120 Watt; Kühlmittel: R600a; COP-Wert max. 1,83 (bei ASHREA E -23°C/+55°C); 3,5 – 4 Mio. Stück Produktionskapazität pro Jahr im Vollausbau ab 2013

Mit Vollausbau der 3. Fertigungslinie erfolgt eine Erweiterung der Produktionskapazitäten in Fürstenfeld von derzeit rund 7,2 Mio. auf bis zu rd. 12 Mio. Stück Kompressoren pro Jahr.“ (Weselak, 2012 S. 5)

In Abbildung 1-1 ist das Schallleistungs-Terzspektrum eines solchen Kältekompressors dargestellt. Die rote Linie stellt hierbei das von der Firma ACC Austria GmbH vermessene Schallleistungsspektrum ohne jegliche sekundäre Schallschutzmaßnahme, im Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz, dar. Da der Kompressor jedoch für diese Arbeit auf einen Messtisch montiert wurde und sich auch die Versuchsräume unterscheiden, wurde der Kompressor am Institut neu vermessen. Die blaue Linie zeigt das neu ermittelte Schallleistungsspektrum, indem teilweise deutliche Unterschiede, in Form der rot gekennzeichneten Peaks, bemerkbar sind. Hierbei wurde der Frequenzbereich auch noch auf 100 Hz bis 20 kHz erweitert. Wie genau die Messung des Kompressorspektrums beziehungsweise generell Schallmessungen erfolgen, wird in Kapitel 6.1 erläutert. Die grüne Linie beschreibt die Schallabstrahlung eines mit Schalldämpfer ausgestatteten Kompressors der Firma ACC Austria GmbH und zeigt somit den derzeitigen Stand der Technik auf. Eine sehr gute Schallleistungsreduktion wurde erzielt.

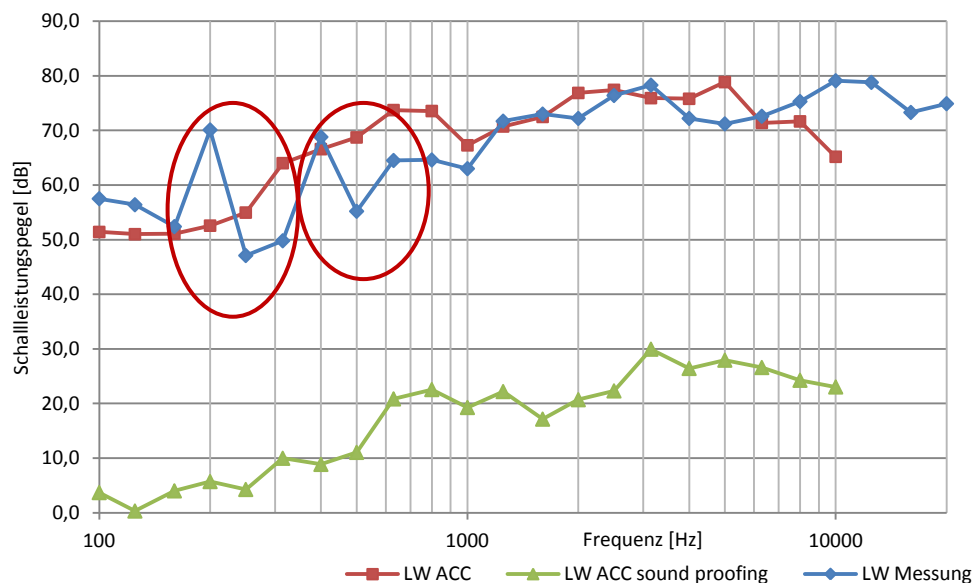


Abbildung 1-1 Schallleistungspegel Kältekompressor

Generell muss angemerkt werden, dass bei dem Versuchsaufbau keinerlei Kühlleitungen angeschlossen wurden. Auch die Lager- und Kolbensmierung wurden nicht verwendet. Um dennoch einen ungestörten Betrieb zu gewährleisten, wurde eine kleine Ölleitung eingebaut die eine Schmierung ermöglicht, damit es nicht zum Festfressen von Bauteilen während der Messung kommt. Abbildung 1-2 zeigt nun den Kältekompressor, anhand dessen die Studie durchgeführt wurde. Anhand der Abbildung lassen sich bereits hier schon die Lärmquellen identifizieren. Diese werden in Kapitel 3 näher ausgeführt.

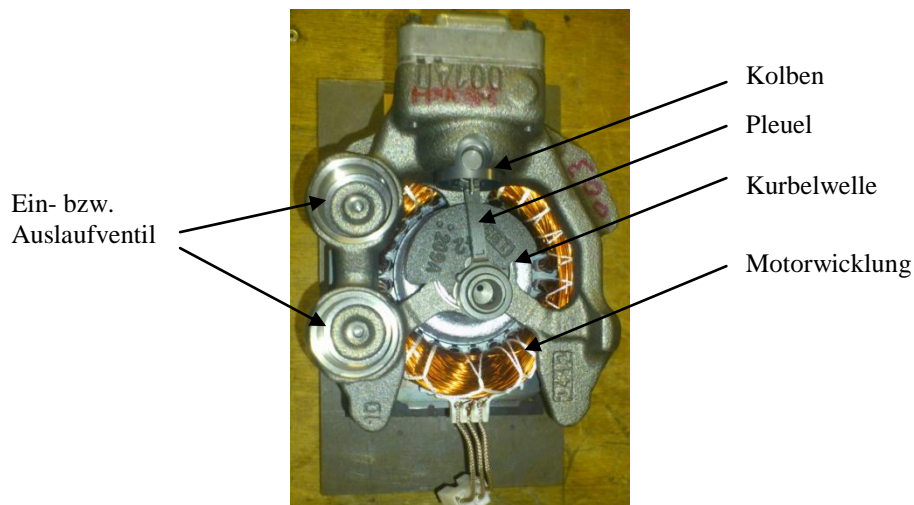


Abbildung 1-2 Kältekompressor

1.2 Aufgabenstellung

Die Wirkung unterschiedlicher Kapseln von hermetischen Kolbenkompressoren soll mittels Schalleistungsmessungen untersucht werden. Dabei ist vorab eine Literaturstudie durchzuführen, wobei die Schalleistungs-Terzspektren der Quelle ohne Kapselung einerseits vorgegeben sind, andererseits im tatsächlichen Messaufbau nachzuweisen beziehungsweise nachzumessen sind. Die Messergebnisse können dann mit Näherungsformeln aus der Literatur verglichen und bei unzureichender Übereinstimmung gegebenenfalls für die untersuchten Kapselbauformen angepasst werden. Als Parameter dienen die Kapselform, wie zum Beispiel Würfel, Quader, Kugel oder Rotationsellipsoid, Material wie Stahl, Kunststoff oder Compoundmaterial, sowie Wandstärke und die Ausführung der Kapselung als einschalige oder mehrschalige Konstruktion. Ziel ist die Bewertung der Kapselungen hinsichtlich des Schalldämmmaßes nach Bauform, Material und Kosten. Näherungsgleichungen sollen gefunden und angepasst werden.

Konkret wird die Arbeit in folgende Teile gegliedert:

Literaturstudie

In der Literaturstudie sollen die zielführendsten Kapselungen identifiziert und mögliche Näherungsgleichungen zur Abschätzung des Schalldämmmaßes herausgearbeitet werden.

Aufbau des Versuchsstandes

Aus fertigungstechnisch Sicht besteht hierbei das Ziel einen Prüfstand und unterschiedliche Kapselungen möglichst einfach zu konstruieren und zu bauen, anhand der die berechneten Schalldämmmaße überprüft werden sollen.

Messkampagne

Die Messkampagne unterteilt sich in Messungen unterschiedlicher geometrischer Formen aus gleichem Material in einschaliger und mehrschaliger Bauweise mit einer bekannten Schallquelle und in die Messung mit dem eigentlichen Kompressor.

Dokumentation

Jede untersuchte Kapselform wird mit den Messdaten des Kompressors ohne Kapselung verglichen. Weiters sollen die gewonnenen Daten mit den Ergebnissen der Näherungsgleichungen verglichen werden. Diese Näherungsgleichungen sollen dann auch bei Bedarf an die jeweilige Anwendung angepasst werden.

2 Nomenklatur

Physikalische Größen

Griechische Formelzeichen

α	[-]	Absorptionskoeffizient
τ	[-]	Transmissionskoeffizient
η	[-]	Verlustfaktor
σ	[-]	Porosität
σ	[-]	Abstrahlgrad
ν	[-]	Poisson Zahl
κ	[-]	Isentropenexponent
ω	[rad/s]	Eigenkreisfrequenz
ω_1/ω_2	[rad/s]	Abstimmfrequenz
ϑ	[°]	Einfallswinkel
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ	[-]	Reflexionsgrad
ξ	[-]	Korrekturwert
λ	[m]	Wellenlänge
φ_p	[rad]	Phasenverschiebung
δ	[1/s]	Abklingkonstante / Dämpfungskonstante
τ	[N/m ²]	Schubspannung
σ	[N/m ²]	Normalpannung

Lateinische Formelzeichen

E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
K	[Pa]	Volumenkompressionsmodul
m''	[kg/m ²]	flächenbezogene Masse
B	[Nm]	Biegesteife einer Platte
s''	[N/m ³]	Federsteife pro Flächeneinheit
c	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
f	[Hz]	Frequenz
f_k	[Hz]	Koinzidenzfrequenz
f_{Gr}	[Hz]	Grenzfrequenz
R	[dB]	Schalldämmmaß
$\overline{R_{ges}}$	[dB]	Summenschalldämmungspegel
L_W	[dB]	Schallleistungspegel
L_I	[dB]	Schallintensitätspegel
L_v	[dB]	Schallschnellenpegel
L_p	[dB]	Schalldruckpegel
$\overline{L_{Wges}}$	[dB]	Summenschallleistungspegel
d,s	[mm]	Wandstärke, Materialdicke



S	[m ²]	Fläche, Oberfläche, Messflächeninhalt (Hüllfläche)
S_i	[m ²]	Teilfläche der Messfläche
S_0	[m ²]	1m ²
K_1	[dB]	Fremdgeräuschkorrektur
K_2	[dB]	Umgebungskorrektur
K	[dB]	Schalldämmmaßkorrektur
l_1, l_2, l_3	[m]	Länge, Breite und Höhe des Bezugsquaders
a,b,c	[m]	Länge, Breite und Höhe der Messfläche
f	[Hz]	Frequenz
d	[m]	Abstand vom Bezugsquader
r	[m]	Radius der Messfläche
d_0	[m]	charakteristische Quellenabmessung
T	[s]	Messdauer, Periodendauer
A	[m ²]	äquivalente Schallabsorptionsfläche
V	[m ³]	Prüfraumvolumen
T_n	[s]	Nachhallzeit
$\frac{S_V}{L'_{p(ST)}}$	[m ²]	Flächeninhalt des Messraumes
$\overline{L_{p(B)}}$	[dB]	über Mikrofonpositionen und Messflächen gebildeter Mittelwert der zeitl. gemittelten Bandschalldruckpegel der Geräuschquelle
		über Mikrofonpositionen und Messflächen gebildeter Mittelwert der zeitl. Gem. Bandschalldruckpegel des Fremdgeräusches
ΔL_p	[dB]	Differenz der Bandschalldruckpegel
N_M	[-]	Anzahl der Messpunkte
$L'_{pi(ST)}$	[dB]	zeitl. Gemittelter Bandschalldruckpegel der Geräuschquelle für für das i-te Mikrofon
$L_{pi(B)}$	[dB]	zeitl. Gemittelter Bandschalldruckpegel des Fremdgeräusches für das i-te Mikrofon
m''	[kg/m ²]	flächenbezogene Masse
a	[m]	Hälfte der kleinste Kapselabmessung
s, h	[mm]	Wandstärke
p, p'	[Pa]	Druck, Schalldruck
x, y, z	[m]	Koordinaten
Z	[kg/(m ² s)]	Impedanz
$Z_{\tau\vartheta}$	[kg/(m ² s)]	Trennimpedanz
Y	[m ² s/kg]	Admittanz
k	[1/m]	Wellenzahl
I	[W/m ²]	Intensität
P	[W]	Leistung
v, v'	[m/s]	Schnelle
t	[s]	Zeit
ΔE	[dB]	Empfindlichkeit
R	[-]	Reiz
R	[kg/ms ²]	Resistenz
X	[kg/ms ²]	akustische Reaktanz



K	[dB]	Korrekturwert
F	[N]	Kraft
Q	[N/m]	längenbezogene Querkraft
M	[N]	ängenbezogenes Moment
u,v,w	[m]	Deformation

Index, sonstige Bezeichnungen

Δ	Unterschied, Laplace Operator $\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)$ für karthesische Koordinaten
ACC	bezogen auf Messung der Firma ACC
ACC sound proofing	bezogen auf Messung der bestehenden Kapsel der Firma ACC
PE	Polyethylen
PA	Polyamid
Al	Aluminium
St	Stahl
N	geometriebezogener Wert
(A)	A-bewertet
gek	gekapselt
kaps	Kapselung
o	oberer Wert
u	unterer Wert
m	mittlerer Wert
ges	Summe
Sum	Summe
L	Luft
1,2	biegesteife Innenschale, biegeeweiche Vorsatzschale
HKG	Halbkugel
KG	Kugel
WU/WUE	Würfel
EL	Rotationsellipsoid
QU	Quader
i	Mikrofonnummer / Messposition / Nummer
ST	Geräuschquelle
n	Laufindex
B	Fremdgeräusch
Max	Maximum
Min	Minimum
—	gemittelt
—	komplex
g	Grenz-
k	Koinzidenz
gr	Gruppen-
p	Phasen-



B	Biege-
$\hat{\quad}$	Amplitude / Effektivwert
w	Wand
j	komplexe Zahl
n	Nummerierung
D	Übertragungsfunktion

3 Grundlagen

Als Schall bezeichnet man im Allgemeinen eine sich in einem elastischen Medium, also Gase, Flüssigkeiten und Festkörpern, ausbreitende mechanische Schwingung. Die Akustik ist dabei die Lehre vom Schall, seinen Eigenschaften, der Entstehung und Ausbreitung und der Erzeugung und Wahrnehmung seiner Messung und Anwendung. Hierbei ist zu sagen, dass sämtliche Schallereignisse durch die Frequenzen der Schallwelle charakterisiert werden und die Angabe stets in Frequenzbereichen erfolgt (Reinhard Lerch, 2009 S. 1).

In der Maschinenakustik wird speziell die Entstehung, Übertragung und Abstrahlung von Luftschall durch eine Maschine behandelt.

3.1 Grundlegende Definitionen

Schall entsteht durch eine Interaktion mit der Umgebung (Andreas Marn, 2011 S. 6).

Folgende Eigenschaften charakterisieren den Schall:

1. Seine Ausbreitung als Welle
2. Schallwellen bewegen sich um einen mittleren Zustand
3. Schallwellen transportieren Information
4. Schallwellen sind transportierte Energie
5. Änderung der Zustandsgröße durch den Schall ist relativ klein

Eine Ausbreitung von Schall ist immer an eine Existenz von Materie, also Gase, Flüssigkeiten oder Festkörper, gebunden und breitet sich in Fluiden nur in der Form von Längs- oder Longitudinalschwingungen aus. Dort wo Schall existiert, muss eine Geräuschquelle beziehungsweise eine Anregung durch eine Quelle bestehen. Schall breitet sich in alle Richtungen gleichmäßig aus.

„Wesentlich für die Akustik ist der Begriff der Schwingung,“ (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 1 und 2).

Eine Schwingung ist ein sich mit der Zeit t ändernder Vorgang, der sich von einer periodischen Schwingung, die sich nach einer Periodendauer T vollständig wiederholt, unterscheidet.

Eine Schwingung kann durch eine Zustandsgröße beschrieben werden.

$$x = x(t + T) \tag{3.1}$$

Als Schwingungsdauer oder Periodendauer dient der Kehrwert der Frequenz f ,

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.2)$$

der bei rechnerischer Behandlung oft als Kreisfrequenz beziehungsweise Winkelgeschwindigkeit dargestellt wird

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}. \quad (3.3)$$

Folgende Begriffe werden in der Akustik definiert beziehungsweise verwendet, (Andreas Marn, 2011 S. 8):

- Schall:* Mechanische Schwingungen von Teilchen eines elastischen Mediums
- Hörschall:* Schall im Frequenzbereich des menschlichen Hörens
- Direktschall:* Schall, der auf dem Weg von der Schallquelle zum Empfänger durch keine Reflexion beeinflusst wurde.
- Normalschall:* Im Zusammenhang mit der Definition des Lautstärkepegels eine eben fortschreitende Schallwelle mit 1kHz, die von vorne auf den Kopf des Beobachters trifft.
- Sekundärschall:* Luftschall, der von einer Schallquelle primär als Körperschall in Bauteile eingeleitet wurde und von diesem in die umgebende Luft abgestrahlt wird.
- Infraschall:* Schall mit einer Frequenz unter 20Hz.
- Ultraschall:* Schallausbreitung mit einer Frequenz über 20kHz.
- Luftschall:* Schallausbreitung im Medium Luft.
- Flüssigkeitsschall:* Schallausbreitung in Flüssigkeiten.
- Körperschall:* Schwingungen von Festkörpern, die im Bereich des menschlichen Hörvermögens liegen.
- Schallfeld:* Mit Materie gefülltes Raumgebiet, in dem sich Schallwellen ausbreiten.
- Freifeld:* Auch Direktschallfeld; Schallfeld in einem homogenen, isotropen Medium, das frei von Grenzflächen ist.
- Diffuses Schallfeld:* Schallfeld umgeben von Grenzflächen.

<i>Fernfeld:</i>	Schallfeld in größerer Entfernung von einer Schallquelle.
<i>Nahfeld:</i>	Bereich um eine Schallquelle.
<i>Ton:</i>	Monofrequenter Schall im Hörbereich.
<i>Klang:</i>	Schall mit einer Frequenzverteilung, deren Frequenzen i.a. ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz sind.
<i>Geräusch:</i>	Schall mit beliebiger Frequenzverteilung.
<i>Lärm:</i>	Jede Art von unerwünschtem Schall. Lärm entsteht im Kopf und ist subjektiv.
<i>Lärmreduktion:</i>	Beeinflussung des Geräuschverhaltens einer Maschine, einer Anlage oder Einrichtung durch konstruktive oder organisatorische Maßnahmen in der Form, dass der beim Betrieb entstehende Lärm im Pegel niedriger und im Frequenzverhalten verändert wird.

3.2 Physiologische Akustik

Der Mensch besitzt zur Wahrnehmung der Akustik ein hochentwickeltes Hörorgan, welches den Schall in elektrische Impulse umwandelt.

3.2.1 Das Gehör

Die drei Teile des menschlichen Ohres werden unterteilt in

- Außenohr
- Mittelohr
- Innenohr

Schall kommt über das Trommelfell, Hammer, Amboss und Steigbügel in das Innenohr, welches aus einer flüssigkeitsgefüllten Schnecke besteht, die in Längsrichtung durch die Basilarmembran geteilt ist. Weitergeleitete Schwingungen versetzen die Flüssigkeit und damit die Basilarmembran, welche am Beginn steifer ist als am Ende, wo sie breiter und elastischer ausgeführt vorliegt, in Schwingung. Bei hohen Frequenzen wird am Beginn der Membran eine Auslenkung erzeugt, bei tiefen Frequenzen eher am Ende. Diese Auslenkung erzeugt über Tasthaare und Nervenbahnen einen elektrischen Reiz der im Gehirn verarbeitet wird. Das menschliche Ohr führt so innerhalb einer kurzen Zeit eine komplette Frequenzanalyse

durch. Werden mehrerer Nervenbahnen angeregt, so erscheint der Schall lauter (Göttlich, 2011, 2012 S. 5).

Eine wichtige Funktion des Ohres ist die Verdeckung. Das bedeutet die Fähigkeit Schall auszublenden. Auch Frequenzen können so andere verdecken, so dass jene unhörbar werden. Bei aufeinanderfolgenden Schallereignissen wird in Abhängigkeit des zeitlichen Abstandes der Pegelunterschiede das schwächere Schallereignis durch das Stärkere verdeckt.

Es wird unterschieden zwischen Nachverdeckung, hierbei wird das nachfolgende schwache Ereignis von einem Stärkeren verdeckt, der Vorverdeckung, wo das verdeckte schwächere vor dem stärkeren Ereignis liegt, sowie einer Aufwärtsverdeckung und einer Abwärtsverdeckung, welche durch Verdeckung eines starken hochfrequenten Schallereignisses durch ein schwächeres Ereignis bedeutet oder umgekehrt.

3.2.2 Schallwahrnehmung

Die Schallwahrnehmung dient als Informationsverarbeitungsprozess. Ein Schallereignis wird durch die Faktoren Tonhöhe, Lautstärke, Klangfarbe, Zeitempfindung, Lautheit, Schärfe, Schwankungsstärke, Rauigkeit und Tonhaltigkeit charakterisiert.

Beim Gehör gilt, dass ein Ausgangsreiz prozentual geändert werden muss, damit sich die gleiche Empfindungsstärke einstellt.

Der Zuwachs der Empfindung ΔE ist proportional zum Verhältnis aus absolutem Reizzuwachs ΔR und dem Ausgangsreiz R (Möser, 2012 S. 4).

$$\Delta E = k \frac{\Delta R}{R} \quad (3.4)$$

Auch eine Richtungsidentifizierung mittels des Gehöres ist möglich, denn das Gehör identifiziert Laufzeit- und Schalldruckdifferenzen durch den ungleichen Abstands des Ohres zur Schallquelle.

3.2.3 Hörschwelle

Der Frequenzumfang des menschlichen Ohres liegt im Bereich von 16 Hz und 20 kHz. In diesem Bereich nehmen wir Schall wahr. Dieser Frequenzbereich ist oben gekennzeichnet durch die Schmerzschwelle, unten durch die Hörschwelle. Bei Überschreiten des Schalldruckpegels, also über die Schmerzschwelle, kommt es zur Umwandlung des Schalldrucks in Schmerz. Die Hörfläche wurde durch Versuche festgestellt und dient als

Grundlage für die Bewertungskurven. Die Kurven zwischen Hörschwelle und Schmerzgrenze werden in Linien gleichen Lautstärkenpegels unterteilt. Die subjektive Wahrnehmung der Lautstärke ist somit von der Frequenz, der Bandbreite und des Schalldruckpegels abhängig, (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 10). Dies ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

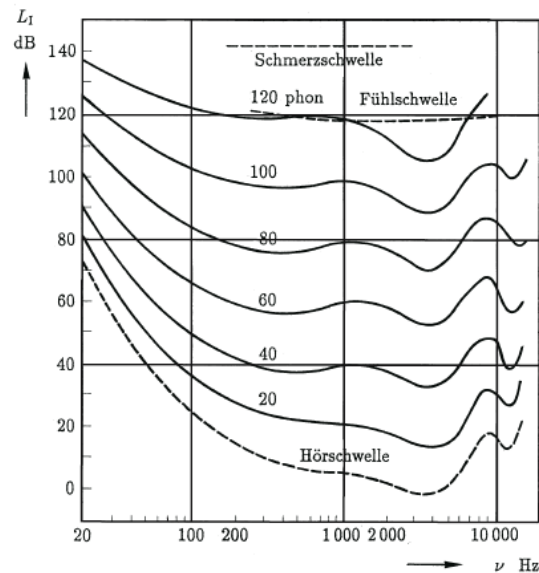


Abbildung 3-1 Kurven gleicher Lautstärke, Quelle: (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 10)

3.3 Mathematische Beschreibung des Schallfeldes

3.3.1 Schallkenngrößen

Zur Darstellung akustischer Kenngrößen unterscheidet man zwischen Energiegrößen, welche proportional der im Feld vorkommenden energetischen Größen sind und Feldgrößen welche keine räumliche Abhängigkeit besitzen (Andreas Marn, 2011 S. 9 ff.).

Feldgrößen

Feldgrößen sind alle mechanischen Größen, in denen sich das Schallfeld gegenüber dem Ruhezustand des Mediums unterscheiden. Diese sogenannten Immissionsgrößen kennzeichnen das Schallfeld an einem beliebigen Ort. Hierbei unterscheidet man zwischen Schalldruck und Schallschnelle.

- **Schalldruck**

Es wird angenommen, dass sich der atmosphärische Druck im Schallfeld nur sehr langsam beziehungsweise fast gar nicht ändert. Diesem Druck sind kleine Druckschwankungen überlagert. Diese Druckschwankungen werden als Schalldruck p' bezeichnet. Der Schalldruck ist eine zeitabhängige Größe und in seiner Größenordnung, zwischen $20 \mu\text{Pa}$ und 20Pa , um etliches kleiner als der statische Luftdruck mit 10^5Pa . Er ist also mit der Luftdichte und Lufttemperatur unmittelbar verbunden und kann mithilfe von

$$p' = \hat{p} \cos(\omega t + \varphi_p) \quad (3.5)$$

beschrieben werden.

- **Schnelle**

Die Luftteilchen werden mit einer bestimmten Geschwindigkeit hin und her bewegt. In ruhender Luft erfolgt also eine Auslenkung um die Ruhelage. Herrscht eine Strömung vor, so bezeichnet man die Wechselgeschwindigkeit um die mittlere Strömungsgeschwindigkeit als Schallschnelle.

$$\underline{v'} = \hat{v} e^{i(\omega t + \varphi_v)} \quad (3.6)$$

Der Schalldruck und die Schallschnelle hängen, für die ebene Welle, über folgende Formel zusammen

$$p' = \rho c v'. \quad (3.7)$$

Der Quotient von Schalldruck zu Schallschnelle wird auch als Schallkennimpedanz oder akustische Impedanz bezeichnet.

$$\underline{Z} = \frac{\underline{p'}}{\underline{v'}} = R + iX \quad (3.8)$$

Hierbei bezeichnet R die akustische Resistenz und X die akustische Reaktanz.

Energiegrößen

Bei den Energiegrößen des Schallfeldes wird hauptsächlich zwischen Schallintensität I und Schalleistung P unterschieden.

- **Schallintensität**

Die Schallintensität ist jene Schallenergie, welche in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit hindurch läuft. Die Schallschnelle ist eine gerichtete Größe.

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p v dt \quad (3.9)$$

- **Schalleistung**

Die Schalleistung ist eine weitere wichtige akustische Kenngröße. Sie gibt an welche Schallenergie in der Zeiteinheit durch die Fläche S durchläuft. Die Schalleistung ist eine Art Emissionsgröße.

$$P = \int_S I dS \quad (3.10)$$

Materialkenngrößen

- **Schallgeschwindigkeit, Wellenlänge und Frequenz**

Die Schallgeschwindigkeit ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Schallwelle im Übertragungsmedium. Bei Gasen ist diese von der Temperatur abhängig $c = \sqrt{\kappa RT}$.

Für Flüssigkeiten ist sie mit $c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$ und bei Festkörpern mit $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ festgelegt. Ist die Schallgeschwindigkeit frequenz- beziehungsweise wellenlängenabhängig so spricht man von Dispersion.

Es gilt der Zusammenhang

$$c = \lambda f = 2\pi f \left(\frac{\lambda}{2\pi} \right) = \omega \frac{1}{k} \quad (3.11)$$

Effektivwerte

In der Akustik interessieren vor allem zeitlich stationäre Vorgänge. Dabei handelt es sich meistens um periodische Vorgänge. Da die Feld- und Energiegrößen zeitlich sehr schnell schwanken, sind nur sehr schwer Maximalwerte zu messen. Eine zeitliche

Mittelung ergäbe in den meisten Fällen null. Deshalb werden in der Akustik häufig Effektivwerte verwendet (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 17).

$$\tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}; T \rightarrow \infty \quad (3.12)$$

Pegel

Generell wird in der Akustik eine Pegelrechnung angewendet. Ein Pegel bezeichnet einen logarithmierten Ausdruck auf eine feste Bezugsgröße. Dies erscheint sinnvoll, da auch das Gehör die Töne nahezu logarithmisch wahrnimmt.

- **Schalldruckpegel**

$$L_p = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \quad (3.13)$$

Der Bezugsdruck ist $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} Pa$ festgelegt. Dieser Wert wurde gewählt, da hier die Hörschwelle liegt.

- **Schnellenpegel**

$$L_v = 20 \lg \frac{\tilde{v}}{v_0} \quad (3.14)$$

Die Bezugsschnelle liegt in diesem Falle durch p_0 fest durch $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} m/s$.

- **Schalleistungspegel**

$$L_w = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad (3.15)$$

$$P_0 = 10^{-12} W$$

- **Schallintensitätspegel**

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (3.16)$$

$$I_0 = 10^{-12} W/m^2$$

- **Rechnen mit Pegelgrößen**

Schallleistungspegel mehrerer Schallquellen

$$L_{wges} = 10 \lg \left(\frac{\sum_{i=1}^n P_i}{P_0} \right) = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{wi}}{10}} \right) \quad (3.17)$$

Pegelmittlung

Bei einer Pegelmittlung kann es sich um eine räumliche Mittelung über mehrere Messpunkte nach Formel (3.18) oder um eine zeitliche Mittelung nach Formel (3.19) handeln. Es wird eine energieäquivalente Mittelung vorgenommen.

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{pi}}{10}} \right) \quad (3.18)$$

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n t_i 10^{\frac{L_{pi}}{10}} \right) \quad (3.19)$$

3.3.2 Darstellung akustischer Signale

Die Darstellung akustischer Signale erfolgt sowohl im Zeit- als auch im Frequenzraum. Eine Analyse eines Signales führt zum sogenannten Spektrum. Wichtig ist über welchen Zeitraum eine Effektivwertbildung vorgenommen und welches Frequenzband verwendet wurde. Bei den meisten Filtertypen handelt es sich um Rechteckfilter mit der Breite eines Oktav- oder eines Terzbandes. Eine Terz ist ein Drittel einer Oktave. Essentiell ist, dass die Breite der Bänder nicht konstant ist. Die obere und untere Grenze eines Bandes unterscheiden sich um einen Faktor 2 bei der Oktave und um einen Faktor $\sqrt[3]{2}$ bei der Terz. Im Gegensatz hierzu steht die Schmalbandanalyse mit einer konstanten Bandbreite. Sie stellt eigentlich eine Fourier-Analyse dar. Jede Schwingung kann durch Überlagerung einzelner Sinusfunktionen abgebildet werden. Abbildung 3-2 zeigt den Vergleich der Unterschiedlichen Analysearten (Andreas Marn, 2011 S. 21 ff.).

Der Versatz der Signale auf der Ordinate entsteht durch die logarithmische Pegeladdition. Die Schmalbandanalyse fällt am niedrigsten aus, da sie die höchste Auflösung besitzt.

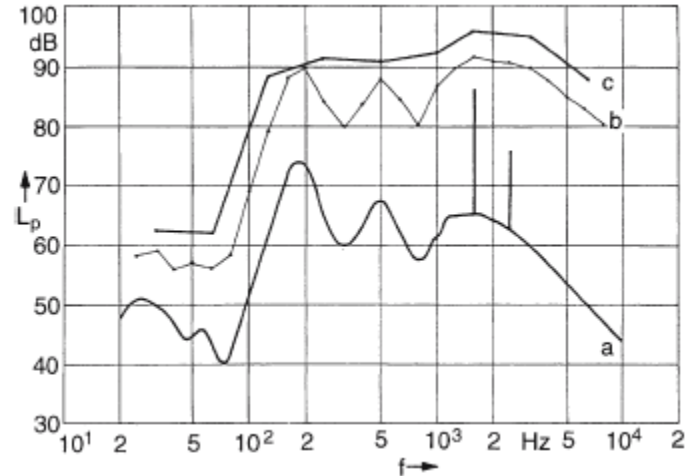


Abbildung 3-2 Einfluss des Filtertyps a) Schmalbandanalyse b) Terzbandanalyse c) Oktavbandanalyse Quelle: (Schirmer, 1996, 2006 S. 19)

3.3.3 Schallbewertung

Ein Geräusch besteht immer aus einer Vielzahl von Frequenzen. Bei technischen Anwendungen wird meistens der Schalldruckpegel über die verschiedenen Frequenzen gemessen. Unter der Annahme der Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs können sogenannte Bewertungskurven nach Abbildung 3-3 eingeführt werden (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 11).

So werden bei der A-Bewertung zum Beispiel tieffrequente und laute Geräusche viel stärker abgeschwächt. Die Bewertungskurven sind Linien gleicher Lautstärkenpegel.

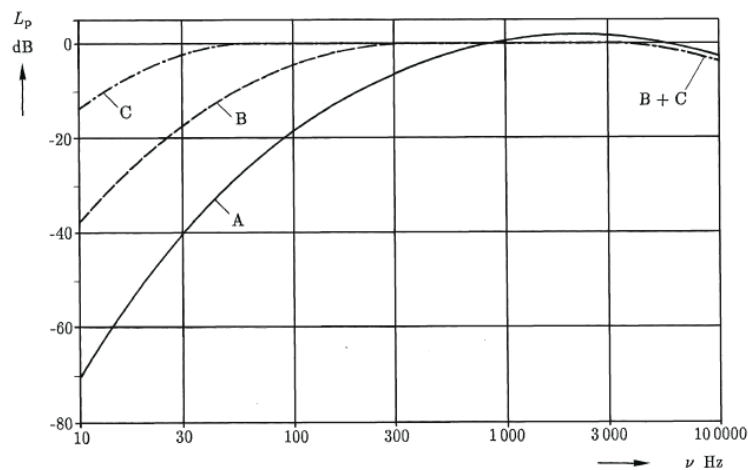


Abbildung 3-3 Bewertungskurven, Quelle: (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 11)

Zur Geräuschbeurteilung dient ein sogenannter Beurteilungspegel, der ein Maß für die durchschnittliche Geräuschbelastung während eines gewissen Zeitraumes darstellt.

$$L_r = 10 \lg \left(\frac{1}{T_t} \sum_{i=1}^n T_i 10^{\frac{L_{eq,i} + K_i}{10}} \right) \quad (3.20)$$

$$K = K_T + K_I + K_R - C_{met} \quad (3.21)$$

K_T berücksichtigt die Tonhaltigkeit, K_I die Impulshaltigkeit. K_R ist ein Zuschlag für die Tageszeit und C_{met} berücksichtigt die meteorologischen Einflüsse.

Die Dezibel-Skala ermöglicht eine gesamte Abbildung des Schallfeldes im Hörbereich. Hinsichtlich der Wahrnehmung lässt sich die dB-Skala laut Tabelle 3.1 unterteilen (Andreas Marn, 2011 S. 20).

Tabelle 3.1 Wahrnehmung der Schallpegeländerung

Schallpegeländerung	Wahrnehmung
< 2 dB	nicht wahrnehmbar
2-4 dB	gerade wahrnehmbar
5-10 dB	deutlich wahrnehmbar
6 dB	Verdopplung des Schalldruckes
10 dB	Verdopplung der Wahrnehmungsstärke
> 10 dB	überzeugende Änderung

3.3.4 Beschreibung des Schallfeldes

Eindimensionale Schallfelder

Nun soll geklärt werden wie sich Schall in Gasen nach dem Prinzip der nicht-dispersiven¹ Wellenausbreitung verhält. Hierzu wird zunächst die eindimensionale Betrachtung verwendet. Das Gas wird als ein elastisch deformierbares, massebehaftetes Medium betrachtet. Kleine Elemente werden herausgeschnitten und mit einer Masseeigenschaft m und einer Federsteifigkeit s versehen. Wird nun die erste Masse angeregt, so reagiert die nächste zeitlich verzögert. Bei Schallwellen muss man zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten unterscheiden. Nämlich die Ausbreitungsgeschwindigkeit c mit der sich die Welle fortbewegt und die Geschwindigkeit der Gasmasse um ihre Ruhelage, der Schallschnelle v . Die Ausdehnung eines Masseelementes wird mit Δx bezeichnet. Wird ein Luftpfelement verformt, so entsteht eine Änderung der Dichte. Die Masse eines Gaselementes beträgt $S\Delta x\rho_0$. Wird dieses Element einer Deformation durch Bewegung der linken $w(x)$ und der rechten $w(x + \Delta x)$ Bezugsfläche des Elementes unterworfen und setzt diese mit der Masse der Ruhelage gleich, so erhält man unter der Berücksichtigung von $\rho_G = \rho_0 + \rho$ Formel (3.22) (Möser, 2012 S. 27 ff.).

¹ Nicht-dispersiv: Schallgeschwindigkeit hängt nicht von der Frequenz ab;

$$(\rho_0 + \rho)[\Delta x + w(x + \Delta x) - w(x)]S = S\Delta x\rho_0 \quad (3.22)$$

Durch Division der Fläche S , ausmultiplizieren und vernachlässigen der quadratisch kleinen Produkten aus Schalldichte und Teilchenauslenkung erhält man

$$\rho = -\rho_0 \frac{w(x + \Delta x) - w(x)}{\Delta x} \quad (3.23)$$

Führt man diese Gleichung nun auf den Grenzfall der infinitesimalen kleinen Gaselemente, so erhält man die Schalldichte anhand der Ortsableitung. Diese Gleichung ist auch als Kontinuitätsgleichung bekannt.

$$\frac{\rho}{\rho_0} = -\frac{\partial w(x)}{\partial x} \quad (3.24)$$

Eine weitere Frage ist auf welche Weise das Gasteilchen beschleunigt wird. Durch Anwendung des Newtonschen Trägheitsgesetzes folgt

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\frac{1}{\rho_0} [p(x) - p(x + \Delta x)]. \quad (3.25)$$

Betrachtet wird wiederum nur ein infinitesimales Element, $\lim \Delta x \rightarrow 0$, so folgt daraus das Trägheitsgesetz der Akustik:

$$\rho_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.26)$$

Werden diese beiden Betrachtungen nun zusammengeführt, dass heißt die Auslenkung eliminiert durch Ableiten nach Zeit und Ort und gegenseitigem Einsetzen, folgt daraus Formel (3.29).

$$\rho_0 \frac{\partial^3 w}{\partial t^2 \partial x} = -\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.27)$$

$$\rho_0 \frac{\partial^3 w}{\partial t^2 \partial x} = -\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (3.29)$$

Wird nun noch die Schalldichte $\rho = p/c^2$ (Stoffgesetz) eingesetzt, so gelangt man zur Wellengleichung

$$\boxed{\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}} \quad (3.30)$$

In der Akustik wird nicht die Teilchenauslenkung betrachtet, vielmehr spricht man von der Schnelle.

$$v(x, t) = \frac{\partial w}{\partial t} \quad (3.31)$$

Nach d'Alembert besitzt die Eindimensionale Wellengleichung die Lösung

$$p = f(ct + x) + G(ct - x). \quad (3.32)$$

Daraus lässt sich unmittelbar die Dichtefunktion bestimmen

$$\rho = \frac{1}{c} [f(ct + x) + G(ct - x)]. \quad (3.33)$$

Stehende Wellen

„Die folgende Darstellung beruht auf Möser,“ (Möser, 2012 S. 27 ff.).

Eine fortlaufende Welle wird nun von einem Hindernis reflektiert. Die Schalldruckamplitude für eine allgemeine ebene Schallausbreitung, die vom Entstehungsort in beide Richtungen erfolgt lautet

$$p(x) = p_0 [e^{-jkx} + re^{jkx}]. \quad (3.34)$$

Der erste Summand ist jener in positive x-Richtung, der zweite Summand beschreibt den reflektierten Teil in negative x-Richtung.

$$v(x) = \frac{p_0}{\rho_0 c} [e^{-jkx} + re^{jkx}] \quad (3.35)$$

Wird der Reflektor nun als schallhart betrachtet so gilt $x(x=0)=0$ und $r=1$. Damit ergibt sich folgende Ortsverläufe für Schalldruck und Schallschnelle

$$p(x) = 2p_0 \cos(kx), \quad (3.36)$$

$$v(x) = \frac{-2jp_0}{\rho_0 c} \sin(kx). \quad (3.37)$$

Mithilfe der Zeitkonvention gewinnt man daraus Verläufe über Ort und Zeit.

$$p(x) = 2p_0 \cos(kx) \cos(\omega t), \quad (3.38)$$

$$v(x) = \frac{2p_0}{\rho_0 c} \sin(kx) \sin(\omega t); \quad (3.39)$$

Da für $kl=n\pi$ gilt folgt daraus für die Resonanzfrequenzen

$$f = \frac{nc}{2l}, \quad (3.40)$$

beziehungsweise

$$l = n \frac{\lambda}{2}. \quad (3.41)$$

Dreidimensionale Schallfelder

Die dreidimensionale Wellengleichung erhält man ganz einfach durch Erweiterung des Massenerhaltungsprinzips mit Dehnungen in alle drei Raumrichtungen. Erweitert man auch die Trägheitsgleichungen so führt die zur allgemeinen Wellengleichung (Möser, 2012 S. 41 ff.).

$$\Delta p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.42)$$

3.4 Absorption, Reflexion, Transmission

Trifft eine Schallwelle auf ein Hindernis, dann wird die Energie aufgeteilt. In Abbildung 3-4 ist ein Schalldurchgang durch eine Wand dargestellt. Hier bedeutet a der eintreffende Schall, b der reflektierte Schallanteil, c der Verlust durch Umwandlung in Wärme (Dissipation), d der

Verlust durch Ableitung als Körperschall (Absorption) und e den abgestrahlten Schall (Schirmer, 1996, 2006 S. 160).

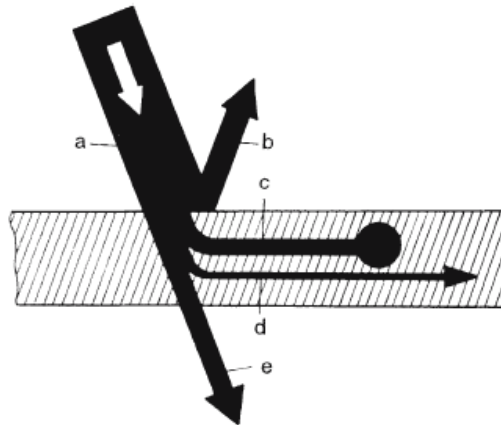


Abbildung 3-4 Schalldurchgang, Quelle: (Schirmer, 1996, 2006 S. 160)

Grundsätzlich gilt $P_{ein} = P_r + P_\delta + P_\tau$ beziehungsweise durch Division durch die einfallende Schalleistung $1 = \rho + \delta + \tau$.

Reflexion

Beim Einfallen einer ebenen Welle auf einer Wand wird, wie oben angesprochen, ein Teil der Schallwellenenergie reflektiert. Der Reflexionsgrad r oder ρ ergibt sich aus dem Verhältnis der Schalldrücke aus reflektierten und einfallenden Schalldruck an den Trennflächen.

Die akustische Wandimpedanz ist mit $\underline{Z}_W = \frac{p}{v}$ definiert. Wird diese in den Reflexionsgrad eingesetzt, so ist dieser vom Verhältnis der Wandimpedanz \underline{Z}_W zur Schallkennimpedanz $Z_0 = \rho c$ des Fluides abhängig, (Andreas Marn, 2011 S. 71).

$$r = \frac{\underline{Z}_W - Z_0}{\underline{Z}_W + Z_0} \quad (3.43)$$

3.5 Schallfeldarten

Die Schalleistung besitzt einen funktionellen Zusammenhang mit Schalldruck und Schallschnelle, der durch die akustischen Eigenschaften der Umgebung beeinflusst wird. Das Nahfeld ist jener Bereich, indem Schallschnelle und Schalldruck nicht in Phase schwingen. Dadurch besteht die Schalleistung aus einem Wirkanteil und einem Blindanteil. Mit zunehmendem Abstand verringert sich die Phasenverschiebung und das Fernfeld beginnt. In

Abbildung 3-5 ist das prinzipielle Schallfeld in einem halbhalligen Raum dargestellt (Schirmer, 1996, 2006 S. 35).

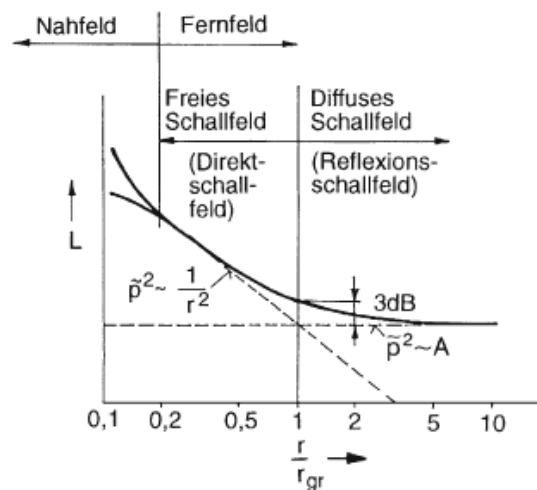


Abbildung 3-5 Schallfeldstruktur, Quelle: (Schirmer, 1996, 2006 S. 35)

Ein Freifeld liegt vor, wenn im Messbereich nur eine kohärente Schallquelle existiert, deren Schallwellen von keinem Hindernis reflektiert werden. Die abgestrahlte Leistung wird mit zunehmendem Abstand von der Quelle auf eine immer größere Fläche verteilt. Dadurch nehmen sowohl Schalldruck als auch Intensität mit zunehmender Entfernung ab. Hierbei wird von einer Pegelabnahme durch Divergenz gesprochen. Im freien Schallfeld erfolgt eine Abnahme des Schalldruckpegels um 6 dB pro Abstandsverdoppelung infolge $p^2 \sim r^{-2}$ bei Annahme eines Kugelstrahlers. Ein diffuses Feld, auch Hallfeld genannt, liegt vor wenn der Schall an jedem Ort im zeitlichen Mittel aus allen Richtungen die gleiche Intensität aufweist. Diffuse Schallfelder kommen in Räumen mit hinreichend reflektierenden Wänden vor. Es entsteht nur wenn hinreichend viele Eigenmoden des Raumes angeregt werden. Als Grenze zwischen den beiden Schallfeldarten dient der Abstand von der Quelle weg, bei dem die Schallenergieanteile beider Felder gleich groß sind. Dieser Abstand wird Hallabstand genannt und hängt von der äquivalenten Schallabsorptionsfläche A ab.

3.6 Körperschall

3.6.1 Grundbegriffe

Im Gegensatz zu Fluiden in denen nur Kompressionswellen existieren, können in Festkörper zwei unterschiedliche Wellentypen, Longitudinal- und Transversalwellen oder Biege- wellen, auftreten. Bauteile lassen sich oftmals gut durch eindimensionale Stäbe oder zweidimensionale Platten oder Schalen modellieren (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 1 ff.).

Bei der Körperschallentstehung wird grundsätzlich zwischen zwei Anregungsarten der Kraftanregung und der Schnellenanregung unterschieden.

Die Kraftanregung lässt sich näherungsweise allein durch die Kraft beschreiben, das heißt ohne die komplexen Werte der frequenzabhängigen Admittanz. Diese ist zulässig wenn die Admittanz der Quelle größer ist als die des angeregten Systems. Die durch eine Kraft angeregte Struktur abgestrahlte Leistung lässt sich durch Erhöhung der Eingangsimpedanz, Verringerung der abstrahlenden Fläche und durch eine Verringerung des Abstrahlgrades mindern.

Bei der Schnellenanregung gilt, dass an der Verbindungsstelle zwischen Quelle und Last eine unabhängige Admittanz vorherrscht. Eine Klassifizierung des Körperschalls erfolgt in Anregung durch freie Massenkräfte, Stoßanregung, Anregung durch eine unregelmäßige Kraftfunktion, Kräfte aufgrund instationärer Strömungsbedingungen und der Selbstanregung.

- **Einmassenschwinger**

Das einfachste, schwingungsfähige, mechanische System ist der Einmassenschwinger.

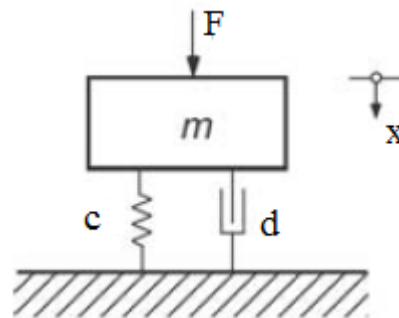


Abbildung 3-6 Einmassenschwinger

Die Bewegungsgleichung hierfür lautet bei stationärer harmonischer Anregung

$$\frac{d^2x}{dt^2} + d \frac{dx}{dt} + cx = \hat{F} \sin(\omega t + \varphi). \quad (3.44)$$

Mithilfe des komplexen Ansatzes $x = \hat{x}e^{j\omega t}$, dessen Ableitungen folgt nun

$$(-\omega^2 m + j\omega d + c)\hat{x}e^{j\omega t} = \hat{F}e^{j\omega t}. \quad (3.45)$$

Daraus folgt die Übertragungsfunktion mit

$$D(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega d + c}. \quad (3.46)$$

Ohne Dämpfung beträgt die Eigenkreisfrequenz des Systems $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ mit Dämpfung lautet sie $\omega_{0D} = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$ mit $\delta = d/(2m)$. Daraus folgt für die Übertragungsfunktion

$$D(\omega) = \frac{1}{m[-\omega^2 + j\omega 2\delta + \omega_0^2]} \quad (3.47)$$

$$|D(\omega)| = \frac{1}{m\omega_0^2 \sqrt{\left[\left(\frac{2\delta}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2\right]}}$$

Ist die Abklingkonstante δ hinreichend klein, so erhält man durch Vernachlässigung der quadratischen Glieder das Verhältnis der Schnelle zu dem Schwellenmaximum bei Resonanz durch

$$\frac{\underline{v}}{\underline{v}_{max}} = \frac{1}{1 + j(\omega - \omega_0)/\delta} \quad (3.48)$$

Für den Körperschallpegel gilt folgende Definition, z.B. für die Schnelle

$$L_v = 20 \lg\left(\frac{\underline{v}}{\underline{v}_{max}}\right). \quad (3.49)$$

Aus der komplexen Übertragungsfunktion kann nun die zugehörige Phase bestimmt werden

$$\varphi_D = \arctan\left[\frac{\frac{2\delta}{\omega_0^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}\right]. \quad (3.50)$$

In der Akustik ist bei der Übertragungsfunktion nicht das Verhältnis von anregender Kraft zur Auslenkung interessant. Vielmehr aber das Verhältnis der Schnelle zur anregenden Kraft. Dieser Wert wird als Admittanz Y bezeichnet und ist der Kehrwert der Impedanz. Bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden wird mit Matrizen gerechnet.

$$Y(\omega) = \frac{1}{jm\omega + d + \frac{c}{j\omega}} \quad (3.51)$$

- **Zweimassenschwinger**

Später werden doppelwandige Stahlkapselungen anhand des Modells des Zweimassenschwingers diskutiert. In diesem Teil sollen nun die Eigenfrequenzen eines solchen Systems besprochen werden, denn diese werden bei der Auslegung im Nachfolgenden benötigt. Es ist nun jedoch darauf zu achten, dass man in diesem Fall nun von spezifischen Größen, also zum Beispiel einer flächenbezogenen Masse m'' spricht. Das System wurde laut Abbildung 3-7 auch ohne Dämpfung und ohne Kraftanregung ausgestattet.

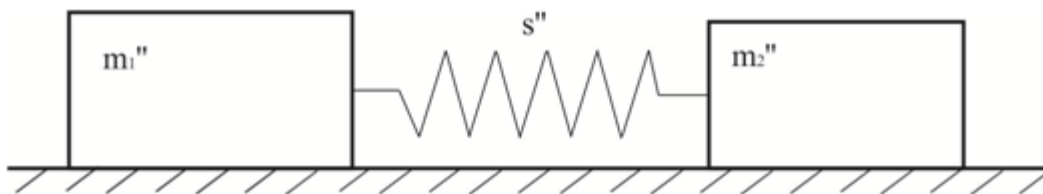


Abbildung 3-7 Zweimassenschwinger

Bei einem solchem System handelt es sich um einen Koppelschwinger, da sich mehrere Schwingungen gegenseitig beeinflussen. Ist die Beeinflussung nur einseitig, so führt also eine Masse eine Eigenschwingung durch und regt die andere dadurch zu einer erzwungenen Schwingung an. Betrachtet man nun die Partialeigenfrequenzen des Systems, so können diese gleich als $\omega_1 = \sqrt{\frac{s''}{m_1''}}$ und $\omega_2 = \sqrt{\frac{s''}{m_2''}}$ angeschrieben werden.

Für das gekoppelte System gelten die Bewegungsgleichungen

$$m_1'' \ddot{x}_1 + s''(x_1 - x_2) = 0, \quad (3.52)$$

$$m_2'' \ddot{x}_2 + s''(x_2 - x_1) = 0. \quad (3.53)$$

Mithilfe des komplexen Ansatzes und der Matrizenschreibweise kann nun geschrieben werden

$$\begin{bmatrix} m_1'' \omega_{12}^2 + s'' & -s'' \\ -s'' & m_2'' \omega_{12}^2 + s'' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \end{bmatrix} = 0. \quad (3.54)$$

Durch Null- setzen der Koeffizientendeterminante erhält man das charakteristische Polynom, welches zu den Eigenfrequenz des gekoppelten Systems führt.

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{m_1'' + m_2''}{m_1'' m_2''} s''}$$

(3.55)

Diese Frequenz kann auch als Koppelfrequenz bezeichnet werden.

3.6.2 Kirchhoffsche Plattentheorie

Bei Platten handelt es sich um flächenförmige Strukturen, deren Dicke im Verhältnis zu ihren anderen Abmessungen sehr gering ist. Die Belastung auf eine Platte wirkt senkrecht zur Mittelebene. Im Gegensatz dazu stehen Schalen, die gekrümmte Flächen aufweisen (Stephan, 1995 S. 212).

Die Kirchhoffsche Theorie beschreibt die Merkmale dünner Platten, deren Dicke, gering gegenüber den Abmessungen und auch im Verhältnis zur Wellenlänge der Biegewellen klein ist. Hierbei gelten folgende Punkte:

- Ebene Querschnitte bleibt nach der Verformung eben
- Senkrechte zur Plattenmittelfläche bleiben nach der Verformung senkrecht
- Querkraftschub wird vernachlässigt
- Rotationsträgheit wird vernachlässigt
- Spannungen senkrecht zur Plattenmittelebene bleiben unberücksichtigt
- Spannungen infolge Querausbiegung werden vernachlässigt
-

„Die folgende Darstellung orientiert sich an Lerch,“ (Reinhard Lerch, 2009 S. 120 ff.).

Abbildung 3-8 zeigt das verformte Plattensegment mit der Durchbiegung w und u .

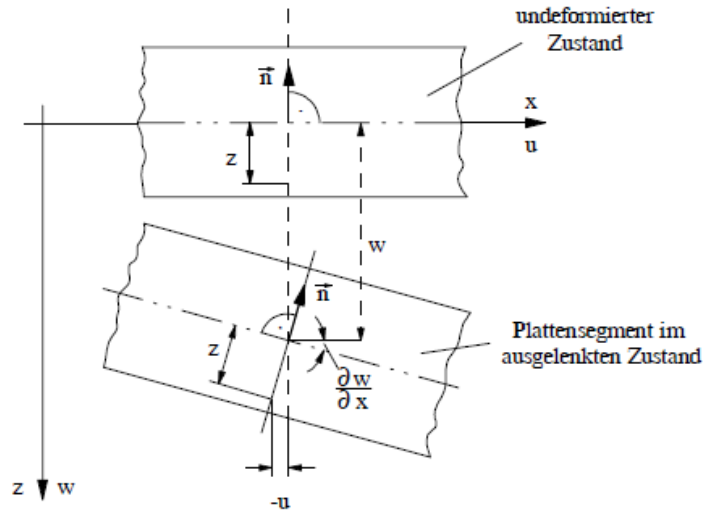


Abbildung 3-8 Plattenauslenkung, Quelle:(Reinhard Lerch, 2009 S. 122)

Da nun aufgrund der Annahme der dünnen Platte die Normalenhypothese besteht und die Mittelfläche wegen der geringen Durchbiegung unverzerrt bleibt, können nun folgende kinematische Zusammenhänge aufgestellt werden

$$\begin{aligned}
 w(x, y, z; t) &= w(x, y, z; t), \\
 u(x, y, z; t) &= -z \frac{\partial w}{\partial x}, \\
 v(x, y, z; t) &= -z \frac{\partial w}{\partial y}.
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} w \\ u \\ v \end{aligned}} \right\} \text{Normalenhypothese} \quad (3.56)$$

Die Verzerrungen der Platte können nun wie folgt beschrieben werden

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \\
 \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}.
 \end{aligned}
 \quad (3.57)$$

Bei dünnen Platten wird die Normalspannung in z-Richtung vernachlässigt beziehungsweise ist $\sigma_z \ll \sigma_x, \sigma_y$, also ein ebener Spannungszustand.

Dadurch lassen sich die Spannungs-Verzerrungs-Beziehungen für ein isotropes, homogenes Material laut Gleichungen (3.58) anschreiben.

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y), \\ \varepsilon_{yy} &= \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x), \\ \gamma_{xy} &= \frac{1}{G}\tau_{xy};\end{aligned}\tag{3.58}$$

Durch Umformen und Eliminieren der Verzerrung kann nun auf die Spannungen in Abhängigkeit von den Verschiebungen geschlossen werden, wobei E für den Elastizitätsmodul, G für den Schubmodul und ν für die Poisson'sche Konstante steht.

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_{xx} + \nu\varepsilon_{yy}) = -\frac{Ez}{1-\nu^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right), \\ \sigma_y &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_{yy} + \nu\varepsilon_{xx}) = -\frac{Ez}{1-\nu^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right), \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy} = -\frac{Ez}{1+\nu}\frac{\partial^2 w}{\partial x\partial y};\end{aligned}\tag{3.59}$$

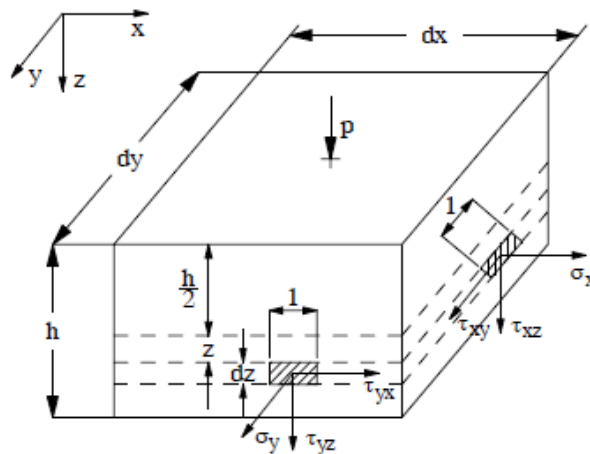


Abbildung 3-9 Infinitesimales Plattenelement unter Drucklast, Quelle:(Reinhard Lerch, 2009 S. 120)

Wird nun ein infinitesimales Element laut Abbildung 3-9 aus den Balken herausgeschnitten, so können nun Biege- und Torsionsmomente nach Formel (3.60) und (3.61) definiert werden.

Biegemomente

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z \, dz, \quad M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z \, dz;\tag{3.60}$$

Torsionsmomente

$$M_{yx} = M_{xy} = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{xy} z \, dz \quad (3.61)$$

Nach der Normalentheorie lassen sich nun folgende Schnittkräfte ableiten

$$Q_x = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{xz} \, dz, \quad Q_y = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{yz} \, dz. \quad (3.62)$$

Abbildung 3-10 zeigt nun alle auf das Element wirkenden Kräfte, Biege- und Torsionsmomente. Das Flächenelement wird in z-Richtung mit dem Druck p beaufschlagt. In diesem Fall handelt es sich bei allen Kräften und Momenten um auf eine Länge beziehungsweise Breite bezogene Größen.

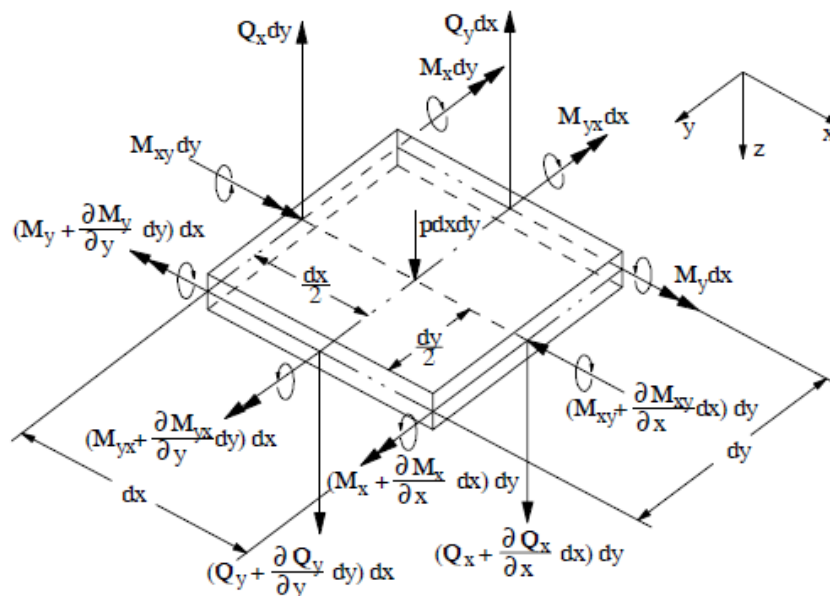


Abbildung 3-10 Kräfte und Momente, Quelle: (Reinhard Lerch, 2009 S. 121)

Das Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung ergibt nun unter Berücksichtigung flächenbezogene Trägheitskraft nach d'Alembert

$$p \, dx \, dy + \frac{\partial Q_x}{\partial x} \, dx \, dy + \frac{\partial Q_y}{\partial y} \, dx \, dy = \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (3.63)$$

$$p + \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} = \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}.$$

Das Momentengleichgewicht um die x- beziehungsweise y-Achse ergibt

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx dy + \frac{\partial M_y}{\partial y} dx dy - 2Q_y dx \frac{dy}{2} - \frac{\partial Q_y}{\partial y} dy dx \frac{dy}{2} &= 0 \text{ bzw.} \\
 \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} dy dx + \frac{\partial M_x}{\partial x} dx dy - 2Q_x dy \frac{dx}{2} - \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx dy \frac{dx}{2} &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{3.64}$$

Da $M_{xy} = M_{yx}$ gilt nun unter Vernachlässigung der Terme dritter Ordnung

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - Q_y = 0, \quad \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial M_x}{\partial x} - Q_x = 0.
 \tag{3.65}$$

Das Einsetzen von Gleichungen (3.65) in Gleichung (3.63) liefert

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} = p - \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}.
 \tag{3.66}$$

Aus den Gleichungen (3.59) bis (3.62) und (3.65) folgt

$$\begin{aligned}
 M_x &= -B \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right), \\
 M_y &= -B \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right), \\
 M_{xy} &= -(1 - \nu) B \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}, \\
 Q_x &= -B \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = -B \frac{\partial}{\partial x} (\Delta w), \\
 Q_y &= -B \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = -B \frac{\partial}{\partial y} (\Delta w).
 \end{aligned}
 \tag{3.67}$$

Nun sind alle Momente und Kräfte als Funktion der Durchbiegung w dargestellt, wobei B als Plattensteifigkeit wie folgt definiert wurde

$$B = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}.
 \tag{3.68}$$

Aus Gleichungen (3.66) und (3.67) folgt nun die Biegegleichung der Kirchhoffschen Platte unter Belastung einer Druckkraft.

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \Delta \Delta w = \frac{p}{B} - \frac{\rho h}{B} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (3.69)$$

3.6.3 Biegewellen in Platten

In der Akustik ist nicht die statische Auslenkung einer Platte das Interessante sondern die Plattenschwingung. Geht man nun von einer Eigenschwingung einer Platte aus, so wird die Druckkraft null gesetzt. ρ ist hierbei die Dichte der Platte (Reinhard Lerch, 2009 S. 126 ff.). Die Schwingungsdifferentialgleichung lautet somit

$$\Delta \Delta w + \frac{\rho h}{B} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0. \quad (3.70)$$

Wird nun eine orthotrope Platte in der sich nur eine eben Welle ausbreitet betrachtet, so folgt mit $\frac{\partial}{\partial y} = 0$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\rho h}{B} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0. \quad (3.71)$$

Mit dem komplexen Lösungsansatz $w = \hat{w} e^{j(\omega t - k_B x)}$ folgt nun für die Wellenzahl

$$k_B^4 = \frac{\rho h \omega^2}{B}, \quad (3.72)$$

was zu den vier Lösungen

$$k_{B12} = \pm \sqrt[4]{\frac{\rho h \omega^2}{B}}, \quad (3.73)$$

$$k_{B34} = \pm j \sqrt[4]{\frac{\rho h \omega^2}{B}}$$

führt. Während k_{B1} und k_{B2} zu einer ebenen Biegewelle in positiver und negativer x -Richtung führen, stellen die anderen beiden Lösungen eine nicht ausbreitungsfähige Welle dar, deren Amplituden exponentiell auf- oder abklingen.

$$w = \hat{w} e^{j(\omega t - k_{B12} x)} = \hat{w} \exp\left(\pm j \sqrt[4]{\frac{\rho h \omega^2}{B}} x\right) e^{j\omega t} \quad (3.74)$$

Aus den gewonnenen Erkenntnissen folgt nun unmittelbar das Dispersionsgesetz für die ausbreitungsfähige Biegewelle. Hierbei ist m'' die flächenbezogene Masse.

$$\omega = k_B^2 \sqrt{\frac{B}{\rho h}} = k_B^2 \sqrt{\frac{B}{m''}} \quad (3.75)$$

Anhand des Dispersionsgesetzes kann nun auf die Phasengeschwindigkeit der einzelnen Welle geschlossen werden.

$$c_{Bp} = \frac{\omega}{k_B} = k_B \sqrt{\frac{B}{\rho h}} = \sqrt[4]{\frac{B \omega^2}{\rho h}} \quad (3.76)$$

Das gesamte Wellenpaket breitet sich mit der Gruppengeschwindigkeit nach Gleichung (3.77) aus.

$$c_{Bg} = \frac{d\omega}{dk_B} = 2k_B \sqrt{\frac{B}{\rho h}} = 2c_{Bp} \quad (3.77)$$

3.6.4 Schallabstrahlung von Biegewellen

Eine schwingende Platte kann nun Schallwellen in ein angrenzendes gasförmiges oder flüssiges Medium übertragen. Im Folgenden bezeichnet c die Schallgeschwindigkeit im Medium, bei Φ handelt es sich um das skalare akustische Potential (Reinhard Lerch, 2009 S. 128).

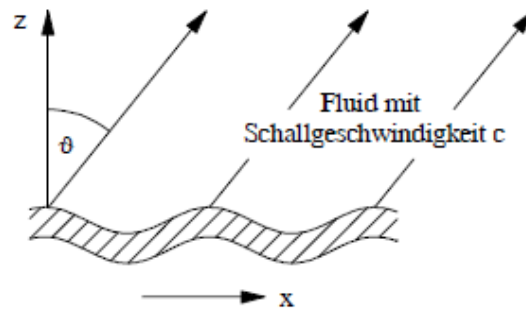


Abbildung 3-11 Schallabstrahlung von Platten, Quelle: (Reinhard Lerch, 2009 S. 128)

Die abgestrahlten Biegewellen werden in einem Winkel ϑ von der Platte abgestrahlt. So kann das akustische Potential² dargestellt werden durch

$$\Phi = \hat{\Phi} e^{j\omega t} e^{-jk(x \sin(\vartheta) + z \cos(\vartheta))}. \quad (3.78)$$

Die Schnellenkomponenten der Platte und des abgestrahlten Schalles müssen an der Plattengrenze in Normalrichtung übereinstimmen. In diesem Fall spricht man von Koinzidenz.

$$v_z = -\frac{\partial \Phi}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.79)$$

Aus Gleichung (3.78) und $w = \hat{w} e^{j(\omega t - k_B x)}$ folgt der Zusammenhang der Wellenzahlen

$$k_B = k \sin(\vartheta), \quad (3.80)$$

$$\hat{\Phi} = \frac{c \hat{w}}{\cos(\vartheta)}. \quad (3.81)$$

Aus Gleichung (3.80) erhält man den Zusammenhang der Wellenlängen

$$\boxed{\sin(\vartheta) = \frac{\lambda}{\lambda_B} = \frac{c}{c_B}} \quad (3.82)$$

² Das akustische Potential hat denselben Sinn wie das Strömungspotential. Hierbei wird eine Größe Φ eingeführt, anstelle derer dann zum Beispiel die Schnelle eingesetzt werden kann. Dadurch muss die Differentialgleichung nur einmal gelöst werden.

Da nun c_B frequenzabhängig ist, erfolgt eine Abstrahlung für jede Frequenz in eine andere Richtung. Ist also $k_B > k$ so findet keine Abstrahlung statt, da die Koinzidenzbedingung laut Gleichung (3.82) nicht mehr erfüllt ist. Beim Grenzfall $k_B = k$ erfolgt eine Abstrahlung im Winkel von 90° . Die dort existierende Frequenz wird auch Koinzidenzfrequenz genannt (Reinhard Lerch, 2009 S. 129).

Die Koinzidenzfrequenz wird später noch einmal genauer behandelt.

$$\omega_K = \frac{c^2}{\sin^2(\vartheta)} \sqrt{\frac{\rho h}{B}} = \frac{c^2}{\sin^2(\vartheta)} \sqrt{\frac{m''}{B}} \quad (3.83)$$

ρ_0 bezeichnet die Dichte des Mediums. Geht man nun von einem Einfallswinkel von 90° aus so ergeben sich folgende Zusammenhänge.

$$c_B = c \sqrt{\frac{\omega}{\omega_K}} = 2c_{Bp}, \quad (3.84)$$

$$\cos(\vartheta) = \sqrt{1 - \frac{\omega_K}{\omega}}, \quad (3.85)$$

$$p = \rho_0 \frac{\partial \Phi}{\partial t}, \quad (3.86)$$

$$\hat{p} = \frac{\rho_0 \omega c \hat{w}}{\cos(\vartheta)}; \quad (3.87)$$

Die Schallleistung kann nun über den Betrag der Intensität und der Abstrahlfläche S angegeben werden.

$$I = \frac{\hat{p}^2}{2 \rho_0 c} \quad (3.88)$$

$$P_B = I S \cos(\vartheta) = \frac{1}{2} \frac{S \rho_0 \omega^2 c \hat{w}^2}{\cos(\vartheta)} \quad (3.89)$$

Mit der Kenntnis der abgestrahlten Leistung kann man nun den Zusammenhang zwischen Körperschallschwingung und der abgestrahlten Schalleistung bestimmen. Dieser wird durch den Abstrahlgrad σ definiert (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 427).

$$\sigma = \frac{P}{\rho_0 c_0 S \bar{v}^2} \quad (3.90)$$

3.7 Schallschutzmaßnahmen

Grundsätzlich kann zwischen primären und sekundären Maßnahmen zum Schallschutz unterschieden werden. Primäre Maßnahmen sind jene, die bereits die Geräusentstehung mindern. Wird der Schall an seiner Ausbreitung oder Abstrahlung gehindert oder minimiert, so wird von sekundären Schallschutzmaßnahmen gesprochen. Im Folgenden sollen nur die sekundären Maßnahmen ausgeführt werden. Außerdem soll festgehalten werden, dass in dieser Arbeit ausführlicher auf die Schalldämmung als auf die Schalldämpfung eingegangen werden soll. Die Schalldämpfung ist deshalb nur der Vollständigkeit halber angeführt.

3.7.1 Schalldämpfung

Bei der Schalldämpfung handelt es sich um eine Behinderung der Schallausbreitung durch Luftschallabsorption, das bedeutet eine Umwandlung der Schallenergie in Wärme. Der Luftschall wird hierbei durch die innere Reibung der Luftmasse gedämpft. Die Luftschalldämpfung ist stark frequenzabhängig, da die Luftmoleküle bei hohen Frequenzen der Bewegung nicht mehr folgen können. Daraus erklärt sich die bei hohen Frequenzen bessere Schalldämpfung.

Verluste die zur Schalldämpfung beitragen entstehen durch innere Reibung wegen der Viskosität eines Mediums, da dort die Wandtangentialer Schnelle null sein muss, sowie durch Wärmeableitung oder durch Anregung von Molekülschwingungen (Andreas Marn, 2011).

$$\alpha = \frac{P_{\text{absorbiert}}(+P_{\text{transmittiert}})}{P_{\text{auftreffend}}} \quad (3.91)$$

3.7.2 Schalldämmung

Bei der Schalldämmung handelt es sich um eine Behinderung der Schallausbreitung von Luft- oder Körperschall durch Schallreflexion. Bei Maschinen kann eine Pegelreduktion von 10-40 dB durch Kapselungen erreicht werden.

Bei der Übertragung von Schall über eine Wand oder Kapselung, durchdringt nur ein Bruchteil der auftreffenden Schallenergie die Oberfläche. Der restliche Teil wird infolge Reflexion, Dissipation und durch Ableitung von Körperschall abgeleitet. Das Verhältnis von abgestrahlter zur auftreffenden Schalleistung wird Transmissionsgrad genannt (Schirmer, 1996, 2006 S. 159 ff.).

$$\tau = \frac{P_{\text{transmittiert}}}{P_{\text{auftreffend}}} \quad (3.92)$$

Die Schalldämmwirkung eines Bauteiles wird durch das Schalldämmmaß R ausgedrückt. Es ist das logarithmische Verhältnis aus der auftreffenden und der transmittierten Schalleistung.

$$R = 10 \lg \frac{P_{\text{auftreffend}}}{P_{\text{transmittiert}}} = 10 \lg \frac{1}{\tau} \quad (3.93)$$

Die wichtigsten Einflussgrößen für das Schalldämmmaß sind die flächenbezogene Masse, die Biegesteifigkeit, aber auch die Abmessungen, die Materialdämpfung und die Einspannbedingung.

Trennimpedanz

Die Trennimpedanz ist das Verhältnis von anregendem Druck beziehungsweise der Druckdifferenz zur Schnelle der angeregten Struktur. Besitzt die Wellengleichung eine einfache Form, so lässt sich die Trennimpedanz leicht berechnen. In diesem Fall wird die durch die Kirchhoffsche Plattentheorie hergeleitete Wellengleichung nach Formel (3.69) verwendet. Für die Druckverteilung wird folgender Ansatz getroffen

$$p = \hat{p} e^{-jk_x x} e^{-jk_y y}. \quad (3.94)$$

So folgt aus Gleichung (3.69) mit $k_B = \frac{2m'\omega}{B}$ und die Schnelle $v = j\omega w$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - k_B^4 v = \frac{j\omega}{B} \hat{p} e^{-jk_x x} e^{-jk_y y}. \quad (3.95)$$

Geht man nun von einer homogenen Platte aus, dann sind die örtliche Schnellverteilung und die Verteilung des Druckes gleich und es gilt der Ansatz

$$v = \hat{v} e^{-jk_x x} e^{-jk_y y}. \quad (3.96)$$

Eingesetzt ergibt dies

$$\left[(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_B^4 \right] \hat{v} = \frac{j\omega}{B} \hat{p}. \quad (3.97)$$

Daraus ergibt sich die Trennimpedanz der Platte zu

$$Z_{\tau\vartheta} = \frac{\hat{p}}{\hat{v}} = \left[(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_B^4 \right] \frac{B}{j\omega} = j\omega m'' \left[1 - \frac{(k_x^2 + k_y^2)^2}{k_B^4} \right]. \quad (3.98)$$

Unter der Annahme eine ebenen Welle und mit $k_x = k_0 \sin(\vartheta)$ so ergibt sich die Trennimpedanz zu

$$\boxed{Z_{\tau\vartheta} = j\omega m'' \left[1 - \left(\frac{k_0}{k_B} \right)^4 \sin^4(\vartheta) \right]}. \quad (3.99)$$

Grenzfrequenzen

Geht die Trennimpedanz gegen null, so geht das Schalldämmmaß ebenfalls gegen null wenn

$$k_B^4 = k_0^4 \sin^4(\vartheta) \quad (3.100)$$

erfüllt ist. Das bedeutet es entsteht eine phasenmäßig entgegengesetzte Wirkung der Massenträgheit und Biegesteifigkeit, die sich kompensieren. Diese Bedingung wurde bereits vorher erwähnt und liegt bei der Koinzidenzfrequenz vor.

$$f_K = \frac{f_g}{\sin^2(\vartheta)} = \frac{c^2}{2\pi \sin^2(\vartheta)} \sqrt{\frac{m''}{B}} \quad (3.101)$$

Dieser Effekt wird Koinzidenz- oder Spuranpassungseffekt genannt. Im Gegensatz zur Grenzfrequenz ist die Koinzidenzfrequenz vom Einfallswinkel abhängig. Trifft Schall unter 90° auf, so ist die Koinzidenzfrequenz gleich der Grenzfrequenz. Bei einem diffusen Schallfeld trifft Schall jedoch unter mehreren Winkeln auf. Daraus lässt sich eher auf einen Frequenzbereich für den Schalldämmungseinbruch oberhalb der Grenzfrequenz schließen. Je tiefer die Grenzfrequenz ist, desto flacher fällt der Schalldämmungseinbruch aus (Reinhard Lerch, 2009 S. 163).

Abstrahlwinkel

Unterhalb der Grenzfrequenz gilt, dass der Einfallswinkel und der Ausfallswinkel einer ebenen Schallwelle gleich sind. Schallwellen, die diffus einfallen, werden auch diffus abgestrahlt, solange sich die Frequenzen unterhalb der Grenzfrequenz befinden. Oberhalb der Grenzfrequenz jedoch ist die Schallabstrahlung der Wand gerichtet. Jedes Frequenzband besitzt einen definierten Winkelbereich in dem die Schallabstrahlung ein Maximum einnimmt. Dieser Maximalwert ist von den geometrischen Abmessungen und der Grenzfrequenz abhängig (Reinhard Lerch, 2009 S. 164).

Dämmung von Platten und Einfachwänden

Eine Platte wird laut Abbildung 3-12 durch eine ebene Schallwelle unter dem Winkel ϑ sich angestrahlt. Die Platte befindet sich bei $y=0$. Die eintreffende Schallwelle wird von der Trennwand teilweise reflektiert, ein anderer Teil geht hindurch. Eine Annahme besteht nun auch noch darin, dass vor und hinter der Trennwand das gleiche Medium vorherrscht. Ansonsten müssen unterschiedliche Wellenwiderstände eingesetzt werden (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 492 ff.).

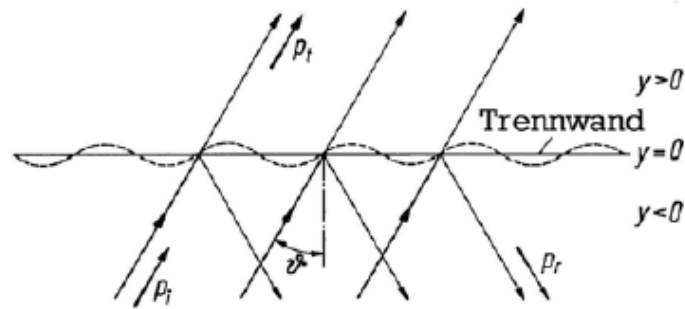


Abbildung 3-12 Anregung Platte durch ebene Schallwelle

Nun lässt sich für den Schalldruck und die Schallschnelle folgender Maßen ausdrücken

$$p(x, y) = \begin{cases} [p_i e^{-jk_0 y \cos(\vartheta)} + p_r e^{jk_0 y \cos(\vartheta)}] e^{-jk_0 x \cos(\vartheta)} & \text{für } y < 0, \\ p_t e^{-jk_0 y \cos(\vartheta)} e^{-jk_0 x \cos(\vartheta)} & \text{für } y > 0, \end{cases} \quad (3.102)$$

$$v_y(x, y) = \begin{cases} \frac{\cos(\vartheta)}{\rho_0 c_0} [p_i e^{-jk_0 y \cos(\vartheta)} - p_r e^{jk_0 y \cos(\vartheta)}] e^{-jk_0 x \sin(\vartheta)} & \text{für } y < 0, \\ \frac{\cos(\vartheta)}{\rho_0 c_0} p_t e^{-jk_0 y \cos(\vartheta)} e^{-jk_0 x \sin(\vartheta)} & \text{für } y > 0. \end{cases}$$

Der Druck an der Ebene $y=0$ setzt sich aus einfallenden, reflektierenden und transmittierten Schallwellen zusammen.

$$p(x, 0) = [p_i + p_r - p_t] e^{-jk_0 x \sin(\vartheta)} \quad (3.103)$$

Für die Wandschnelle gilt der Zusammenhang mit der Trennimpedanz

$$v_w(x, 0) = \frac{[p_i + p_r - p_t]}{Z_{T\vartheta}} e^{-jk_0 x \sin(\vartheta)} \quad (3.104)$$

An beiden Seiten der Wand müssen die Normalkomponenten der Mediumschnelle gleich der Wandschnelle sein. So erhält man für $y=0$

$$\frac{\cos(\vartheta)}{\rho_0 c_0} [p_i - p_r] = \frac{[p_i + p_r - p_t]}{Z_{T\vartheta}}, \quad \frac{\cos(\vartheta)}{\rho_0 c_0} p_t = \frac{[p_i + p_r - p_t]}{Z_{T\vartheta}}. \quad (3.105)$$

Durch Umformen ergibt sich

$$v_w(x, 0) = \frac{2p_i}{Z_{T\vartheta} + 2\rho_0 c_0 / \cos(\vartheta)}, \quad \frac{p_t}{p_i} = \left[1 + \frac{Z_{T\vartheta} \cos(\vartheta)}{2\rho_0 c_0} \right]^{-1} \quad (3.106)$$

Dadurch kann nun das Schalldämmmaß errechnet werden.

$$\tau = \frac{P_t}{P_i} = \left| \frac{p_t}{p_i} \right|^2 = \left[1 + \frac{Z_{\tau\vartheta} \cos(\vartheta)}{2\rho_0 c_0} \right]^{-2} \quad (3.107)$$

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau} = 20 \lg \left[1 + \frac{Z_{\tau\vartheta} \cos(\vartheta)}{2\rho_0 c_0} \right]$$

Wird nun für die Trennimpedanz Formel (3.100) eingesetzt, für den Fall $k_0 \ll k_B$, also unterhalb der Grenzfrequenz, so erhält man das sogenannte Massegesetz für Luftschalldämmung.

$$R = 10 \lg \left[1 + \frac{\omega^2 m''^2 \cos^2(\vartheta)}{4\rho_0^2 c_0^2} \right] \quad \text{für } f < f_g \quad (3.108)$$

Die Schalldämmung ist unterhalb der Grenzfrequenz umso größer je größer das Verhältnis von Massewiderstand zu Wellenwiderstand ist. Da $\omega m'' \gg 2\rho_0 c_0$ ist gilt

$$R = 10 \lg \left[\frac{\omega m''}{2\rho_0 c_0} \right] - 3 \quad \text{für } f < f_g \quad (3.109)$$

Im Frequenzbereich unterhalb der Grenzfrequenz steigt das Schalldämmmaß einer ebenen Wand deshalb mit 6 dB pro Massenverdopplung. Außerdem findet im Idealfall eine Verbesserung des Schalldämmmaßes pro Verdoppelung der Frequenz statt.

Bei dieser Theorie wird von unendlich großen ebenen Wänden ausgegangen. Bei endlichen Abmessungen der Platte mit geringerer Dämpfung, also kleinerem Verlustfaktor, verschlechtert sich das Schalldämmmaß. Das Schalldämmmaß ist nun von der Massenträgheit als auch von der Biegesteifigkeit der Platte und deren Abmessungen abhängig. Bei der unten angeführten Formel ist $2a$ die kleinste Plattenabmessung. (Schirmer, 1996, 2006 S. 167)

$$R = 10 \lg \frac{\omega m}{2\rho c} + 10 \lg k_B a - 3 \quad \text{für } f < f_g \quad (3.110)$$

Doppelwände

Neben homogenen Einfachwänden werden auch oft doppelwandige Kapselungen zur Schalldämmung verwendet. Hierfür wird als erstes wieder die Trennimpedanz des Systems benötigt.

Der Aufbau einer Doppelwand ist in Abbildung 3-13 dargestellt und erinnert stark an den Zweimassenschwinger, dessen Eigen- beziehungsweise Koppelfrequenzen unter Kapitel 3.6.1 besprochen wurden (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 395 ff.).

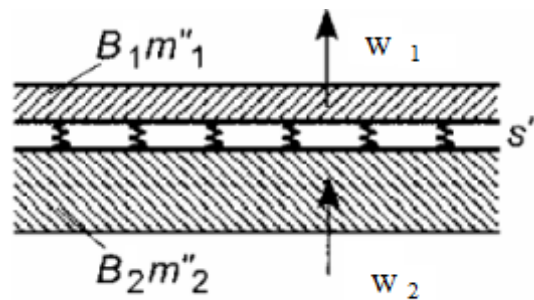


Abbildung 3-13 Schema Doppelwand, Quelle: (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 395)

Die flächenbezogene Steife der Luft kann für kleine Frequenzen isotherm nach der Formel (3.111) berechnet werden, wobei der Volumenkompressionsmodul von Luft 10^5 Pa beträgt. Die Porosität bei Luft als Zwischenschicht beträgt 1. Für große Frequenzen kann die flächenbezogene Steife nach Formel (3.112) als Quotient von Schallimpedanz pro Schichtdicke berechnet werden. Dies entspricht einer adiabaten Verdichtung. Die flächenbezogenen Steifigkeiten von adiabater und isothermer Verdichtung unterscheiden sich nur um den Faktor 1,4, also den Isentropenexponenten.

$$s_L'' = \frac{K}{\sigma d} = \frac{\rho c^2}{d \cdot \kappa} \quad \text{für } f < \quad (3.111)$$

$$s_L'' = \frac{\rho c^2}{d} \quad \text{für } f > \quad (3.112)$$

$$\sigma = \frac{\text{Porenvolumen}}{\text{Gesamtvolumen}} \quad (3.113)$$

$$s'' = s_L'' + s_s'' \quad (3.114)$$

Formel (3.114) gibt die flächenbezogene Steife der Zwischenschicht an. Da sich im Zwischenraum kein zusätzlich dämmendes Medium befindet, kann die flächenbezogene Steife des „Skelettes“ null gesetzt werden.

Die Wellengleichungen werden jetzt für jede Gleichung einzeln angesetzt und mit den Federkräften erweitert.

$$\begin{aligned}
 B_1 \Delta \Delta w_1 - \omega^2 m_1'' w_1 &= p - s''(w_1 - w_2) \\
 B_2 \Delta \Delta w_2 - \omega^2 m_1'' w_2 &= s''(w_1 - w_2)
 \end{aligned}
 \quad (3.115)$$

Wird nun wie bei der einfachen Platte die Schnelle mit $v = j\omega w$ angesetzt so folgt

$$\begin{aligned}
 [(-k_x^2 - k_y^2)^2 - k_{BB1}^4] \hat{v}_1 - \frac{s''}{B_1} \hat{v}_2 &= \frac{j\omega}{B_1} \hat{p}, \\
 [(-k_x^2 - k_y^2)^2 - k_{BB2}^4] \hat{v}_1 - \frac{s''}{B_2} \hat{v}_1 &= 0.
 \end{aligned}
 \quad (3.116)$$

Dabei sind die freien Biegewellenzahlen der beiden Platten definiert mit

$$k_{BB1}^4 = \left[\frac{\omega^2 m_1''}{B_1} \left(1 - \frac{\omega_1^2}{\omega^2} \right) \right], \quad k_{BB2}^4 = \left[\frac{\omega^2 m_2''}{B_2} \left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega^2} \right) \right].
 \quad (3.117)$$

Analog zu Gleichung (3.98) gilt nun für die Trennimpedanzen

$$\begin{aligned}
 Z_{\tau 1} &= \frac{B_1 [(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_I^4] [(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_{II}^4]}{j\omega [(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_{BB2}^4]}, \\
 Z_{\tau 2} &= \frac{-B_1 B_2 [(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_I^4] [(k_x^2 + k_y^2)^2 - k_{II}^4]}{j\omega s''}.
 \end{aligned}
 \quad (3.118)$$

Mit k_I^4 und k_{II}^4 als Nullstellen der Determinante und mit $B = B_1 = B_2$ für eine vereinfachte Betrachtungsweise folgt die Definition

$$k_I^4 = \frac{\omega^2 (m_1'' - m_2'')}{B}, \quad k_{II}^4 = \frac{\omega^2 (m_1'' - m_2'')}{B} \left(1 - 2 \frac{\omega_1^2}{\omega^2} \right).
 \quad (3.119)$$

Im Bereich unterhalb der Grenzfrequenzen beider Platten kann so eine Näherungsformel für Doppelwände gefunden werden.

$$R = 10lg \left[1 + \left(\frac{\omega m_1'' \cos(\vartheta)}{2\rho c} \right)^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2} \right)^2 \right] \quad \text{für } f < f_{g1}, f_{g2} \quad (3.120)$$

Die Abstimmfrequenzen ω_1 und ω_2 wurden schon in Kapitel 3.6.1 besprochen.

Die idealste Ausführung ist wenn die Konstruktion aus einer steifen Innenschale mit einer biegeweichen Vorsatzschale besteht. Die Voraussetzung der biegesteifen Wand besteht darin, dass die Grenzfrequenz unterhalb des interessanten Bereiches liegt. Die Schalldämmung der biegesteifen Wand besteht aus dem Verhältnis aus einfallender Schallleistung und durchgelassener Leistung. Optimal wäre ein Abstrahlgrad von eins.

Punkt- und Linienübertragung

Schallbrücken können durch Kontakt, durch punktförmige oder linienförmige Übertragung der beiden Schalen entstehen. Durch eine geeignete Konstruktion der Innenschale und der Vorsatzschale kann es dadurch zu einer besseren Schalldämmung kommen. Grundsätzlich wird bei den beiden Übertragungsarten von einer Schalldämmungsverbesserung ΔR gesprochen (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 497 ff.).

$$R = R_1 + \Delta R \quad (3.121)$$

Bei der punktförmigen Übertragung ist ΔR umso größer, je nachgiebiger und je weniger Brücken vorhanden sind, beziehungsweise je höher die Grenzfrequenz liegt. Bei tiefen Frequenzen macht sich die zusätzliche Übertragung über die eingeschlossene Luft bemerkbar. Für die Punktübertragung gilt unter der Voraussetzung $\omega_1 \ll \omega_2$ und $\omega_2 > \omega$.

$$\Delta R = 40lg \frac{f}{f_2} = 10lg \frac{\hat{v}_1^2 S \pi^3}{8 \hat{v}_2 n \lambda_g^2} \quad (3.122)$$

Für die Linienübertragung gilt, wobei b der Abstand zwischen zwei Linienbrücken ist,

$$\Delta R = 40lg \frac{f}{f_1} = 10lg \frac{\hat{v}_1^2 b \pi}{2 \hat{v}_2 \lambda_g} \quad (3.123)$$

Bei Vorhandensein vieler Brücken, beziehungsweise wenn die Vorsatzschale nicht biegeweich ausgeführt ist, kann die Schalldämmung auch in einem geringen Maß verschlechtert werden.

Schalldämmung oberhalb der Grenzfrequenz

Oberhalb der Grenzfrequenz bestehen zwei Probleme. Einerseits geht es um die Anregung der Trennwand, andererseits um die abstrahlende Wandschwingung. Die Anregung wird nun durch die Größe β definiert (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 505). Wird nun die einfallende Schalleistung durch $P_i = \hat{p}^2 S / 4\rho_0 c_0$ und die transmittierte Leistung über die Schnelle mit $P_t = \hat{v}^2 S \sigma \rho_0 c_0$ ausgedrückt, so folgt

$$R = 10 \lg \frac{P_i}{P_t} = 10 \lg \frac{\hat{p}^2}{4\hat{v}^2 \sigma \rho_0^2 c_0^2} = 10 \lg \frac{1}{4\beta \sigma \rho_0^2 c_0^2}. \quad (3.124)$$

Der Abstrahlgrad σ ist hierbei diejenige Größe, die nicht bekannt ist und auch von der Anregung abhängt. Angenommen wird nun ein Abstrahlgrad von ungefähr 1. Daraus folgt

$$R = 10 \lg \frac{1}{4\beta \rho_0^2 c_0^2} = 10 \lg \frac{k_0}{16\pi \rho_0 c_0 \alpha}. \quad \text{für } f > f_g \quad (3.125)$$

Die mittlere Plattenschnelle lautet somit bei einer Punktkraft

$$\hat{v}^2 = \frac{\hat{F}^2 k_B}{8\omega^2 m''^2 S \eta}. \quad (3.126)$$

Da ja der Abstrahlgrad oberhalb der Grenzfrequenz 1 beträgt folgt nunmehr

$$P = \alpha \hat{F}^2 = \frac{\rho_0 c_0 k_B^2}{8\omega^2 m''^2 \eta} \quad (3.127)$$

Setzt man nun das erhaltene α in Gleichung (3.125) ein so erhält man die Formel

$$R = 10 \lg \frac{\omega^2 m''^2 \eta k_0^2}{2\pi \rho_0^2 c_0^2 k_B^2} = 10 \lg \frac{\omega m''^2}{4\rho_0^2 c_0^2} + 10 \lg \frac{f}{f_{GR}} + 10 \lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_g. \quad (3.128)$$

3.8.2 Unwucht- und Massenkräfte

Da es nicht möglich ist einen Einzylinder-Kompressor vollständig durch ein Gegengewicht auszugleichen, entstehen je nach Ausgleichgrad, Massenkräfte beziehungsweise Massenmomente erster und höherer Ordnung. Diese verschieben den Schwerpunkt des Gesamtsystems und erzeugen somit Luft- und Körperschall.

3.8.3 Ein- und Ausschleibergeräusche

Ein- und Ausschleibergeräusche entstehen durch diskontinuierliche Strömungsvorgänge. Sie sind jedoch von den Strömungsgeräuschen zu unterscheiden.

Durch das Ausströmen des unter Druck stehenden Fördermediums mit einem ungleichmäßigen Volumenstrom entsteht eine laufende Welle, die an Querschnittsänderungen reflektiert werden kann. Der Schalldruck verhält sich in derselben Periodizität wie der Volumenstrom. Wird eine Welle teilweise an einem Hindernis reflektiert, so entsteht eine stehende Welle. Durch eine Reflexion kann aus einem Druckstoß eine Expansionswelle entstehen, die das Fördermedium in den Zylinderraum zurücksaugt. Durch etwaige Einbauten die zu Querschnittswechseln führen, kommt es zu einer Wirbelbildung, die ihrerseits Schall erzeugt (Andreas Marn, 2011 S. 282 ff.).

Für das Einschleibergeräusch gelten genau dieselben Grundüberlegungen.

3.8.4 Elektromagnetische Geräusche

Die Ursache für elektromagnetische Geräusche liegt im elektrischen Feld der Maschine, welches sich zwischen Läufer und Stator aufbaut und für das Induktionsprinzip des elektrischen Antriebs unerlässlich ist. Aus diesem sich wechselnden Feld entstehen Wechselkräfte, welche im Rotor und Stator Körperschall erzeugen. Wechselkräfte entstehen durch ein diskretes Frequenzspektrum. Zusätzlich entstehen durch das zur Kühlung vorgesehene gasförmige Medium aerodynamische Geräusche. Das Grundrauschen welches durch eine regellose Wirbelablösung entsteht, wird teilweise durch die sogenannten Hiebtöne, die die Folge einer periodischen Wirbelablösung sind, überlagert (Andreas Marn, 2011 S. 290).

4 Berechnung

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 3 hergeleiteten Formeln an unterschiedliche Materialien, sowie an unterschiedlichen Bauteildicken und Geometrien angewendet und verglichen.

Anhand der durch die Berechnung gewonnenen Daten kann das Verhalten der Kapseln beziehungsweise deren Schalldämmung bestimmt werden.

Durch die geeignete Wahl und Variation diverser Parameter werden dann jene Kapseln herausgesucht, die für eine Konstruktion geeignet erscheinen.

4.1 Allgemeines

Tabelle 4.1 zeigt wichtige Werkstoffkennwerte die zur Berechnung notwendig sind wie die Dichte, den Elastizitätsmodul, die Poisson'sche Konstante und den Verlustfaktor von Stahl, Aluminium, Polyamid (PA) und Polyethylen (PE). Letztere wurden aufgrund Ihrer sehr unterschiedlichen Stoffwerte ausgewählt um verschiedene Relationen der Schalldämmung darstellen, beschreiben und erkennen zu können.

Tabelle 4.1 Stoffwerte diverser Werkstoffe, Quelle (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 178)

	ρ [kg/m ³]	E [N/mm ²]	ν [-]	η [-]
Stahl	7850	210000	0,31	0,0001
Aluminium	2700	70000	0,34	0,0001
Kunststoff PA	1100	2000	0,35	0,03
Kunststoff PE	950	500	0,35	0,03

Weiters sind in Tabelle 4.2 die Schallgeschwindigkeit und Produkt der Schallgeschwindigkeit und Dichte der Luft bei Standardbedingungen angegeben.

Tabelle 4.2 Stoffwerte Luft

c [m/s]	343	bei 20°C und 1 bar
ρc [Ns/m ³]	408	bei 20°C und 1 bar

Bei akustischen Messungen handelt es sich immer um Pegelmessungen. Entscheidend für eine Effektivwertbildung sind das Frequenzband und der Messzeitraum. Die meisten Messgeräte verwenden einen Oktavfilter oder ein Terzband (entspricht 1/3 Oktave). Da Pegel eine energieäquivalente Form der Messung darstellen, sind die Breiten einer Terz,

beziehungsweise einer Oktave nicht konstant. In Tabelle 4.3 ist ein Terzband dargestellt, welches sowohl für die Berechnung, als auch für die Messung herangezogen wird. Die oberen und unteren Grenzen eines Frequenzbandes werden durch die obere und untere Grenzfrequenz festgelegt. Beim Terzspektrum ist der Faktor zwischen den Bändern mit $\sqrt[3]{2}$ vorgegeben. Der Abstand von oberer und unterer Grenzfrequenz beträgt von der Mittenfrequenz aus $\frac{1}{\sqrt[6]{2}}$ beziehungsweise $\sqrt[6]{2}$. Der Hörbereich des Menschen liegt circa bei 20 Hz bis in etwa 20 kHz, je nach Alter und eventuellen Abnutzungserscheinungen. Der Startwert für die Berechnung wurde mit 100 Hz festgelegt, der Maximalwert mit etwa 20 kHz. Dadurch umfasst das Terzband 24 verschiedene Frequenzbänder (siehe Tabelle 4.3).

Tabelle 4.3 Terzband

f_m [Hz]	f_u [Hz]	f_o [Hz]
100	90	112
125	112	140
160	140	180
200	180	224
250	224	280
315	280	355
400	355	450
500	450	560
630	560	710
800	710	900
1000	900	1120
1250	1120	1400
1600	1400	1800
2000	1800	2240
2500	2240	2800
3150	2800	3550
4000	3550	4500
5000	4500	5600
6300	5600	7100
8000	7100	9000
10000	9000	11200
12500	11200	14000
16000	14000	18000
20000	18000	22500

In Tabelle 4.4 Blechdickenlegende, sind die Kürzel der Blechdicken für die in Kapitel 4.2 ff. dargestellten Diagramme abgebildet, wobei das x eine Abkürzung für den jeweiligen Werkstoff darstellt:

Stahl (S), Aluminium (Al), Polyamid (PA) und Polyethylen (PE). Das Schalldämmmaß R ist wahlweise zu ersetzen.

Tabelle 4.4 Blechdickenlegende

Rx1	Rx2	Rx3	Rx4	Rx5	Rx6
0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	4 mm	5 mm

4.2 Einschalige Kapselungen

Die Grundlage für einschalige Kapselungen bietet die Schalldämmung der ebenen Wand, ohne Schallübertragung über Brücken, Undichtheit oder Nebenwege.

4.2.1 Schalldämmung der ebenen Wand

Prinzipiell wird bei der Schalldämmung einer homogenen ebenen Wand zwischen der Schalldämmung unterhalb und oberhalb der Koinzidenzfrequenz unterschieden. Betrachtet man zunächst die Dämmung unterhalb der Koinzidenzfrequenz, so wirkt fast ausschließlich die Massenträgheit als dämpfendes Medium, die Biegesteifigkeit kann vollständig vernachlässigt werden. Bei der Berechnung wird von einem diffusen Schallfeld ausgegangen. Dies bedeutet mit guter Näherung einen Einfallswinkel der Schallwellen von 45° , optimal ist ein Einfallswinkel von 0° , sprich senkrecht. Formel (4.1) beschreibt das Massengesetz, deren Ergebnisse in Abbildung 4-1 bis Abbildung 4-4 für die in Tabelle 4.1 aufgelisteten Werkstoffe dargestellt sind.

$$R = 20 \lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| - 3 \quad \text{für } f < f_K \quad (4.1)$$

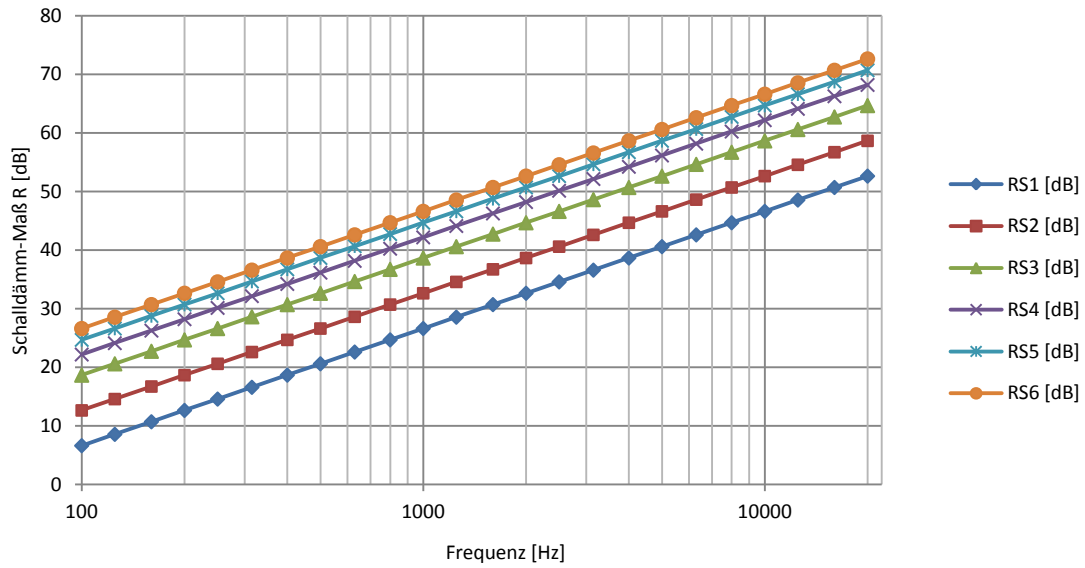


Abbildung 4-1 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, Stahl

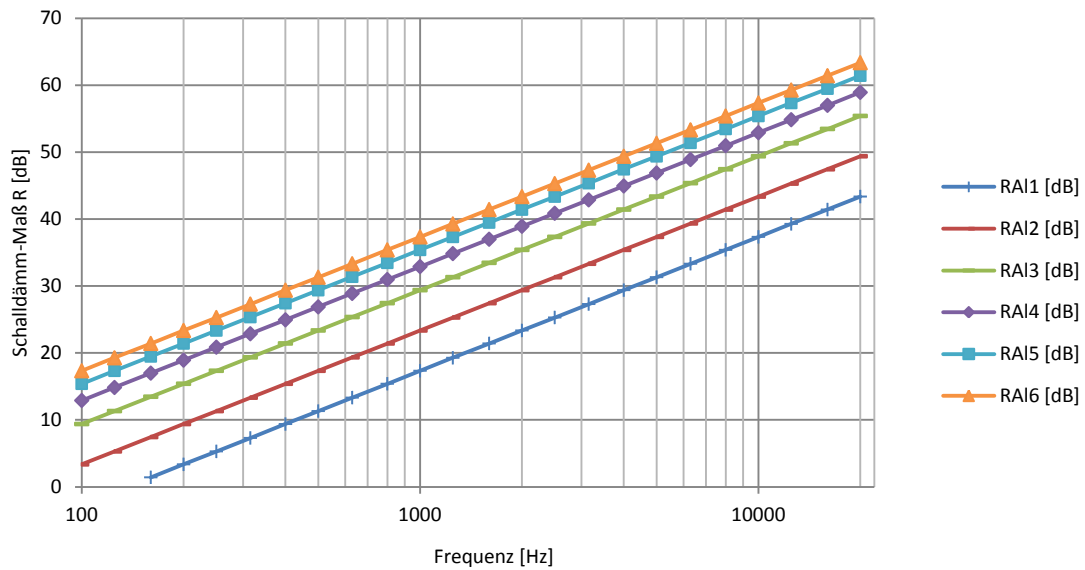


Abbildung 4-2 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, Aluminium

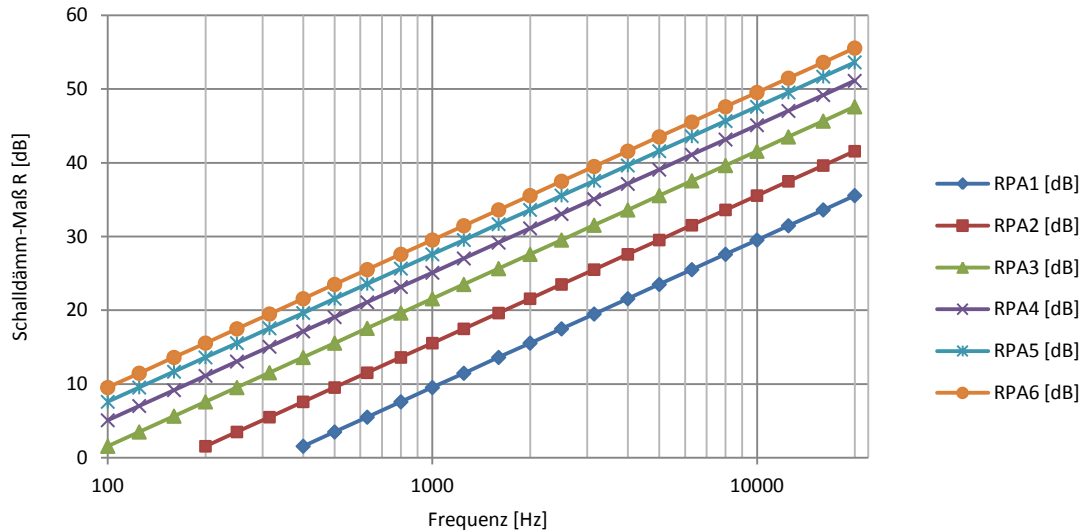


Abbildung 4-3 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, PA

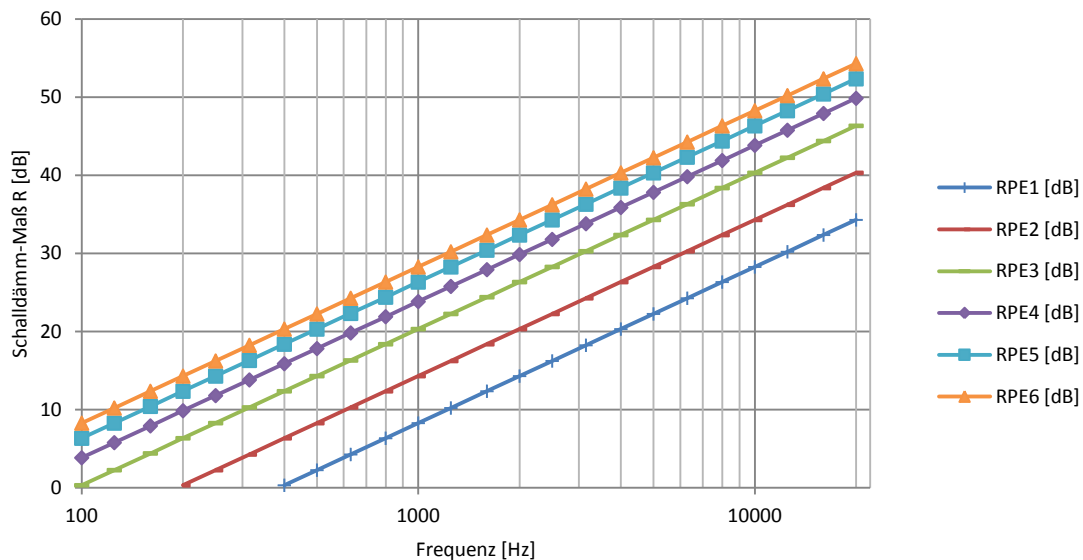


Abbildung 4-4 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, PE

Daraus lassen sich nun folgende Erkenntnisse gewinnen:

- Die Schalldämmung einer Platte ist umso besser je höher ihre Massenbelegung m'' ist, also je höher das Produkt aus Dichte des Werkstoffes und der Einsatzdicke ist.
- Mit steigender Frequenz wächst die Schalldämmung.

Aus den Abbildung 4-1 bis Abbildung 4-4 ist ersichtlich, dass alle Werkstoffe bei einer Erhöhung der Frequenz um das 10fache ein um 20 dB höheres Schalldämmmaß aufweisen. Ebenfalls führt ein 10fach dickeres Material (also von 0,5 mm auf 5 mm) zu einer Erhöhung

des Schalldämmmaßes um circa 20 dB. Die beste Dämmung weist natürlich Stahl auf, da er mit Abstand die größte Dichte hat. Aluminium besitzt eine um ein Drittel geringere Dichte. Demzufolge ist natürlich das Schalldämmmaß einer gleich dicken Aluminiumplatte um circa 10 dB geringer als bei der schwereren Stahlplatte. Die Kunststoffe dämmen natürlich erwartungsgemäß am schlechtesten. Der in Formel (4.1) enthaltenen Korrekturfaktor von -3 dB entsteht durch das Eintreffen eines diffusen Schallfeldes, was einem mittleren Einfallswinkel von 45° ($20 \cdot \log \frac{\cos 45}{1} = -3\text{dB}$) entspricht.

Bei ungedämpften dünnwandigen Kapselungen mit kleinen Abmessungen und einem vernachlässigbaren Verlustfaktor, also eines vernachlässigbaren Absorptionskoeffizienten kann bei einem diffusen Schallfeld Formel (4.2) angewendet werden. Hierbei bezeichnet $2a$ die kleinste Plattenabmessung. In diesem Fall ist auch zu beachten, dass bereits hier die Geometrie der Kapsel eine Rolle spielt, da die kleinste Plattenabmessung eine wesentliche Rolle spielt. Zusätzlich zur Massenträgheit spielt auch nun die Biegesteifigkeit und die Abmessungen eine wesentliche Rolle.

$$R = 10 \lg \frac{\omega m}{2 \rho c} + 10 \lg k_B a - 3 \quad \text{für } f < f_K \quad (4.2)$$

Da dies jedoch nur auf dünne Kapselungen aus Stahl zutrifft, sind in Abbildung 4-5 die Schalldämmmaße für die einwandigen Stahlkapselungen abgebildet.

Man bemerkt ein viel geringeres Schalldämmmaß im Vergleich zum vorher angewendeten reinem Massegesetz. Auch die Steigung der Geraden fällt viel geringer aus.

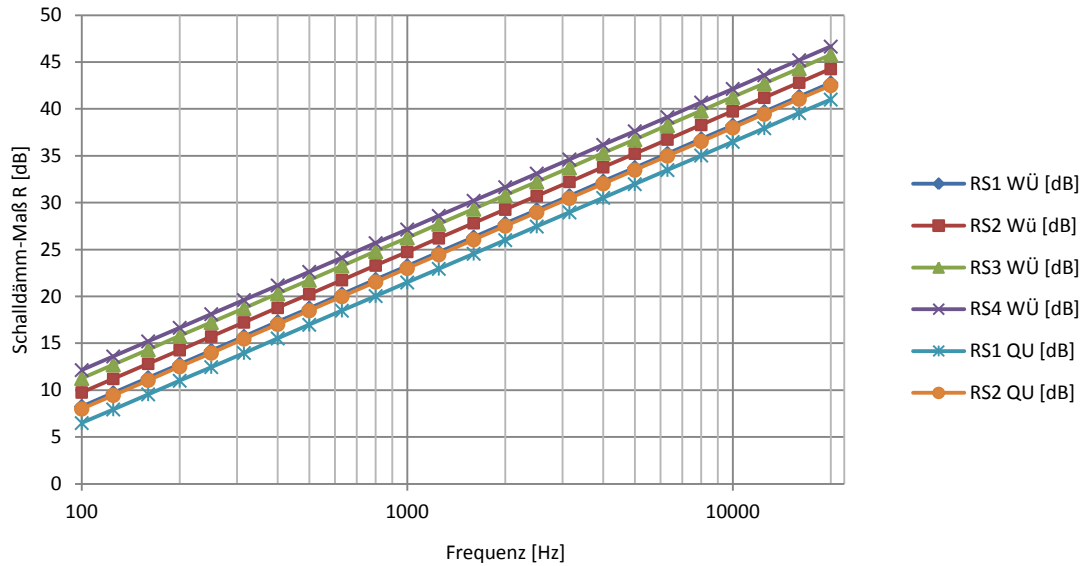


Abbildung 4-5 Schalldämmmaß dünner Wände ohne Absorption

Bei der Koinzidenzfrequenz geht die Schalldämmung infolge von Kompensation der Massenträgheit durch die Biegesteifigkeit verloren. Dieser Effekt wird auch Spuranpassungseffekt genannt. Die Platte befindet sich somit in Resonanz mit den Schallwellen. Eine Abschätzung der Koinzidenzfrequenz für ebene Platten stellt Formel (4.3) dar.

$$f_K = \frac{f_{GR}}{\sin^2 \vartheta} = \frac{c^2}{2\pi d \sin^2 \vartheta} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{E}} \quad (4.3)$$

In Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 sind nun die Grenzfrequenzen der unterschiedlichen Werkstoffe für verschiedene Plattendicken dargestellt.

Tabelle 4.5 Koinzidenzfrequenz Stahl & Aluminium

	Stahl					
Dicke [mm]	0,5	1	2	3	4	5
m'' [kg/m ²]	3,925	7,85	15,7	23,55	31,4	39,25
f_k [Hz]	48818	24409	12205	8136	6102	4882
	Aluminium					
Dicke [mm]	0,5	1	2	3	4	5
m'' [kg/m ²]	1,35	2,7	5,4	8,1	10,8	13,5
f_k [Hz]	47920	23960	11980	7987	5990	4792

Tabelle 4.6 Koizidenzfrequenz PA & PE

PA						
Dicke [mm]	0,5	1	2	3	4	5
m'' [kg/m ²]	0,55	1,1	2,2	3,3	4,4	5,5
f _k [Hz]	180245	90123	45061	30041	22531	18025
PE						
Dicke [mm]	0,5	1	2	3	4	5
m'' [kg/m ²]	0,475	0,95	1,9	2,85	3,8	4,75
f _k [Hz]	335011	167506	83753	55835	41876	33501

Dies zeigt auch den Vorteil der Kunststoffe. Ihre Grenzfrequenz liegt sehr viel höher als die der Metalle.

Die Schalldämmung oberhalb der Koizidenzfrequenz beschreibt Formel (4.4).

$$R = 20 \lg \left| \frac{\omega m''}{2 \rho c} \right| + 10 \lg \frac{f}{f_{GR}} + 10 \lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_K \quad (4.4)$$

Abbildung 4-6 bis Abbildung 4-11 zeigen nun den resultierenden Verlauf der oben besprochenen Gesetze.

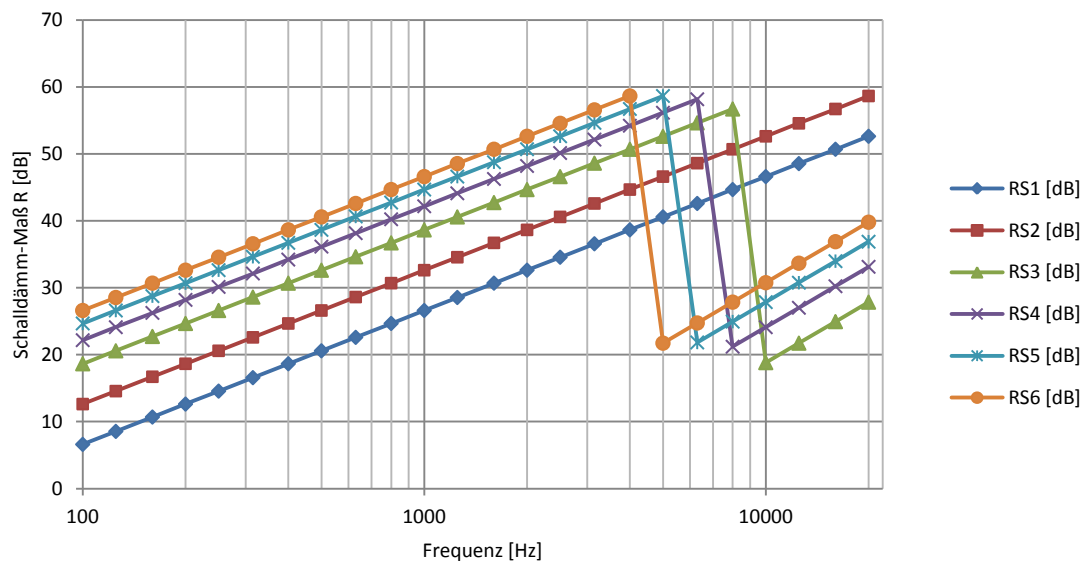


Abbildung 4-6 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Stahl

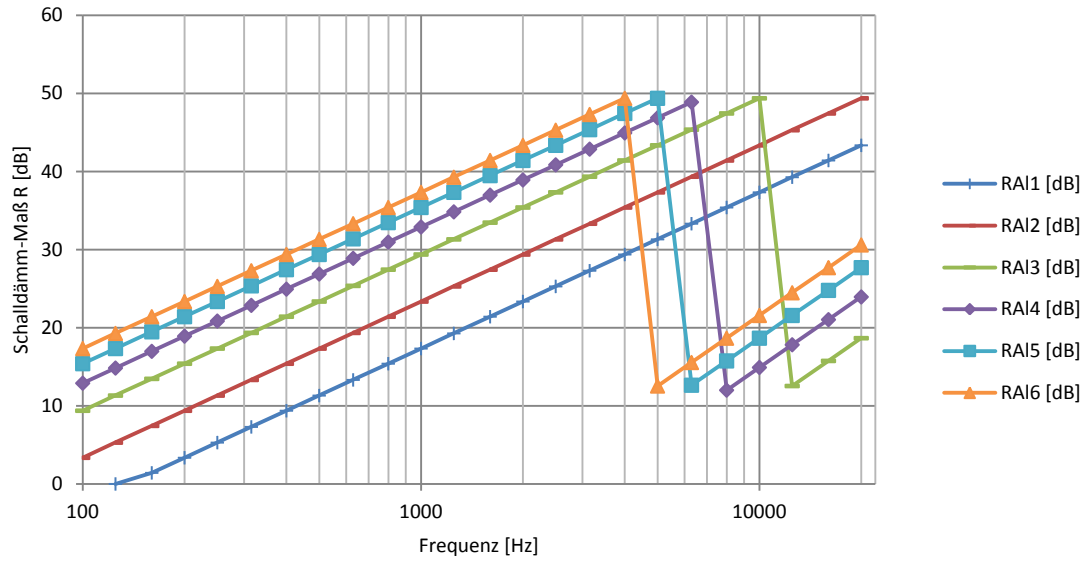


Abbildung 4-7 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Aluminium

Wird nun der Verlauf des Schalldämmmaßes von Stahl und Aluminium verglichen, so ist ersichtlich, dass die Koinzidenzfrequenz bei ähnlich Werkstoffen (vorausgesetzt die Verhältnisse von Dichten und Elastizitätsmodulen sind annähernd gleich und die Poisson'sche Zahl besitzt geringen Einfluss) im Wesentlichen weniger vom Material abhängt, als von der Wandstärke der Platte.

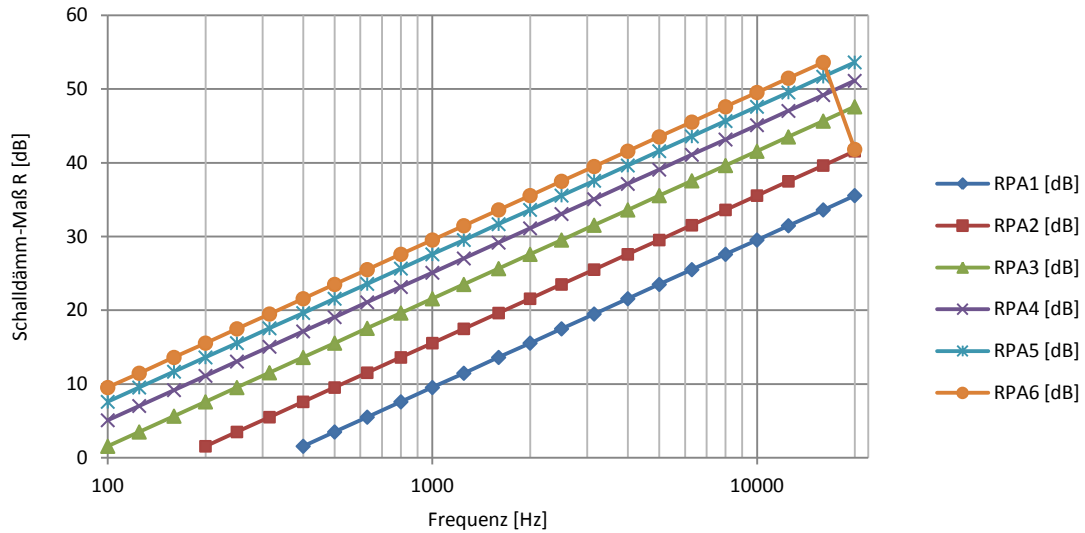


Abbildung 4-8 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PA

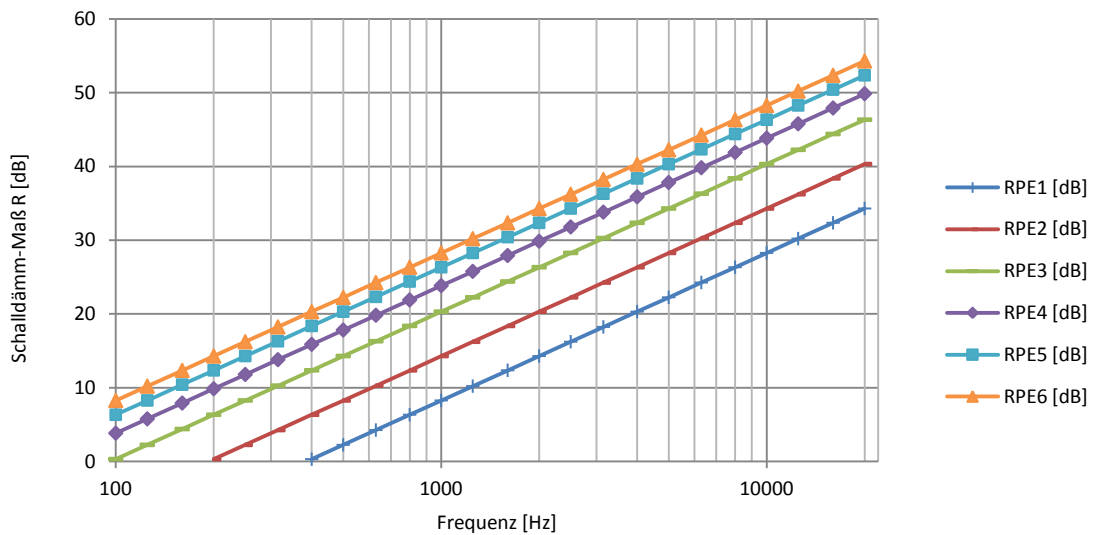


Abbildung 4-9 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PE

Da die Kunststoffe ganz andere Materialeigenschaften besitzen, sprich die Verhältnisse der Dichten und Elastizitätsmodulen nicht mehr gleich sind wie bei Aluminium und Stahl, und die Werte auch um etliches kleiner sind, ist hier ein größerer Einfluss der Materialkennwerte bemerkbar.

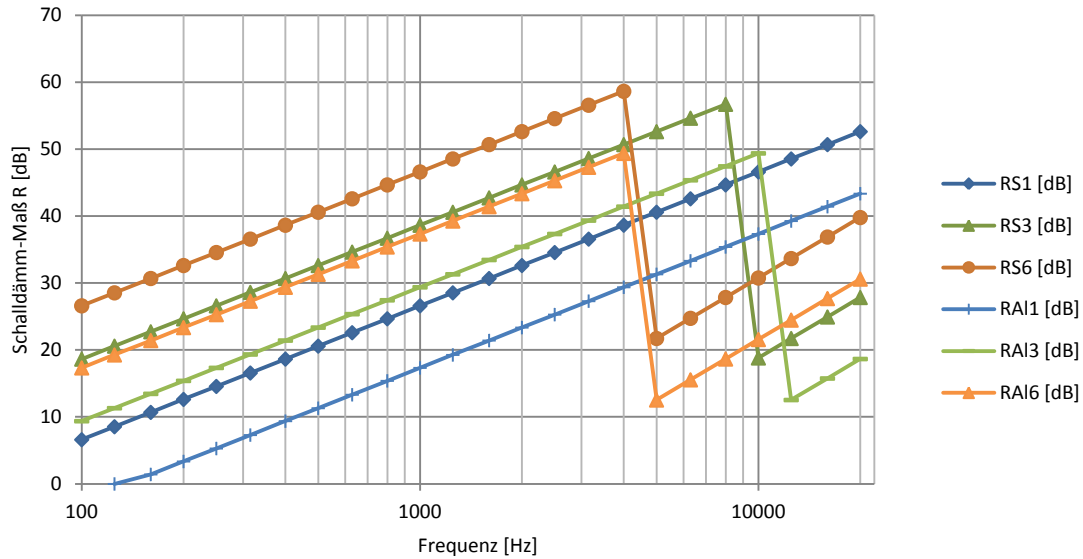


Abbildung 4-10 Vergleich Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Aluminium und Stahl

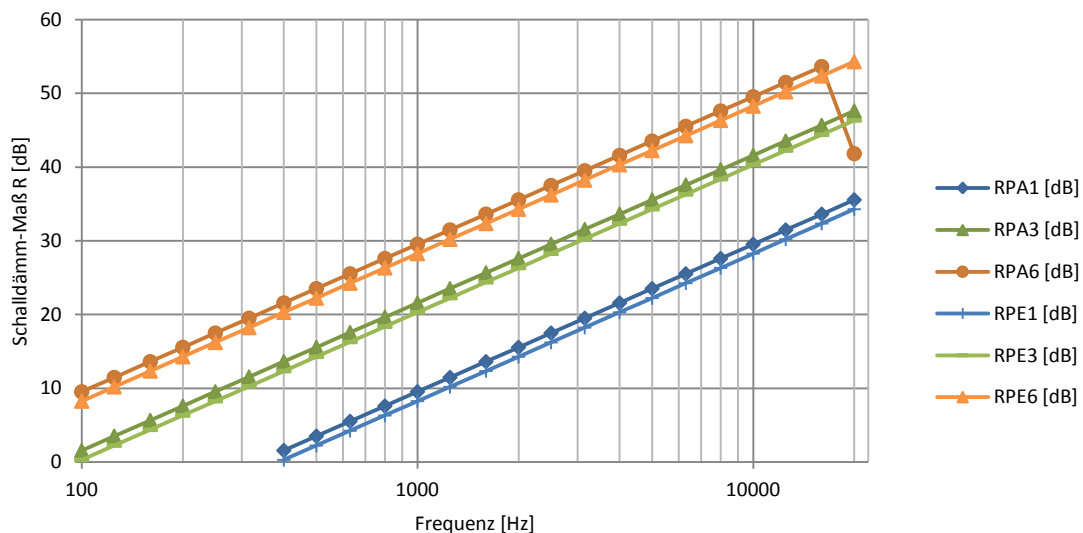


Abbildung 4-11 Vergleich Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PA & PE

Die Schalldämmung hat aufgrund der zusätzlichen Terme einen steileren Anstieg oberhalb der Grenzfrequenz. Im Bereich der Koinzidenzfrequenz tritt eine sogenannte Resonatorwirkung auf, da sich Massenträgheit und Biegesteifigkeit aufheben. Die Schalldämmung bricht deutlich zusammen.

Oberhalb der Koinzidenzfrequenz erfolgt eine Schalldämmmaßzunahme von bis zu 9dB je Frequenzverdoppelung.

Im Wesentlichen lässt sich nun folgern, je höher die Grenzfrequenz, desto besser ist die Schalldämmung. Die Kunststoffe verschieben die Frequenz sehr weit nach oben, jedoch ist ihr Schalldämmmaß sehr gering. Dünne Bleche bieten ebenfalls diesen Vorteil.

4.2.2 Schalldämmung

Um nun auf die Schalldämmung einer Kapselung zu kommen, wird zuerst der Transmissionskoeffizient einer ebenen Wand mit definiertem Werkstoff und Dicke laut Formel (4.5) berechnet.

Betrachtet man nun eine Kapsel, so besteht diese aus einer abstrahlenden Oberfläche und einer Bodenfläche. Mithilfe der abstrahlenden Oberfläche und Formel (4.6) kann nun einen Geometrieinfluss in der Berechnung erwirkt werden (Diehl, 1973 S. 143).

Dabei wird angenommen, dass die Bodenfläche einen Transmissionskoeffizienten von 0, vollständig reflektierend, besitzt. Da alle Oberflächen der Kapsel aus demselben homogenen Material bestehen, haben alle Teilfläche denselben Transmissionskoeffizienten. Dadurch ergibt sich ein Korrekturfaktor für den mittleren Transmissionskoeffizienten nach Formel (4.7).

$$\tau = 10^{-\frac{10}{R}} \quad (4.5)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{\tau \cdot S_{Oberfl}}{S_{Oberfl} + S_{Boden}} \quad (4.6)$$

$$\text{Korrekturfaktor} = \frac{S_{Oberfl}}{S_{Oberfl} + S_{Boden}} \quad (4.7)$$

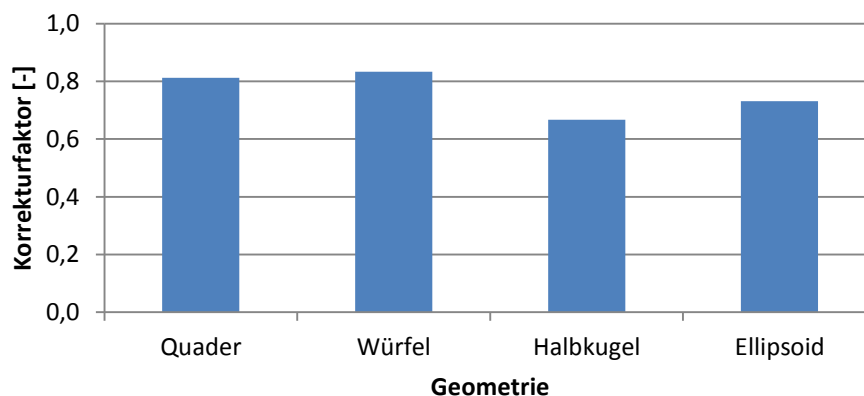


Abbildung 4-12 Korrekturfaktor

Der Korrekturfaktor ist ein rein auf der Kapsel-Geometrie basierender Faktor aus dem Quotienten von abstrahlender Fläche zu Gesamtfläche. In Abbildung 4-12 sind die Transmissionskoeffizienten-Korrekturfaktoren für folgende Kapselgeometrien dargestellt: Quader mit den Abmessungen 20x20x30 cm, Würfel, 30x30x30 cm, Halbkugel mit R=15 cm und einem Rotationsellipsoiden mit den Halbachsen 15x10 cm.

Da es sich um eine reine Schalldämmung handeln soll, wird keine Absorption in der Kapsel angenommen. Die Schallreduktion ergibt sich laut Gleichung (4.8).

$$R_N = 10 \lg \left(\frac{1}{\bar{\tau}} \right) \quad (4.8)$$

Werden nun die verschiedenen Werkstoffe, Blechdicken und Geometrien laut Tabelle 4.1 und Tabelle 4.4 ausgewertet, und nimmt als Referenzwerte die Werte des Quaders, so erhält man für alle Werkstoffe eine plattendickenunabhängige Schalldämmungsänderung nach Abbildung 4-13.

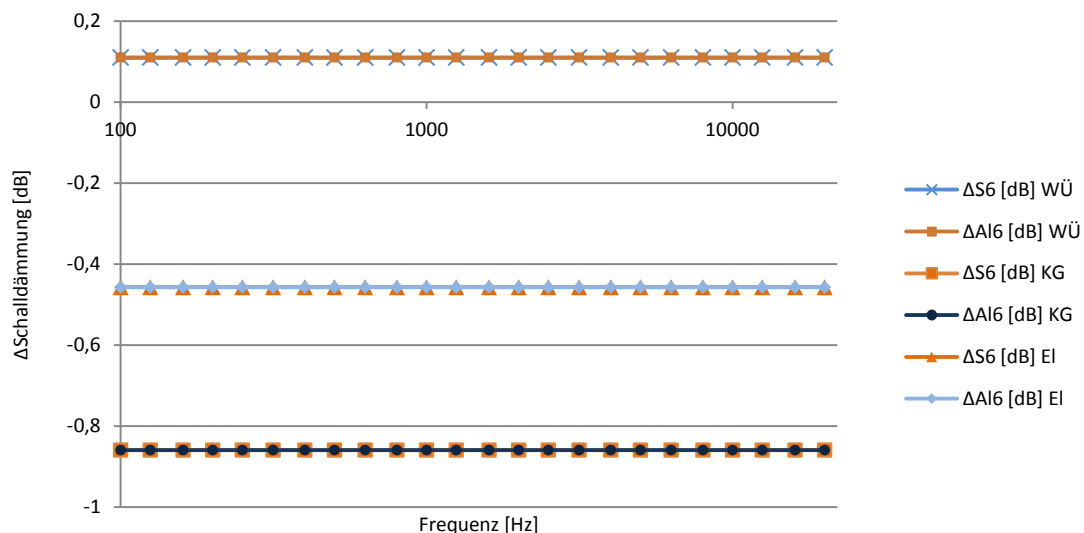


Abbildung 4-13 Unterschied der verschiedenen Kapselformen bezüglich der Schalldämmung bezogen auf die Quaderform

Hierbei handelt sich um einen 6 mm dicken (6) Würfel (WÜ), Kugel (KG) oder Ellipsoiden (EI) aus Stahl (S) oder Aluminium (Al). Der Würfel besitzt gegenüber dem Quader eine

Verschlechterung der Schalldämmung um 0,1 dB, die Kugel eine Verbesserung um 0,9 dB und das Rotationsellipsoid eine Verbesserung um 0,5 dB über das gesamte Spektrum. Bei diesen Werten handelt es sich um rein rechnerische Werte. Wird nun Tabelle 3.1 betrachtet, so ist ersichtlich, dass diese geringen Unterschiede eigentlich nicht wirklich relevant sind, da sie für das menschliche Gehör nicht wahrnehmbar sind. Werden nun diese Werte mit dem oben genannten Korrekturfaktor verglichen, so ist die gleiche Tendenz der Verbesserung beziehungsweise Verschlechterung erkennbar.

In Abbildung 4-14 bis Abbildung 4-17 sind nun die Schalldämmmaße für die Kugelgeometrie in Abhängigkeit des Werkstoffes und der Wandstärke abgebildet. Die Schalldämmmaße für dünnwandige, reflektierende Kapselausführungen mit vernachlässigbaren Absorptionskoeffizienten werden im Nachfolgenden nicht dargestellt, da sich lediglich eine Verschiebung entlang der Ordinate ergibt.

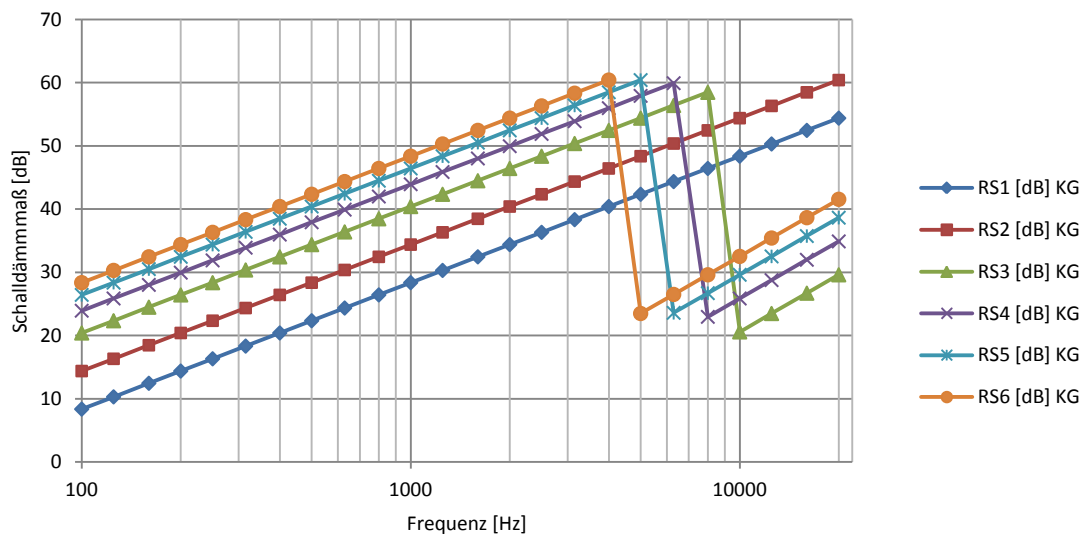


Abbildung 4-14 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus Stahl

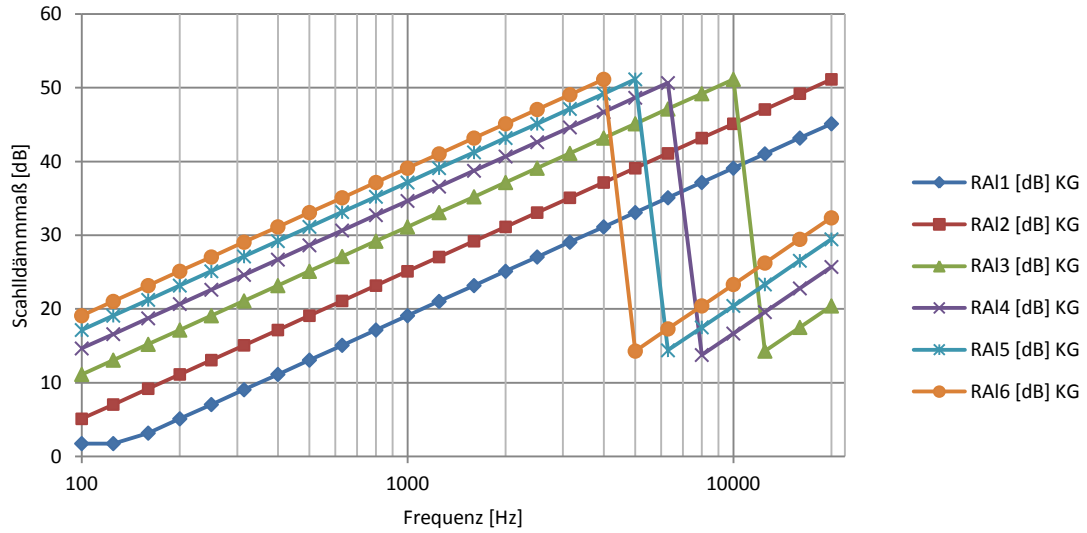


Abbildung 4-15 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus Aluminium

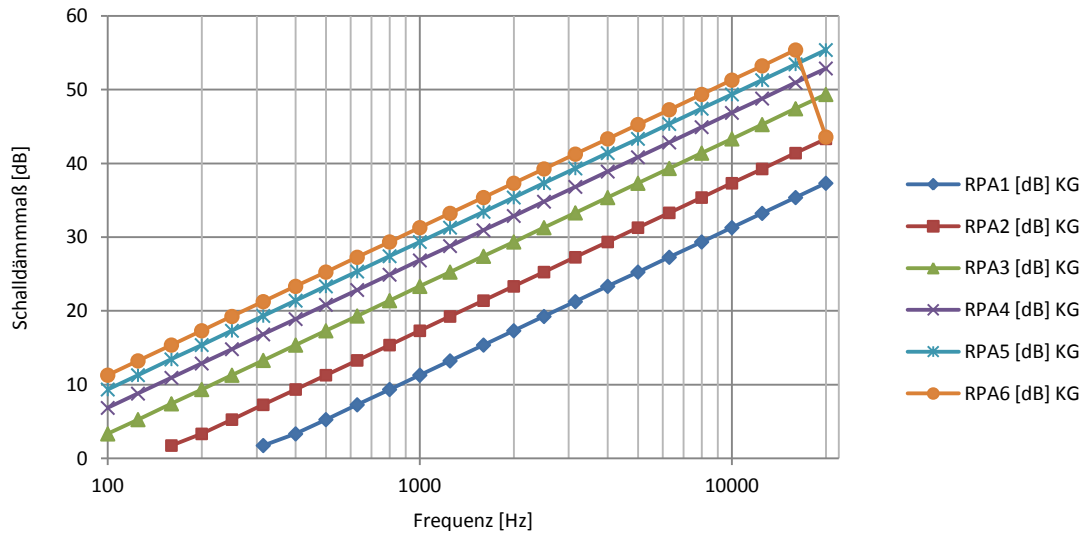


Abbildung 4-16 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus PA

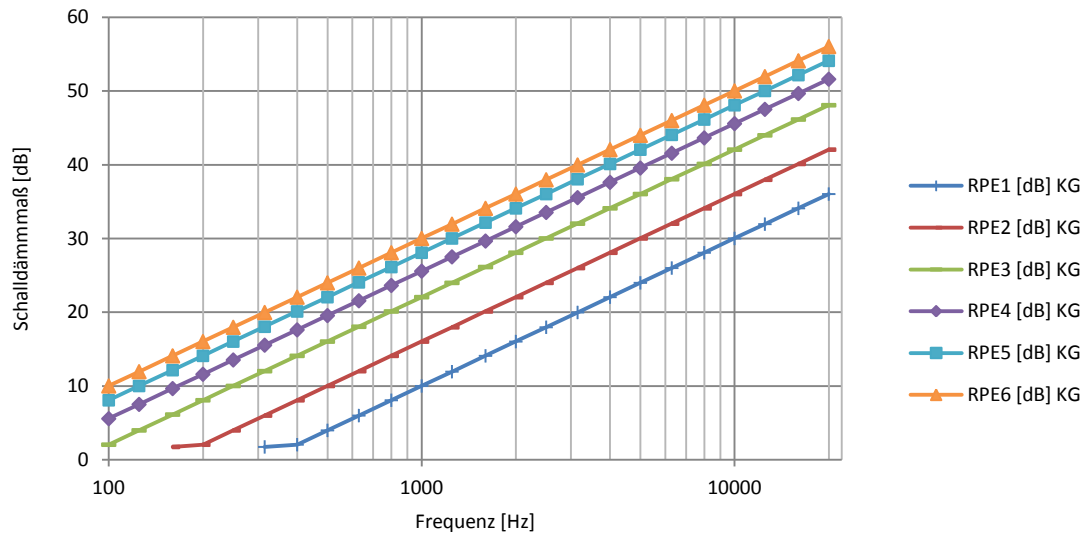


Abbildung 4-17 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus PE

Abbildung 4-14 bis Abbildung 4-17 zeigen die gleichen Verläufe des Schalldämmmaßes die bereits in Kapitel 4.2.1 beschrieben wurden, in diesem Fall jedoch nur mit einem durch den Korrekturfaktor bestimmten Geometrieinfluss. Dieser verschiebt die Kurven, bei einer kugelförmigen Kapsel um 1,8 dB parallel zur Ordinate, natürlich unabhängig vom Material.

Entscheidend für eine Beurteilung der akustischen Abstrahlung ist immer ein Summenpegel, das bedeutet eine energieäquivalente Addition der einzelnen Terzbänder laut Formel (4.9).

$$\overline{R_{Nges}} = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{R_{Ni}}{10}} \right) \quad (4.9)$$

Das Ergebnis der Summenpegel ist in Abbildung 4-18 bis Abbildung 4-21 für die unterschiedlichen Werkstoffe dargestellt.

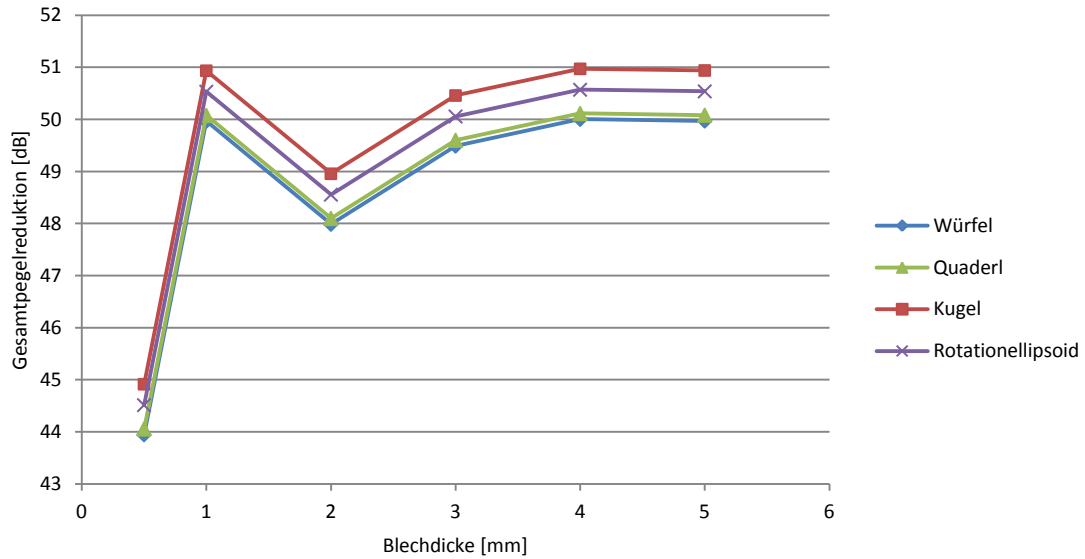


Abbildung 4-18 Gesamtpegelreduktion Stahl

Bei Stahl weisen die Wandstärken 1, 4 und 5 mm die größte Pegelreduktion auf. Von der Geometrie her, wie nicht anders zu erwarten, die Kugel. Zwischen dem Blech mit 0,5 mm und 1 mm Wandstärke, besitzt der Verlauf eine Zunahme der Gesamtpegelreduktion von 6 dB. Dieser rasante Sprung kann dadurch erklärt werden, dass bei beiden Blechdicken die Koinzidenzfrequenz oberhalb des Betrachtungsbereiches liegt und deshalb kein Zusammenbruch der Schalldämmung entsteht, welcher einen enormen Einfluss auf den Gesamtpegel besitzt.

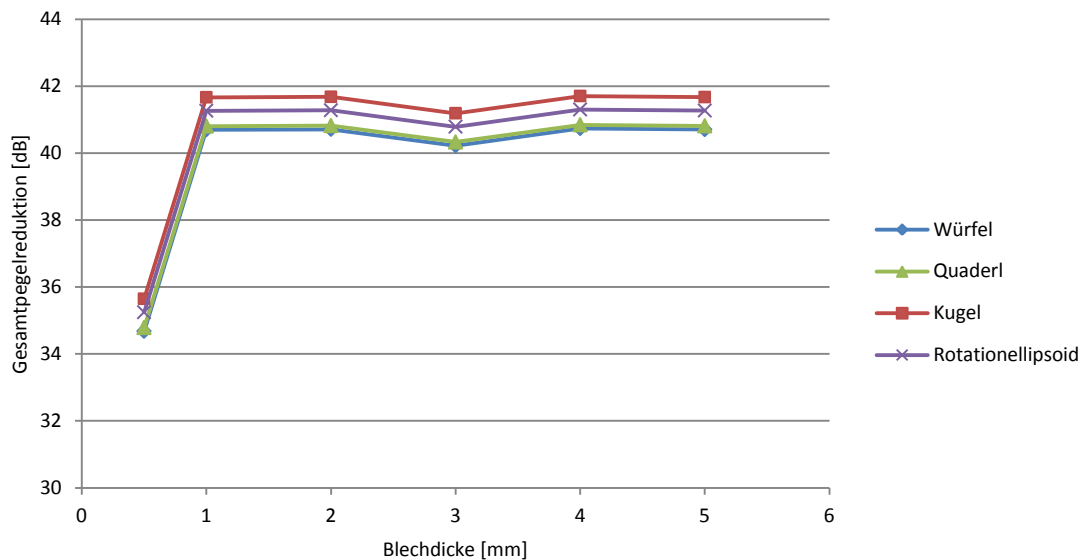


Abbildung 4-19 Gesamtpegelreduktion Aluminium

Bei Aluminium sind die Gesamtpegelreduktionen denen von Stahl sehr ähnlich, lediglich das 0,5 mm Blech zeigt deutlich schlechtere Werte. Auch der Anstieg von 6 dB lässt sich wieder erkennen, jedoch ist der Unterschied der Gesamtpegelreduktion bei größer werdenden Wandstärken nicht mehr ganz so deutlich.

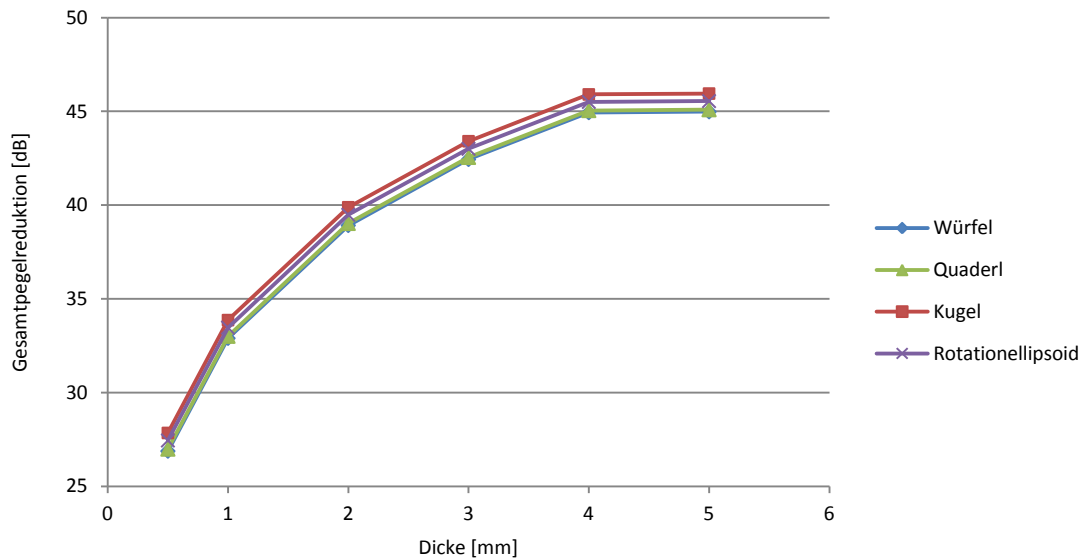


Abbildung 4-20 Gesamtpegelreduktion PA

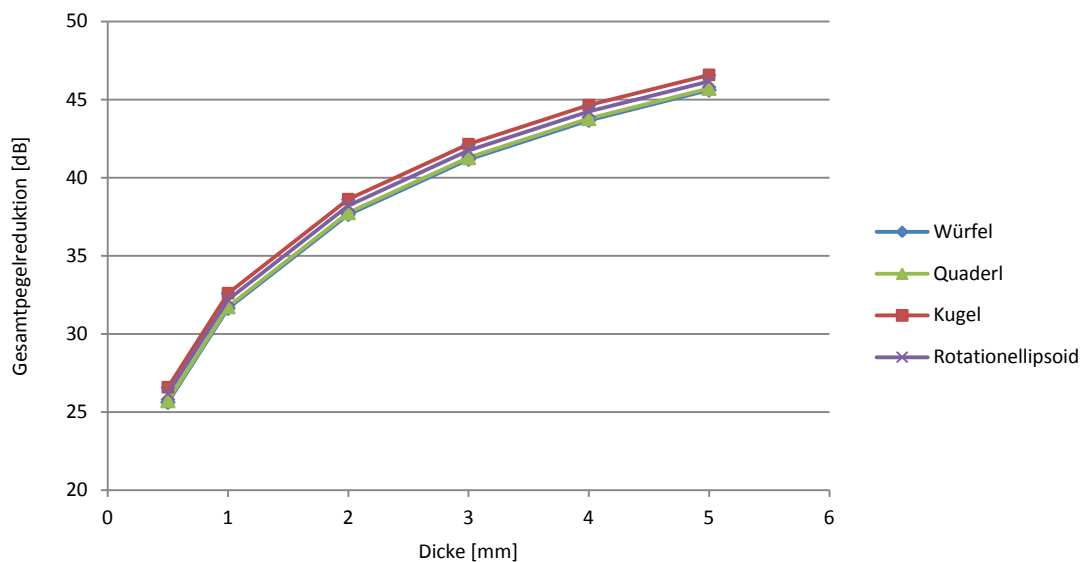


Abbildung 4-21 Gesamtpegelreduktion PE

Beide Kunststoffe verhalten sich ähnlich und haben eine stark wandstärkenabhängige Gesamtpegelreduktion, welche sich mit zunehmender Wandstärke einem horizontalen Verlauf annähert. Dies wiederum bedeutet aber, dass bei größeren Wandstärken keine Verbesserung

der Pegelreduktion mehr stattfindet und die Konstruktion nur mehr unnötig schwerer und auch teurer wird.

4.2.3 Berechnung der einschaligen Kapselungen

Die Schallpegelreduktion die durch eine Kapsel erreicht werden kann, ist also vom Material, der Wandstärke, der Grenzfrequenz und von der Geometrie abhängig. Ein weiterer entscheidender Faktor ist das Spektrum der Quelle, also des Kältekompressors (siehe Abbildung 1-1). Gleichlaute Schallpegel unterschiedlicher Frequenzen werden oft unterschiedlich intensiv wahrgenommen. Deshalb werden Pegel oft bewertet. Die häufigste Bewertung ist die A-Bewertung. Hierbei werden tieffrequente, laute Geräusche stark gemindert. Sie reduziert auch den oberen Pegelbereich. In diesem Falle wird nun auf eine Bewertung verzichtet um eine eindeutige Aussagekraft der Berechnung im Vergleich zur Messung im nachfolgenden erzielen zu können.

Mithilfe der Formeln (4.10) und (4.11) und dem gemessenen, ungekapselten Kältekompressorspektrums können nun der Schalleistungspegel L_{Wgeki} und der Summenschalleistungspegel $\overline{L_{Wges}}$ ausgerechnet werden. Bei der Berechnung der Schalleistung einer gekapselten Schallquelle ist besonders auf den Quotienten aus Messfläche S und den äquivalenten Schallabsorptionsfläche des Raumes A achtzugeben.

$$L_{Wgeki} = L_{Wi} - R_{Ni} + 10 \lg \frac{S}{A} \quad (4.10)$$

$$\overline{L_{Wges}} = 10 \lg \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{Wgeki}}{10}} \right) \quad (4.11)$$

Abbildung 4-22 bis Abbildung 4-25 zeigen den Summenschalleistungspegel, anhand dessen nun gute Aussagen über die Schalldämmung der jeweiligen Kapsel getroffen werden können. Wesentlich hierbei ist wieder, dass es sich nur um gerechnete Dämmwerte handelt.

Die unterschiedlichen Verläufe beziehen sich nur auf das Kompressorspektrum, einerseits mittels selber gemessenen (rot), andererseits mittels dem von ACC zur Verfügung gestellten Emissionsspektrum des ungekapselten Kompressors (blau) laut Abbildung 1-1.

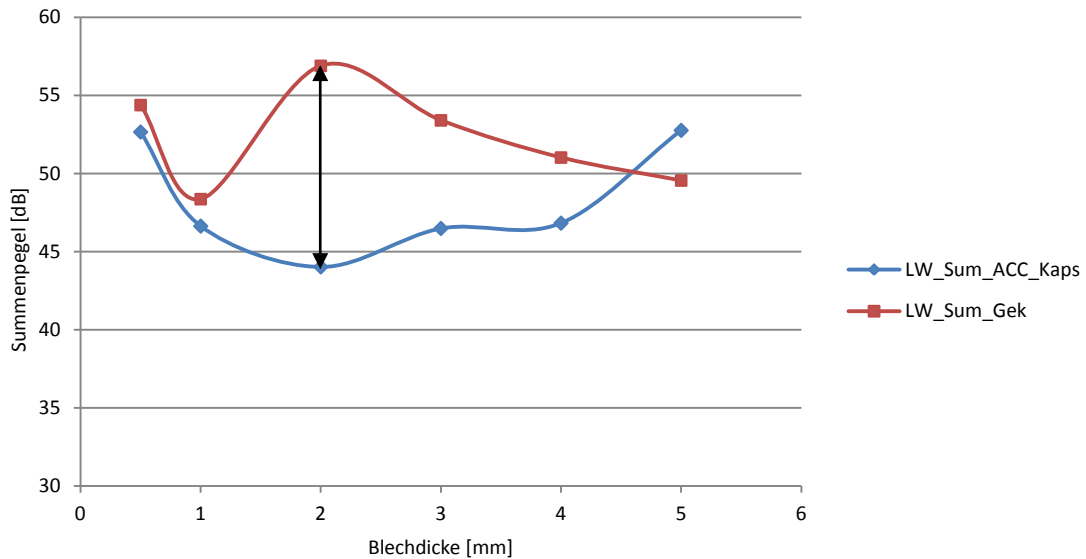


Abbildung 4-22 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus Stahl

Aus Abbildung 4-22 ist ersichtlich, dass die Summenpegelreduktion stark vom gemessenen Kompressorspektrum abhängt. ACC beschränkte sich bei der Messung des Kompressorspektrum nur auf einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz. Im Gegensatz dazu wurde der Kompressor am Institut in einem Frequenzbereich von 100 Hz bis 20 kHz vermessen. Der Grund liegt darin, dass bei sehr geringen Wandstärken, die in diesem Fall auch vorliegen, die Koinzidenzfrequenz und der daraus resultierende Schalldämmmaßeinbruch bei sehr hohen Frequenzen angesiedelt sind. Diese werden dadurch bei einem zu kleinem Frequenzbereich nicht mehr im Summenschallleistungspegel berücksichtigt. Werden nun die 0,5 mm und 1 mm dicken Bauteile beider Berechnungen verglichen, so stimmen die Resultate sehr gut überein, da bei diesen Wandstärken die Koinzidenzfrequenz weit über beiden Frequenzbereichen liegt. Betrachtet man nun beide Kurven im Diagramm, so ist erkennbar, dass beim ACC-Kompressorspektrum bei 2 mm Wandstärke die größte Summenpegelreduktion vorliegt. Dagegen spricht jedoch die andere, rot dargestellte Kurve, bei der der Schalldämmmaßeinbruch deutlich erkennbar ist. Es stellt sich jedoch erneut eine Verbesserung des Summenschallpegels mit zunehmender Wandstärke ein. Bei einer Wandstärke von 5 mm ist die Koinzidenzfrequenz dann bereits weit unter 10 kHz, wodurch sie dann in beiden Verläufen Wirkung zeigt.

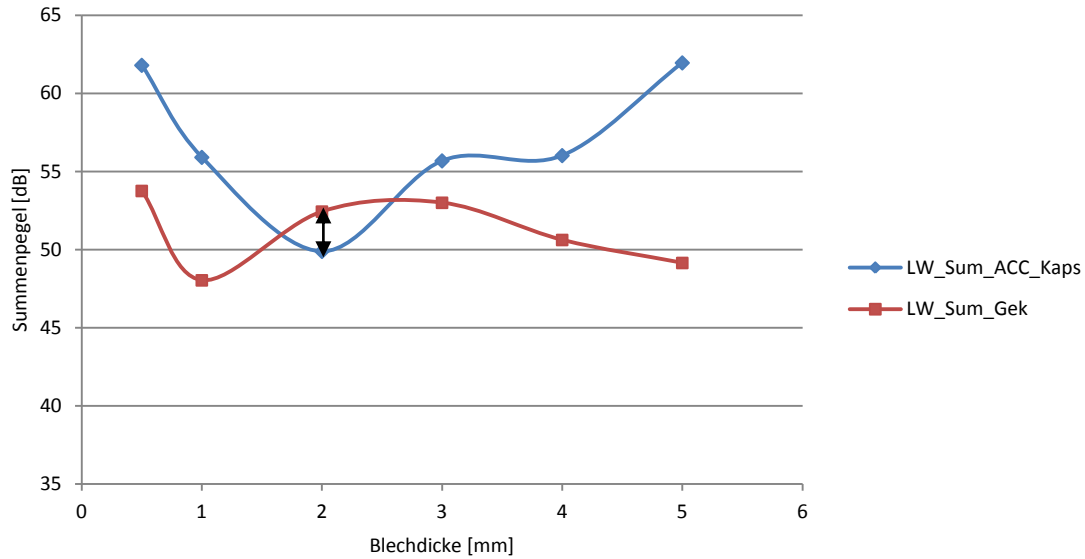


Abbildung 4-23 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus Aluminium

Aus Abbildung 4-23 ist ersichtlich, dass bei Aluminium fast ein identischer Verlauf entsteht, lediglich mit höheren Summenpegeln. Außerdem ist jetzt zwischen den Blechen mit 2 mm, 3 mm und 4 mm Dicke ein größerer Unterschied bemerkbar. Auch hier ist wieder der Einfluss der Breite des gemessenen Kompressorspektrums und der Koinzidenzfrequenzen analog zu den Stahlkapselungen bemerkbar.

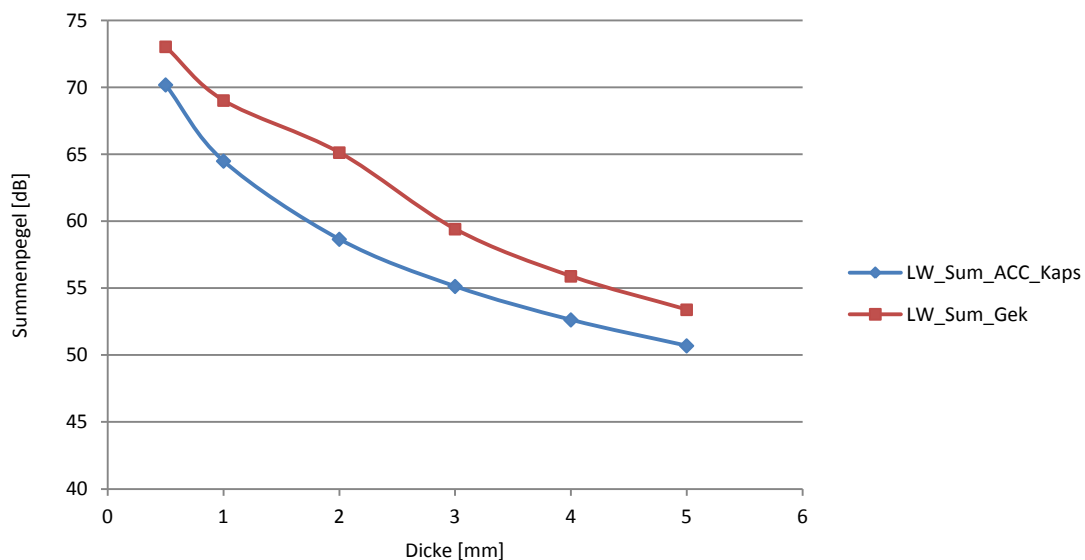


Abbildung 4-24 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus PA

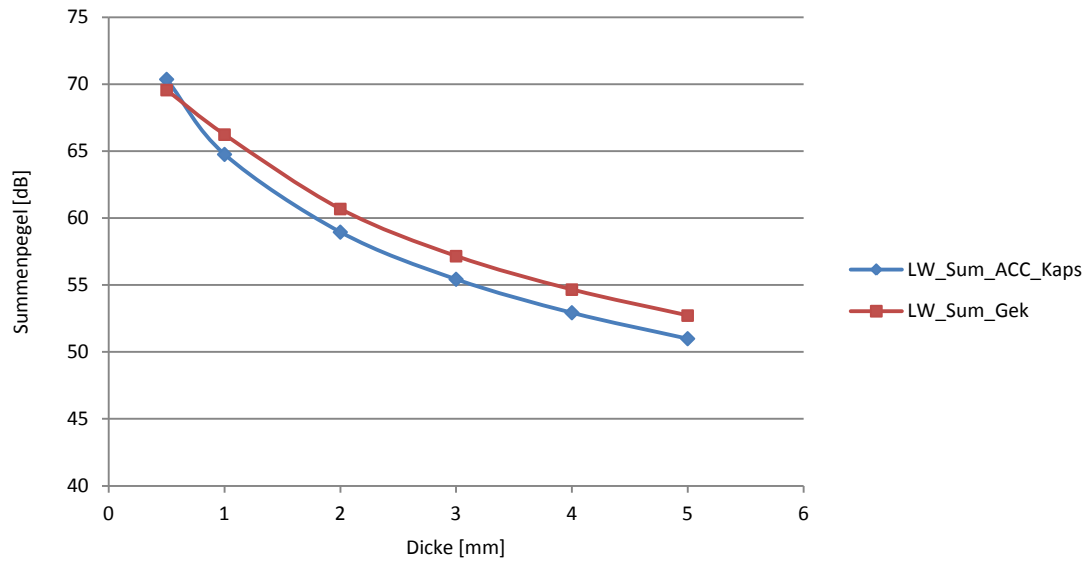


Abbildung 4-25 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus PE

Abbildung 4-24 und Abbildung 4-25 beschreiben den Summenpegelverlauf der Kunststoffe. Diese haben ganz andere Formen als die Summenpegelverläufe von Stahl und Aluminiumkapselungen. Da die Koinzidenzfrequenz sehr hoch liegt, sinkt der Summenpegel mit zunehmender Dicke des Werkstoffes, sodass bereits die 4 mm dicke kugelförmige PA-Kapsel ziemlich denselben Summenpegel aufweist, wie die gleiche Kapsel aus Aluminium. Es entstehen keine unterschiedlichen Summenschalleistungspegelverläufe mehr.

In den nachfolgenden Abbildung 4-26 bis Abbildung 4-33 sind die unterschiedlichen Schalleistungspegel aufgelistet. Im Vergleich dazu sind die derzeitige Ausführung der Kapselung, der Schalleistungspegel ohne Kapselung beider Messungen, die berechneten Pegel und die jeweiligen Gesamtpegel für unterschiedliche Werkstoffe und Wandstärken der kugelförmigen einfachen Kapselung, dargestellt. Abbildung 4-26 zeigt nun die Ergebnisse für eine 0,5 mm dicke einwandige, kugelförmige Stahlkapselung. Die rote und die blaue Linie stellen hierbei wieder den ungekapselten Kompressor dar. Die hellblaue Linie ist die derzeitige Kapselausführung der Firma ACC. Die grüne und violette Linie stellen den Schalleistungspegel mit der Kapselung dar.

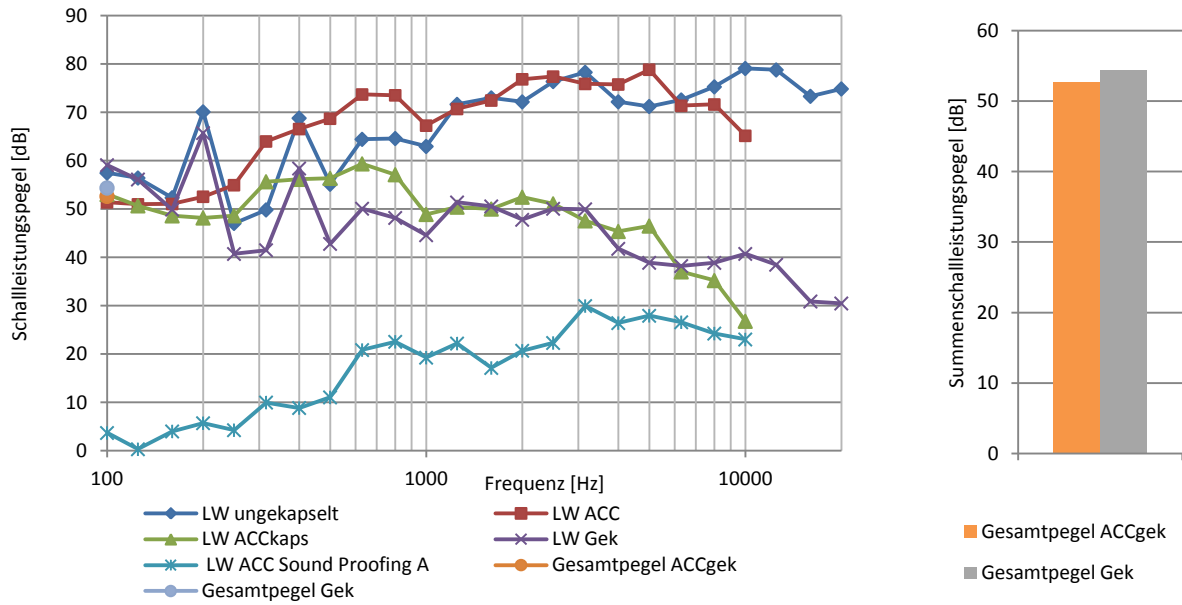


Abbildung 4-26 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=0,5\text{mm}$, Stahl

Der ungekapselte Kompressor besitzt einen Summenschalleistungspegel von 72 dB. Eine kugelförmige Kapselung mit einer Wandstärke von 0,5 mm aus Stahl weist schon eine Gesamtpegelreduktion von 19 dB auf. Dies entspricht einem Summenschalleistungspegel von 53 dB, der in Abbildung 4-26 als grauer Balken dargestellt wird. Es ist ebenfalls erkennbar, dass mit steigender Frequenz eine stetige Abnahme des Schalleistungspegels stattfindet, da die Koinzidenzfrequenz oberhalb des betrachteten Bereiches liegt. Abbildung 4-27 zeigt nun die Ergebnisse für eine 2 mm dicke einwandige, kugelförmige Stahlkapselung.

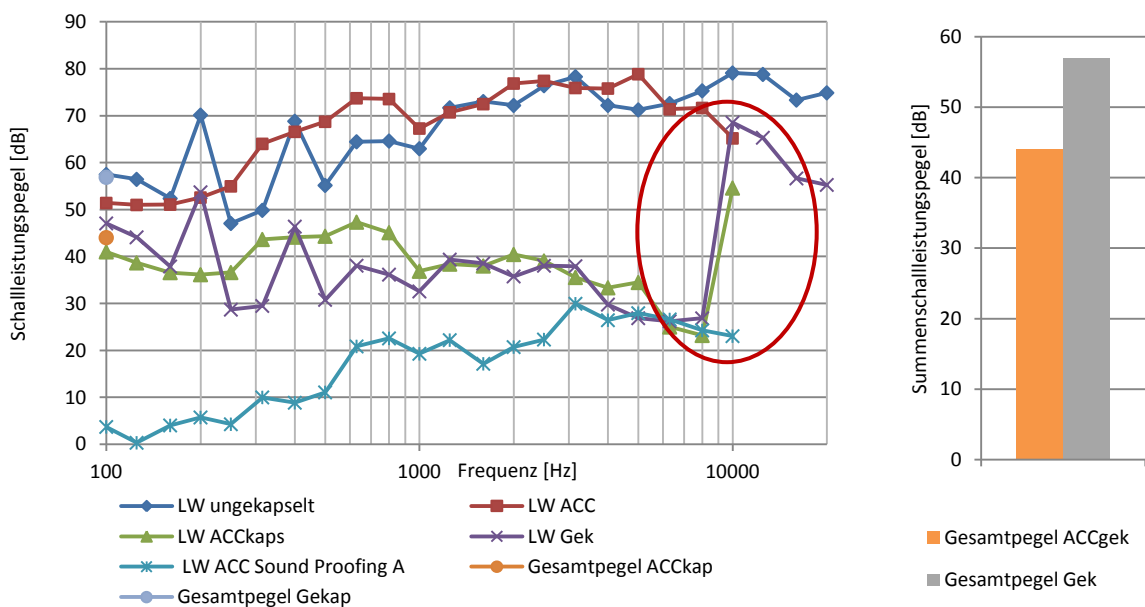


Abbildung 4-27 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=2\text{mm}$, Stahl

Wird die Wandstärke der Stahlkapsel nun auf 2 mm erhöht, so sinkt der Summenschalleistungspegel auf 57 dB, was keine weitere Reduktion, sondern eine Erhöhung des Summenschalleistungspegels induziert. Man bemerkt deutliche Unterschiede zwischen den unterschiedlich gemessenen Kompressorspektren. Von großer Relevanz ist hier die Koinzidenzfrequenz, da die Schalldämmung zusammenbricht. Daraus folgt aber ein starker Anstieg des Schalleistungspegels, welcher sich im Diagramm deutlich abzeichnet. Dies führt zu einem deutlich schlechteren Summenschalleistungspegel.

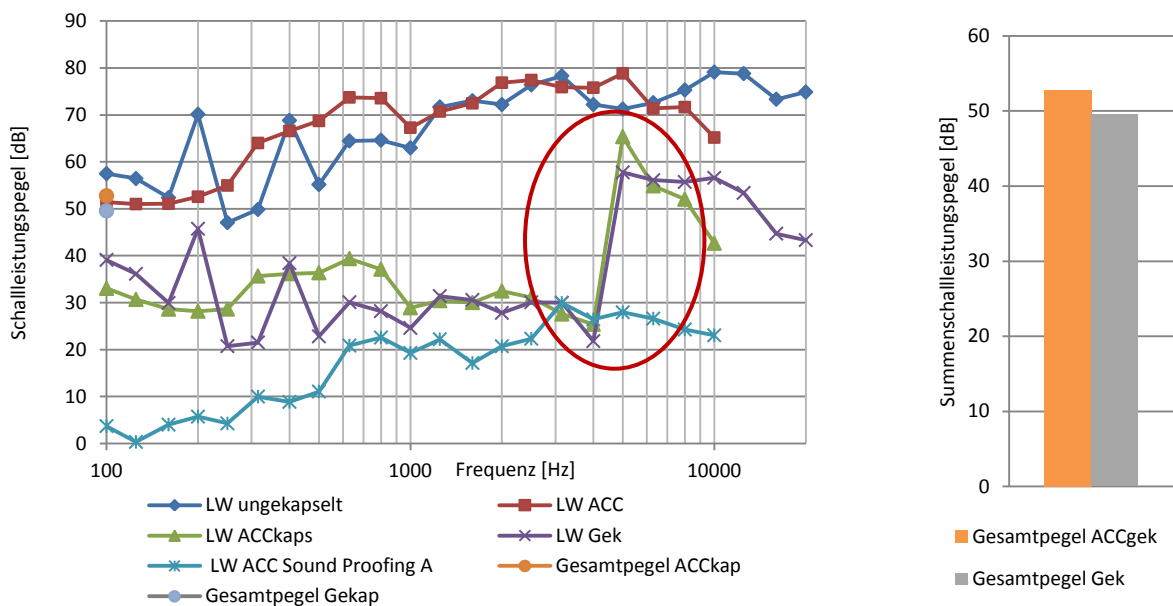


Abbildung 4-28 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, Stahl

In Abbildung 4-28 sind nun die Ergebnisse für eine 5 mm dicke einwandige, kugelförmige Stahlkapselung dargestellt. Der bereits erwähnte Koinzidenzeffekt tritt bei der 5 mm dicken kugelförmigen Kapselung ebenfalls auf. Im unteren Frequenzbereich wird die Schalleistung sehr gut gedämmt, ab der Koinzidenzfrequenz jedoch erfolgt ein starker Zusammenbruch der Schalldämmung, da sich diese negativ auf eine weitere Verbesserung des Summenschalleistungspegels auswirkt. Dieser beträgt nun 51,4 dB, was zu einer geringeren Reduktion des Pegels trotz größerer Wandstärke führt.

Zusammenfassend kann daher gesagt werden, dass die Verschlechterung veranlasst durch die Koinzidenzfrequenz deutlich erkennbar ist. Diese wandert mit steigender Blechstärke Richtung niedrigerer Frequenz und erhöht somit den Summenschallpegel.

Wird die Kapsel nun aus Aluminiumblech mit einer Wandstärke von 0,5 mm gefertigt, so entsteht der gleiche Schalleistungsverlauf wie bei der Stahlkapsel. Abbildung 4-29 zeigt nun eine 0,5 mm dicke, einwandige, kugelförmige Aluminiumkapselung.

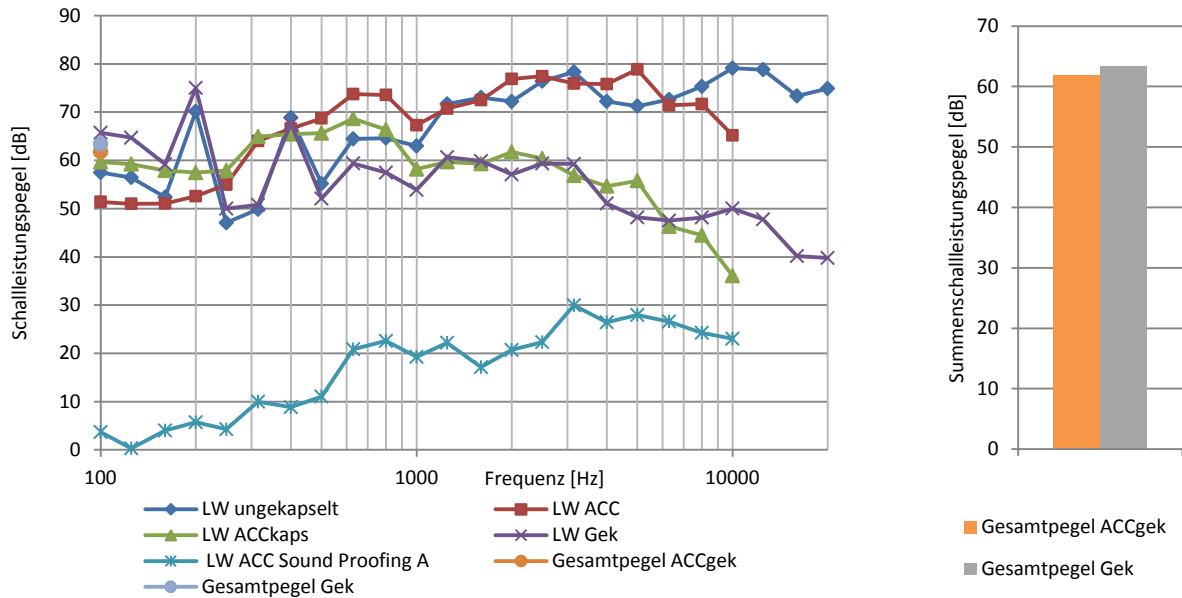


Abbildung 4-29 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=0,5\text{mm}$, Aluminium

Aufgrund der schlechteren Schalldämmung liegen die Werte des Schalleistungspegels höher. Auch nicht außer Acht zu lassen ist, dass sich die Koinzidenzfrequenz wegen des unterschiedlichen Materials entlang der Abszisse verschiebt. Bei Aluminium und Stahl ist der Versatz auf der Abszisse, wie bereits angesprochen, eher geringfügig. Durch die Aluminiumkapsel kann nun ein Gesamtschalleistungspegel von 63,2 dB erreicht werden, was deutlich schlechter ist als der Summenschalleistungspegel der gleichen Stahlkapselung mit 42,3 dB. Abbildung 4-30 zeigt nun eine 2 mm dicke, einwandige, kugelförmige Aluminiumkapselung.

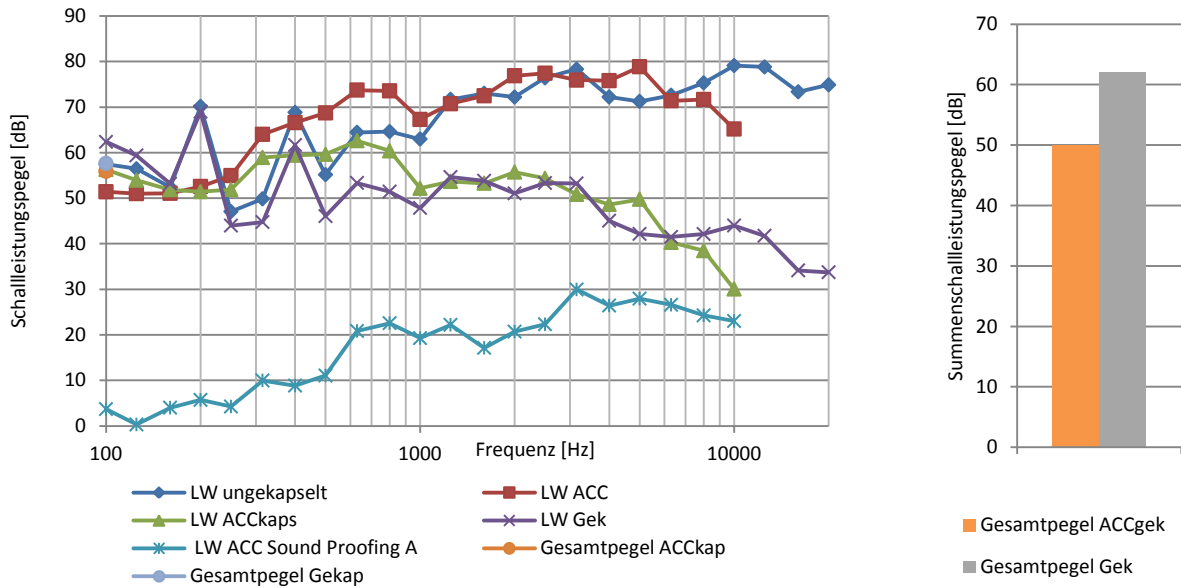


Abbildung 4-30 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=2\text{mm}$, Aluminium

Eine Erhöhung der Wandstärke hat ebenfalls denselben Effekt wie bei der Stahlkapsel, nämlich eine Reduktion des Summenschalleistungspegels. In Abbildung 4-31 ist nun eine 5 mm dicke, einwandige, kugelförmige Aluminiumkapselung dargestellt.

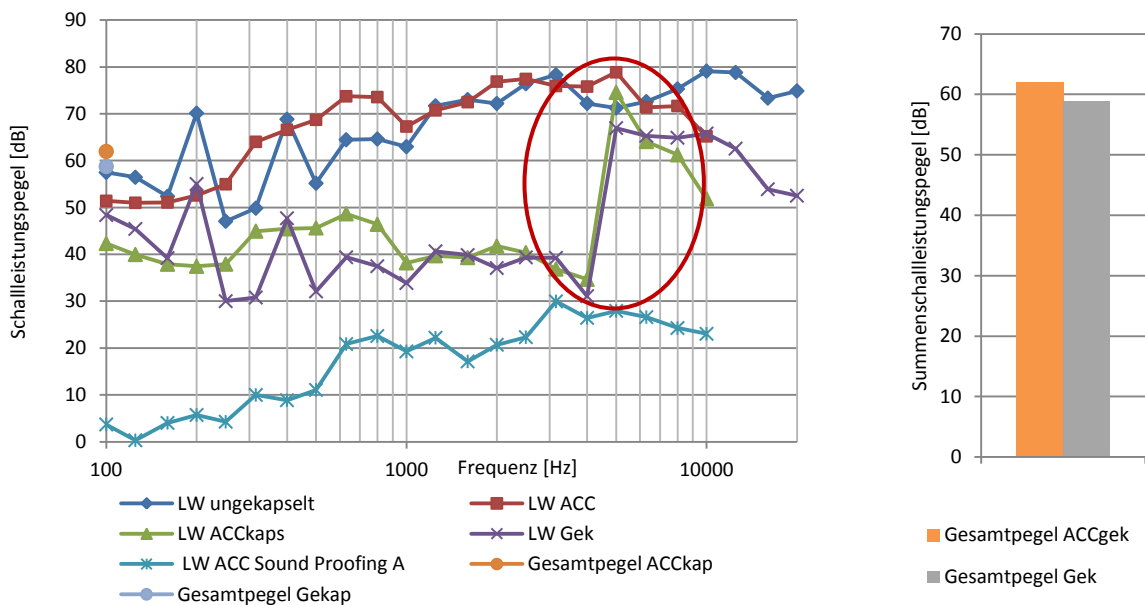


Abbildung 4-31 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, Aluminium

Mit zunehmender Wandstärke nimmt auch der Einfluss der Koinzidenzfrequenz wieder zu, welcher sich negativ auf die Schalldämmung auswirkt. Dies ist im Diagramm ebenfalls eingezeichnet.

Ein deutlicher Unterschied zwischen den Stahl- und Aluminiumkapselungen konnte festgestellt werden. Nun stellt sich die Frage, wie sich andere Werkstoffe verhalten, da Stahl und Aluminium als Werkstoff ähnliche Werkstoffcharakteristiken aufweisen. Im Folgenden soll nun gezeigt werden, welche schalldämmenden Eigenschaften Kunststoffe aufweisen.

Bei Kunststoffen ist die Koinzidenzfrequenz im hohen Frequenzbereich angesiedelt. Da das Schalldämmmaß bei geringen Wandstärken viel kleiner ist, als vergleichsweise von Stahl oder Aluminium, werden nun nur dickwandige Kunststoffkapselungen besprochen. In Abbildung 4-32 und Abbildung 4-33 ist nun eine 5 mm dicke, einwandige, kugelförmige Kunststoffkapselung aus Polyamid und aus Polyethylen dargestellt.

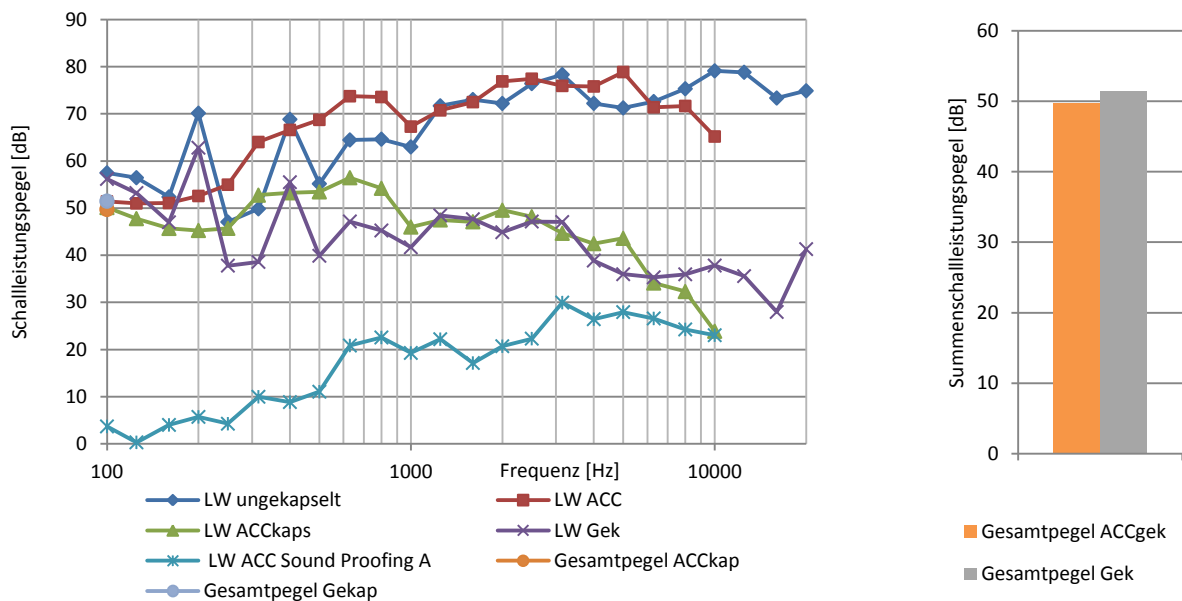


Abbildung 4-32 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, PA

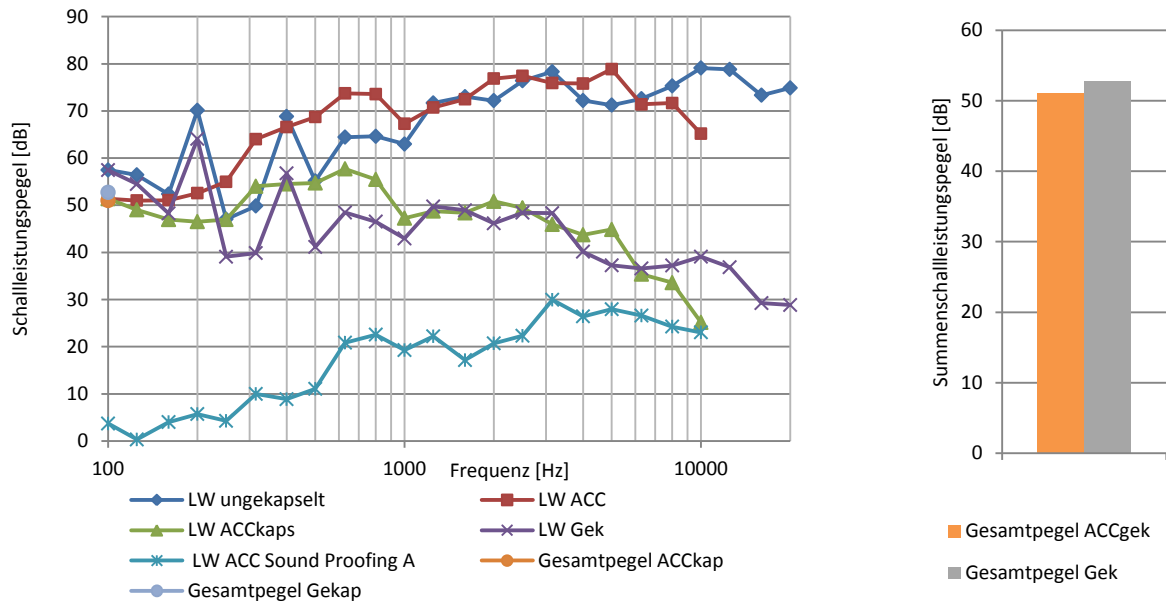


Abbildung 4-33 Schallleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, PE

Im hohen Frequenzbereich dämmen Kunststoffe also sehr gut. Eine Reduktion des Summenschalleistungspegels auf 50,3 dB beziehungsweise 51,5 dB ist ohne weiteres möglich wenn eine 5 mm starken Kunststoffkapsel verwendet wird.

Aufgrund der aggressiven Medien und hohen Temperaturen eignen sich jedoch Kunststoffe weniger für die Kapselung von Kältekompressoren und sind nur zum Vergleichen in die Berechnung aufgenommen worden. Ein Ausweg wäre eine medienseitige Beschichtung, welche ein Composite-Material darstellen würde.

4.3 Mehrschalige Kapselungen

In diesem Kapitel soll nun untersucht werden, was passiert, wenn mehrere unterschiedliche Schichten in Serie geschaltet werden, beziehungsweise welche Einflussfaktoren und Parameter eine Rolle für die Schalleistungspegelreduktion spielen.

Würden zwei Stahlbleche ohne Luftspalt hintereinander geschaltet werden, so würde eine Summation der Wandstärken genügen. Welche positiven Aspekte beim Vorhandensein eines Luftspaltes auftreten, soll nun geklärt werden.

4.3.1 Schalldämmung von Doppelwänden

Das einfachste Prinzip beruht auf der Doppelwand die ideal folgendermaßen aufgebaut ist:

Die innere Kapsel besteht aus einer biegesteifen Schale. Die nächste Schicht ist eine elastische Zwischenschicht, im einfachsten Fall eine Luftschicht die die innere Kapsel von der biegeweichen Vorsatzschale trennt. Daraus resultiert eine Resonatorwirkung in einem gewissen Grenzbereich. Wichtig hierbei ist, dass die biegeweiche Vorsatzschale und die steife Innenschale keine Schallbrücken besitzen. Biegesteif bedeutet hierbei eine sehr hohe flächenbezogene Masse der Innenschale, zu einer sehr geringen flächenbezogenen Masse der Vorsatzschale. Tabelle 4.7 zeigt nun den Aufbau der behandelten Doppelwände mit einer Variation der Luftspaltdicke.

Tabelle 4.7 Aufbau Doppelwände

Stahl Luft Stahl	R1	Stahl Luft Stahl	R2	Alu Luft Stahl	RA11	Alu Luft Alu	RA12
Aufbau	s [mm]	Aufbau	s [mm]	Aufbau	s [mm]	Aufbau	s [mm]
Platte innen	2	Platte innen	2	Platte innen	2	Platte innen	2
Luftspalt:	0,5	Luftspalt:	5	Luftspalt:	0,5	Luftspalt:	5
Vorsatzschale	1	Vorsatzschale	1	Vorsatzschale	1	Vorsatzschale	1

Zur Berechnung der Schalldämmung ist zunächst die flächenbezogene Biegesteifigkeit der Zwischenschicht wie in Kapitel 3.7.2 notwendig.

Aus der nun bekannten Steifigkeit und den Kapseln kann nun ein einfaches Zwei-Massen-Ersatzsystem, also ein Zweimassenschwinger mit der Luft als Koppelfeder entwickelt werden. Mit dessen Hilfe können nun die Abstimmfrequenzen für das Schalldämmmaß bestimmt werden. Die Abstimmfrequenzen sind die Partialeigenkreisfrequenzen, laut Formel (4.12), des oben genannten Schwingers. Die Eigenfrequenz des Gesamtsystems gibt Formel (4.13) wieder. Die Resultate der Abstimmfrequenzen sind in Tabelle 4.8 für isotherme Verdichtung und in Tabelle 4.9 für adiabate Verdichtung für die verschiedenen beschriebenen Schichtvariationen aufgelistet.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{s''}{m_1''}} \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{s''}{m_2''}} \quad (4.12)$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{s''} \sqrt{\frac{m_1'' + m_2''}{m_1'' \cdot m_2''}} = \sqrt{\rho c^2} \sqrt{\frac{m_1'' + m_2''}{m_1'' \cdot m_2'' \cdot d \cdot \kappa}} \quad (4.13)$$

Tabelle 4.8 Abstimmfrequenzen, Zwischenschicht Luft, isotherm

R1	ω [Hz]	R2	ω [Hz]	RA11	ω [Hz]		ω [Hz]
ω_1 [Hz]	4222	ω_1 [Hz]	1335	ω_1 [Hz]	7199	ω_1 [Hz]	2277
ω_2 [Hz]	5971	ω_2 [Hz]	1888	ω_2 [Hz]	5971	ω_2 [Hz]	3220
ω_{12} [Hz]	7313	ω_{12} [Hz]	2313	ω_{12} [Hz]	9353	ω_{12} [Hz]	3943

Tabelle 4.9 Abstimmfrequenzen, Zwischenschicht Luft, adiabat

R1	ω [Hz]	R2	ω [Hz]	RA11	ω [Hz]		ω [Hz]
ω_1 [Hz]	3568	ω_1 [Hz]	1128	ω_1 [Hz]	6085	ω_1 [Hz]	1924
ω_2 [Hz]	5047	ω_2 [Hz]	1596	ω_2 [Hz]	5047	ω_2 [Hz]	2721
ω_{12} [Hz]	6181	ω_{12} [Hz]	1955	ω_{12} [Hz]	7905	ω_{12} [Hz]	3333

Es ist erkennbar, dass der Unterschied zwischen den Abstimmfrequenzen mit steigender Luftschichtdicke immer geringer wird.

Die Grenzfrequenzen der einzelnen Schalen können laut Formel (4.3) berechnet werden. Für die Schalldämmmaße unterhalb und oberhalb der Grenzfrequenz, wobei immer die Innenschale als Schwellenwerte herangezogen wurde, gilt Formel (4.14) und (4.15).

$$R = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega m_1'' \cos(\vartheta)}{2\rho c} \right)^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2} \right)^2 \right] \quad \text{für } f < f_{K1}, f_{K2} \quad (4.14)$$

$$R = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega m_1'' \cos(\vartheta)}{2\rho c} \right)^2 \right] + 10 \lg \left[\frac{f}{f_{GR1}} \right] + 10 \lg \left[\frac{2\eta_1}{\pi} \right] \quad \text{für } f > f_{K1}, f_{K2} \quad (4.15)$$

Die Formel unterhalb der Grenzfrequenz stammt aus der Literatur. Für Frequenzen oberhalb der Grenzfrequenzen wurde die Formel (4.4) der ebenen Wand verwendet. Es ist darauf zu achten, dass, bis auf die Abstimmfrequenzen, sämtliche Größen von der biegesteifen Innenschale stammen.

Die Umrechnung des Schalldämmmaßes auf die Schalldämmung erfolgt analog zur einschaligen Kapsel laut Formel (4.8). Die Ergebnisse sind in Abbildung 4-34 bis Abbildung 4-37 dargestellt, wobei hier jeweils die gleiche Kapsel adiabat und isotherm gerechnet wurde. Da es jedoch keine exakten Grenzen für den Übergang zwischen adiabater und isothermer Verdichtung gibt, wurden beide getrennt berechnet, um die Ergebnisse durch den Versuch zu validieren.

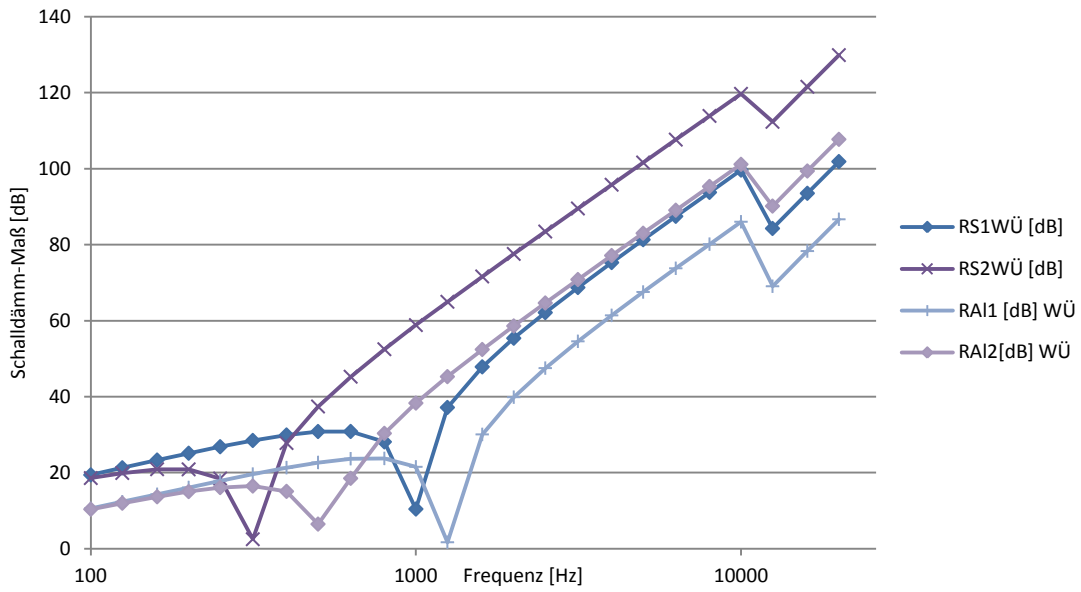


Abbildung 4-34 Schalldämmung Würfel, isotherm

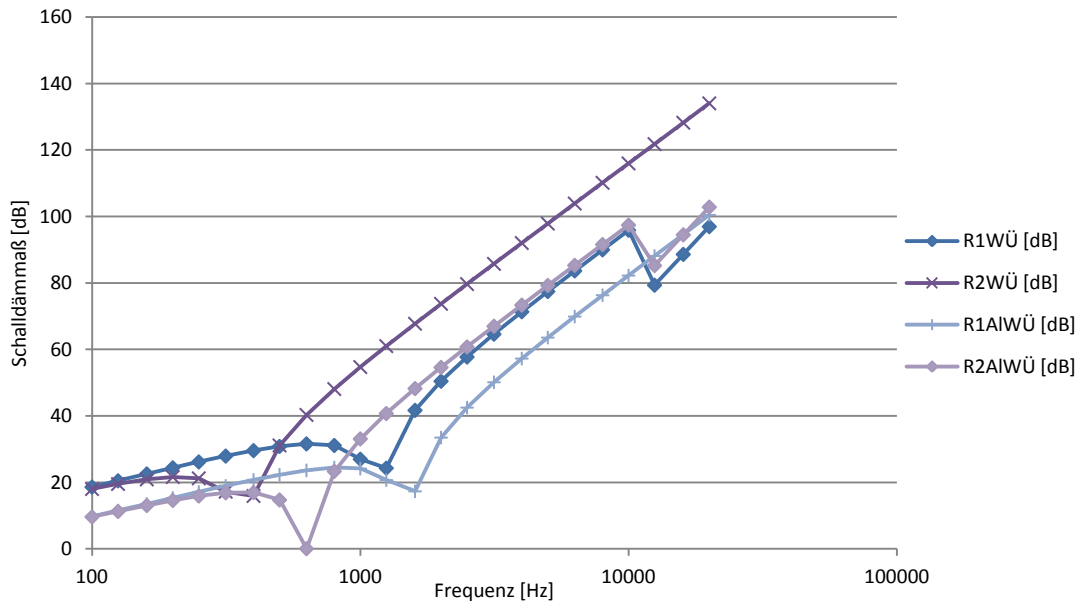


Abbildung 4-35 Schalldämmung Würfel, adiabat

Die Verläufe der adiabaten und isothermen Schalldämmmaße sind fast ident. Sie unterscheiden sich lediglich in der Größe der Minima und deren Frequenzen. Da diese Frequenzen genau den Abstimmfrequenzen entsprechen, ist der Verlauf in hinreichender Entfernung zu den Schalldämmmaßeinbruchsstellen ident.

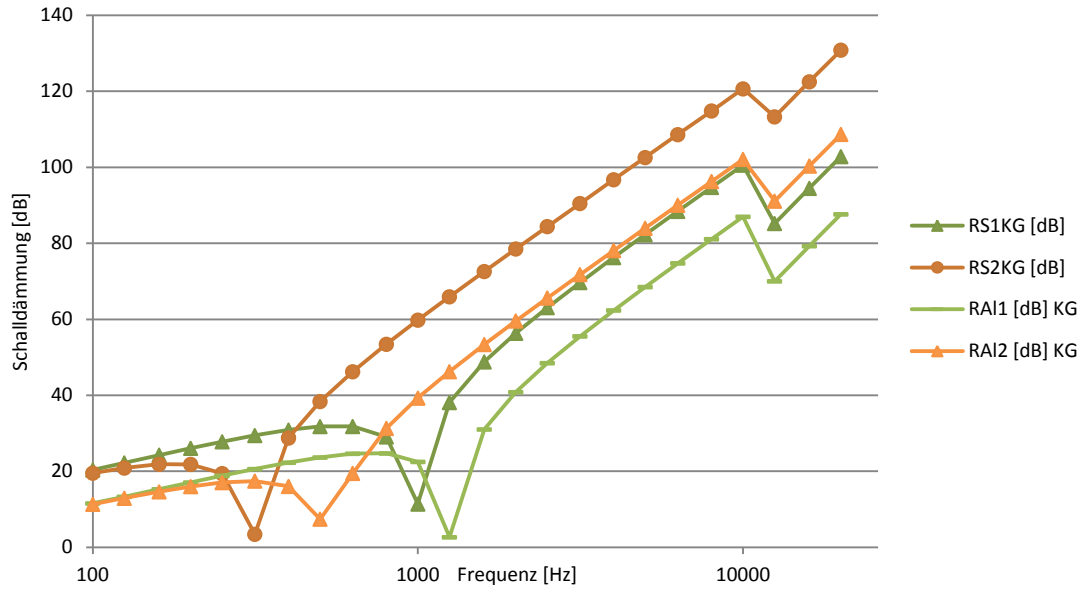


Abbildung 4-36 Schalldämmung Kugel, isotherm

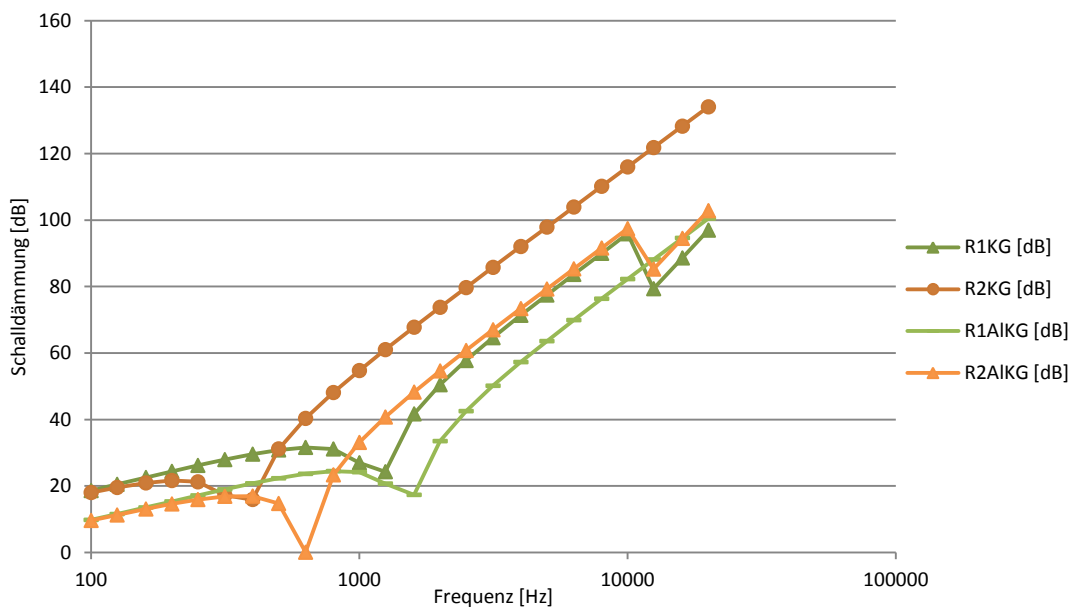


Abbildung 4-37 Schalldämmung Kugel, adiabat

Wird nun die Schalldämmung des Würfels mit der der Kugel verglichen, so ist erkennbar, dass die Unterschiede zwischen den einzelnen Geometrien auf der Amplitude 1-2 dB betragen. Der Unterschied durch isotherme und adiabate Verdichtung ist nur im Bereich der Schalldämmmaßeinbruchstellen deutlich bemerkbar.

Der Schalleistungspegel und Summenschalleistungspegel werden ebenfalls wie in Kapitel 4.2 berechnet und in Abbildung 4-38 bis Abbildung 4-43 dargestellt. Die doppelwandige

Kapselung hat eine beträchtliche Änderung des Summenschallpegels im Gegensatz zur einschaligen Kapselung zufolge.

Im Folgenden wird nun nur mehr die isotherme Verdichtung der Luft weiter ausgeführt. Es soll lediglich der Unterschied der Schalldämmung zwischen isothermer und adiabater Verdichtung gezeigt werden. Da die Gültigkeit der beiden Gesetze, adiabater bei hohen Frequenzen, isotherm bei niedrigen, vorliegt und die Grenzfrequenzen sehr tief angesiedelt sind, wurde die Versuchsauswertung nur mehr mit den isothermen Verläufen durchgeführt. Mithilfe der Formeln (4.10) und (4.11) und dem gemessenen, ungekapselten Kältekompressorenspektrums können nun der Schalleistungspegel L_{Wgek} und der Summenschalleistungspegel $\overline{L_{Wges}}$ ausgerechnet werden. Abbildung 4-38 zeigt den Schalleistungspegel der würfelförmigen, doppelwandigen Stahlkapselung mit 2 mm Innenwand, 0,5 mm Luftspalt und 1 mm dicken Vorsatzschale.

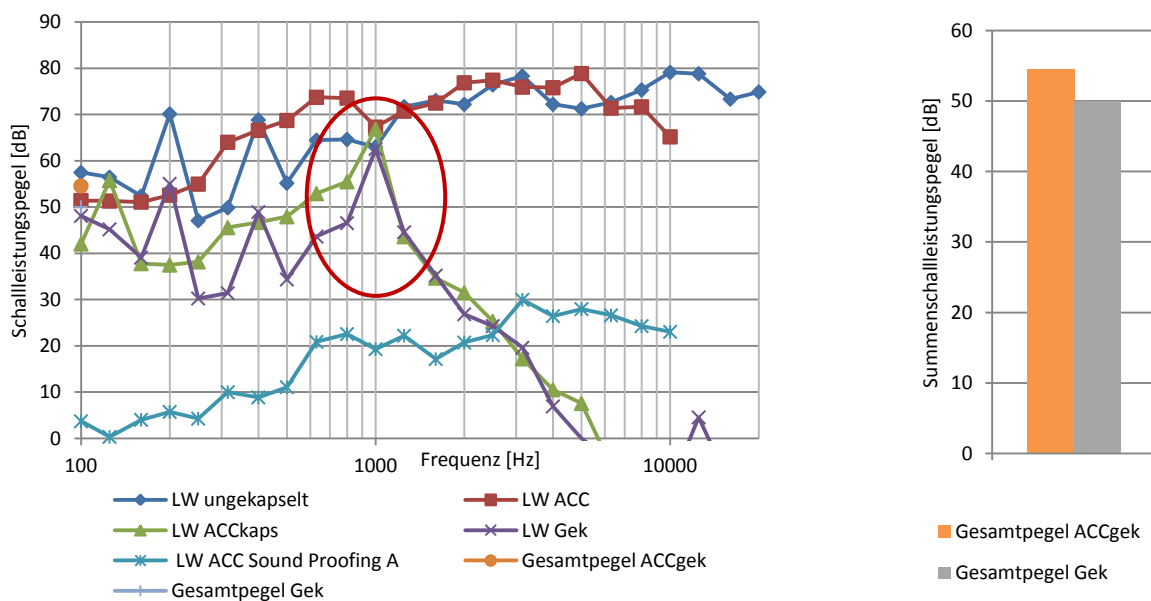


Abbildung 4-38 Schalleistungspegel R1 Würfel

Der ungekapselte Kompressor hat, wie bereits erwähnt, einen Summenschalleistungspegel von 72 dB. Eine würfelförmige doppelwandige Kapselung mit Wandstärken von 2 mm, 0,5 mm Luftspalt und einer biegeweichen Vorsatzschale mit 1 mm Wandstärke aus Stahl weist schon eine Gesamtpegelreduktion von 22 dB auf. Dies entspricht einem Summenschalleistungspegel von 50 dB. Der Verlauf des Schalleistungspegels ist in Abbildung 4-38 dargestellt. Es ist auch erkennbar, dass oberhalb der Koinzidenzfrequenz eine stetige Abnahme des Schalleistungspegels stattfindet bis dieser null wird. Die Koinzidenz wirkt sich in diesem Fall so schlecht aus, dass eine 2 mm dicke, einwandige Stahlkapsel eine

bessere Schalldämmung mit einem Summenschallpegel von 45 dB erreicht. In Abbildung 4-39 ist der Schalleistungspegel der würfelförmigen, doppelwandigen Stahlkapselung mit 2 mm Innenwand, 5 mm Luftspalt und 1 mm dicken Vorsatzschale dargestellt.

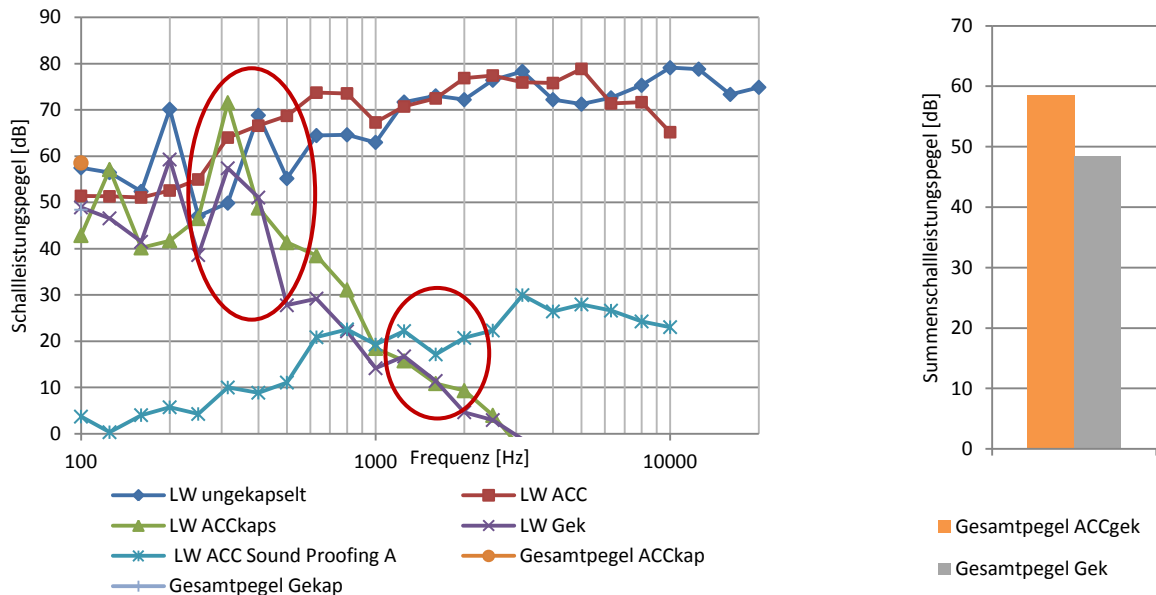


Abbildung 4-39 Schalleistungspegel R2 Würfel

Mit 10fach größerem Luftspalt wandern die Schalldämmmaßeinbrüche in Richtung niedrigerer Frequenzen. Als Vorteil ergibt sich, dass sämtliche hohen Frequenzen abgeschnitten werden. Da jedoch die Pegelmittelung eine energieäquivalente Mittelung darstellt (Andreas Marn, 2011 S. 18), wirkt sich die Einbruchsstelle bei den niedrigeren Frequenzen, wo die Schalldämmung ohnehin schon sehr gering ist, äußerst negativ aus.

Es ist erkennbar, dass ein geringerer Luftspalt in diesem Fall eine bessere Reduktion des Schalleistungspegels ergibt, als ein großer Spalt.

Abbildung 4-40 zeigt den Schalleistungspegel der würfelförmigen, doppelwandigen Aluminiumkapselung mit 2 mm Innenwand, 0,5 mm Luftspalt und 1 mm dicken Vorsatzschale.

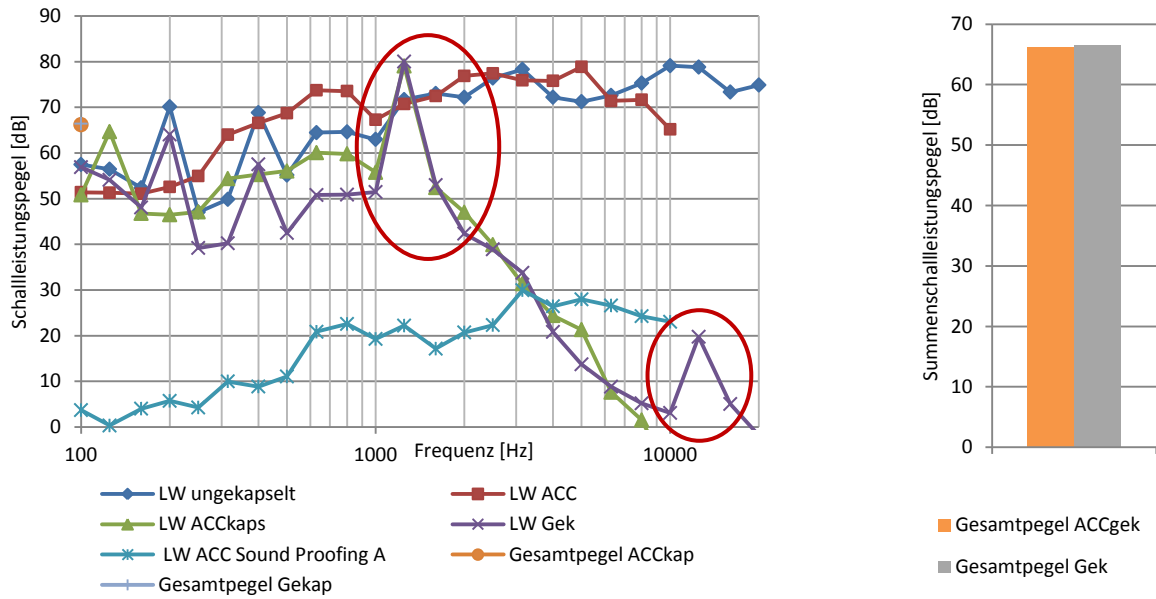


Abbildung 4-40 Schalleistungspegel R1A1 Würfel

In Abbildung 4-41 ist der Schalleistungspegel der würfelförmigen, doppelwandigen Aluminiumkapselung mit 2 mm Innenwand, 5 mm Luftspalt und 1 mm dicken Vorsatzschale dargestellt.

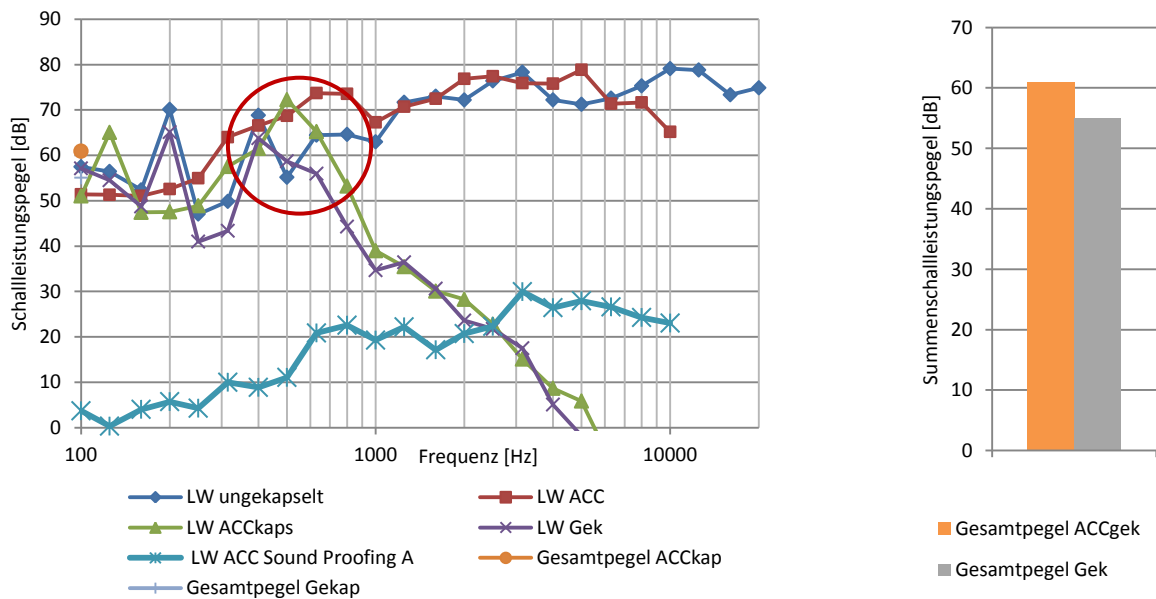


Abbildung 4-41 Schalleistungspegel R2A1 Würfel

Aluminium oder Aluminium-Stahl-Kombinationen weisen, aufgrund des geringeren Schalldämmmaßes, natürlich wieder ein schlechteres Verhalten auf, welches aber durch geschickte Wahl des Luftspaltes kompensiert werden kann.

In Abbildung 4-42 ist der Schallleistungspegel der halbkugelförmigen, doppelwandigen Stahlkapselung mit 2 mm Innenwand, 5 mm Luftspalt und 1 mm dicken Vorsatzschale dargestellt.

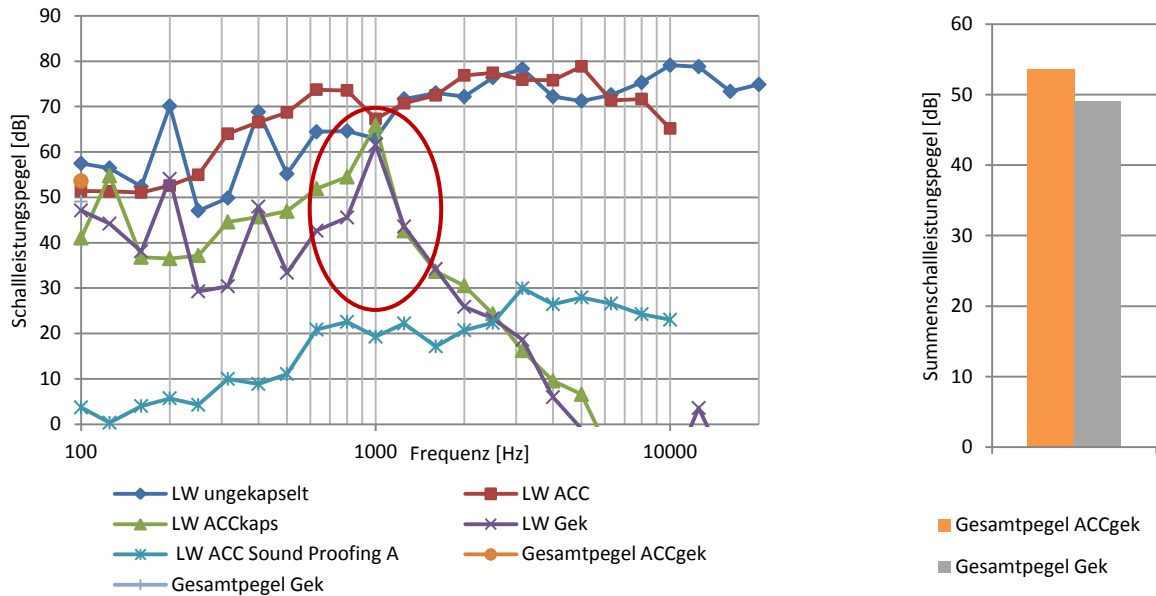


Abbildung 4-42 Schallleistungspegel R1 Kugel

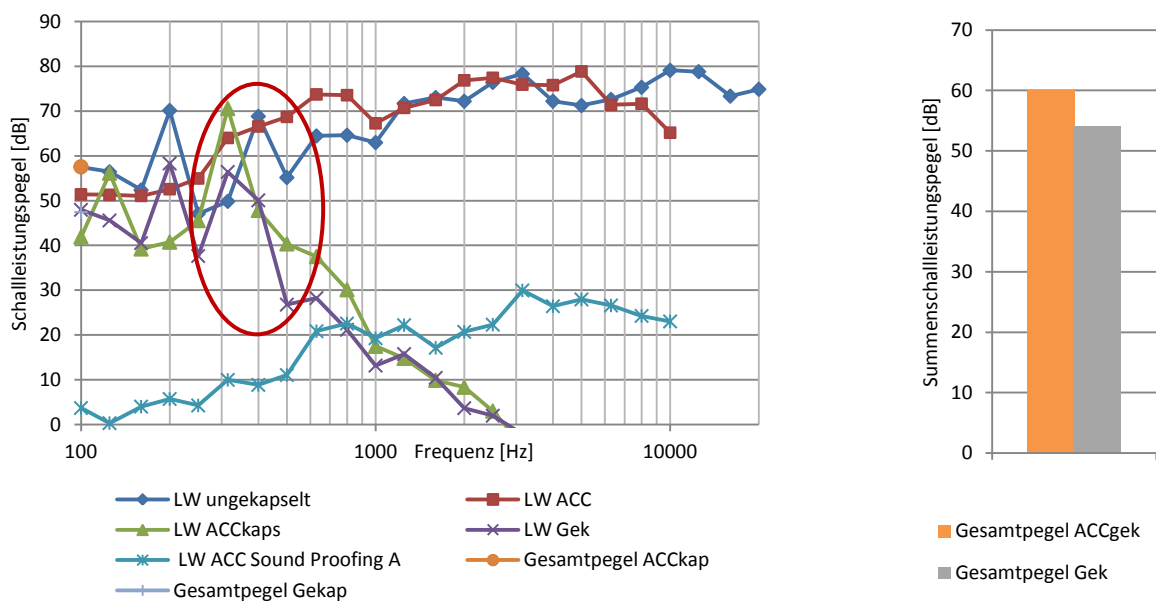


Abbildung 4-43 Schallleistungspegel R2 Kugel

In Abbildung 4-42 und Abbildung 4-43 ist eine Verschiebung des Schallleistungspegelverlaufes in Abhängigkeit der Kapselgeometrie ersichtlich. Dieser stellt aber nur einen geringen Unterschied dar, da zwischen Kugelgeometrie und würfelförmigen Kapsel ein Unterschied von circa 1 dB auftritt. Eine erhebliche Rolle spielt jedoch die Luftspaltbreite.

Nun lässt sich daraus folgern, dass eine sensible Abstimmung der Materialien, Wandstärke und der Geometrie die optimale Kapsel ergibt. Durch die Wahl eines falschen Parameters kann bereits die Schallreduktion deutlich verschlechtert werden.

Stahldoppelwand

Es wurde nun gezeigt, dass die Schalldämmung von den Werkstoffeigenschaften, der Wandstärke der biegesteifen Vorsatzschale und der Luftschichtdicke abhängig ist. Um diese nun darzustellen, wurde eine kugelförmige Stahlkapsel mit einer biegeweichen Vorsatzschale von 1 mm gewählt. Die biegesteife Innenkapsel und der Luftspalt werden wie in Tabelle 4.10 gezeigt variiert. Die Berechnung der Summschalldämmung und des Summschallleistungspegels erfolgen wie bereits in Kapitel 4.3.1 besprochen.

Tabelle 4.10 Variation Blechstärke und Luftspalt

Ssteif [mm]	1	3	5	7
SLuft [mm]	0,5	1	5	7

In Abbildung 4-44 und Abbildung 4-45 sind nun die Summschalldämmung und der Summschallleistungspegel dargestellt.

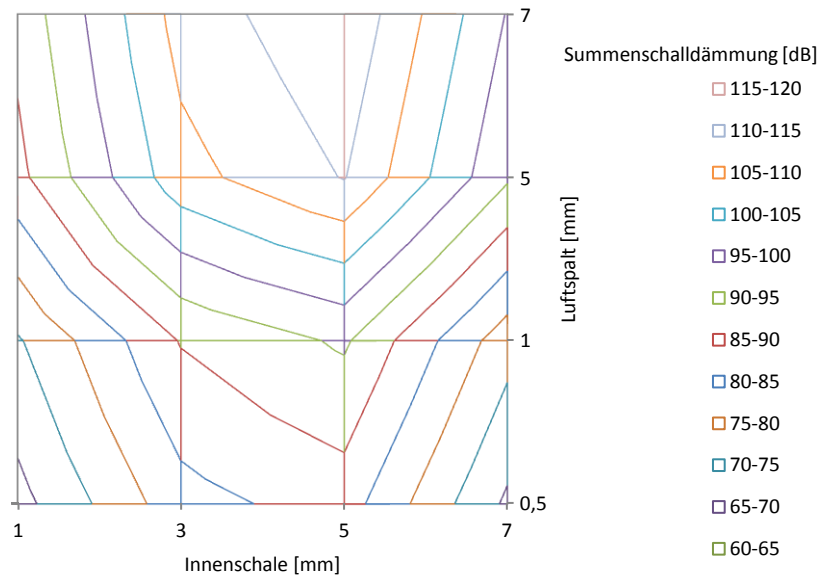
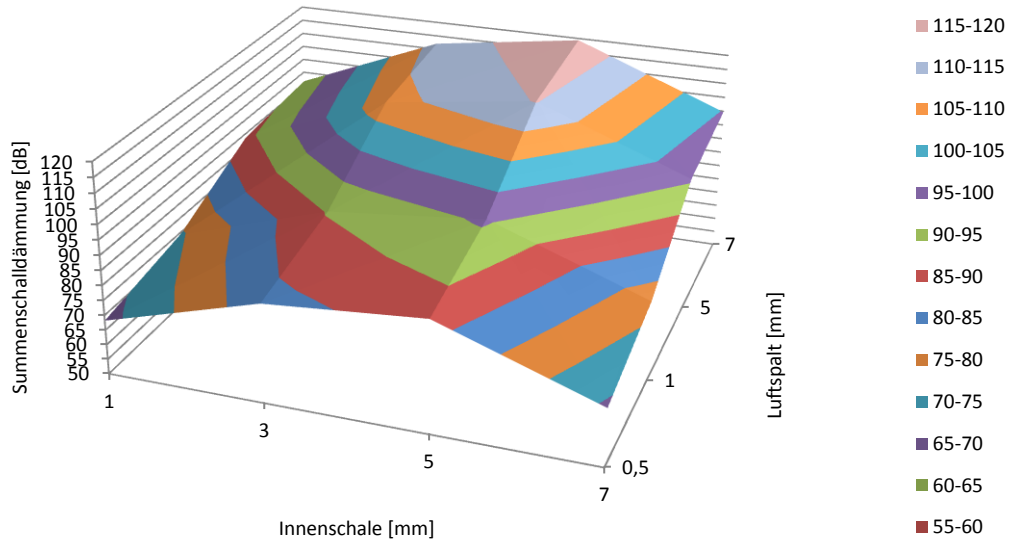


Abbildung 4-44 Summenschalldämmung in Abhängigkeit von Luftspalt und Innenschalenwandstärke

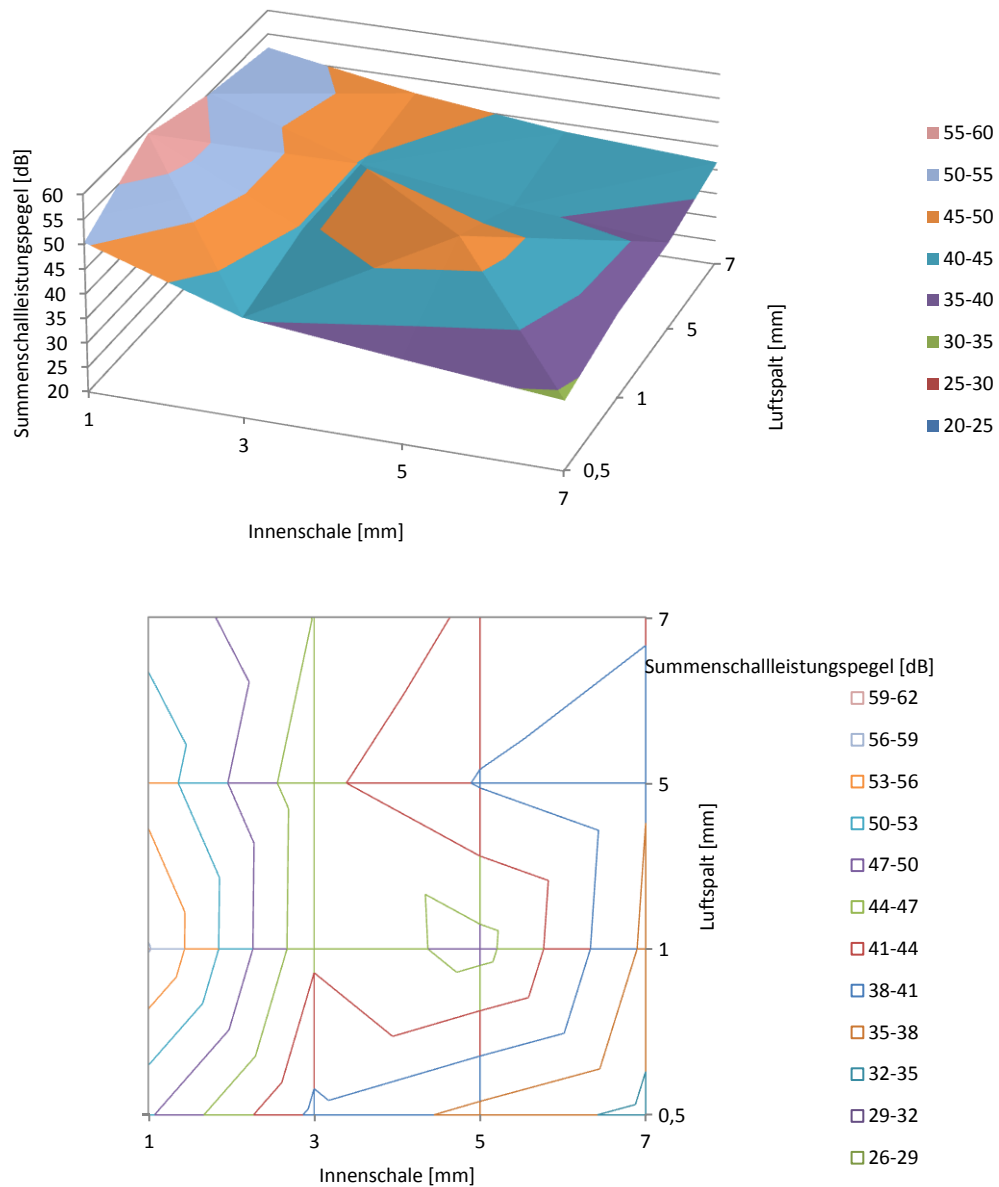


Abbildung 4-45 Summenschalleistungspegel in Abhängigkeit von Luftspalt und Innenschalenwandstärke

Es ist wieder deutlich ersichtlich, dass die Summenschalldämmung ein ganz anderes Maximum hat wie der Summenschalleistungspegel, da dieser ein stark frequenzabhängiges Verhalten aufweist. Bei der Summenschalldämmung weisen die Isolinien einen muschelförmigen Verlauf auf. Beim Summenschalleistungspegel gibt es einige Extrema. Das Optimum liegt laut dem Diagramm bei einer dickeren biegesteifen Innenwand mit kleinem Luftspalt. Ein kleiner Luftspalt verschiebt die Abstimmfrequenz in Richtung hoher Frequenz, was sehr positiv ist, da die Schalldämmung der Kapsel im oberen Frequenzbereich sehr groß ist.

4.3.2 Schalldämmung mit Punkt- und Linienübertragung von Doppelwänden

In der Realität ist es selten möglich, die biegeweiche Vorsatzschale und die steife Innenschale ohne jegliche Koppelung über eine Schallbrücke zu konstruieren oder zu fertigen. Eine Einspannung beziehungsweise Befestigung der Kapselungen stellt bereits eine solche Schallbrücke dar. In diesem Kapitel werden nun die unterschiedlichen Übertragungsarten durchgerechnet. Tabelle 4.11 zeigt die verschiedenen Wandstärken der inneren Schale, während Luftspalt und Vorsatzschale konstant bleiben. Jedoch wurde die Berechnung wieder für Stahl und Aluminium durchgeführt, wobei keine Kombinationen der Materialien vorgenommen wurden.

Tabelle 4.11 Wandstärkenvariationen

Platte innen	s [mm]	1	2	4
Luftspalt	s [mm]	5		
Vorsatzschale	s [mm]	1		

In Kapitel 3 ist die Herleitung von Punkt- und Linienübertragung zu sehen. Ausgehend vom Schalldämmmaß der ebenen Wand laut Kapitel 4.2.1 und den Abstimmfrequenzen, wie in Kapitel 4.3.1 berechnet, ist nichts Weiteres mehr erforderlich, um die Verbesserung des Schalldämmmaßes laut Formel (4.16) und (4.17) für die Punktübertragung zu berechnen. Im nachfolgenden Kapitel wird wiederum nur der Fall der isothermen Verdichtung angeführt.

$$\Delta R = 40 \lg \left(\frac{f}{f_2} \right) \quad \text{für } f_2 > f \quad (4.16)$$

$$R = R_{Wand} + \Delta R \quad (4.17)$$

Die Umrechnung des Schalldämmmaßes auf die Schalldämmung erfolgt exakt wie in den vorigen Berechnungen.

Abbildung 4-46 und Abbildung 4-47 zeigen nun die Schalldämmung für eine kugelförmige Kapselung aus Aluminium und Stahl mit der Variation der Wandstärke.

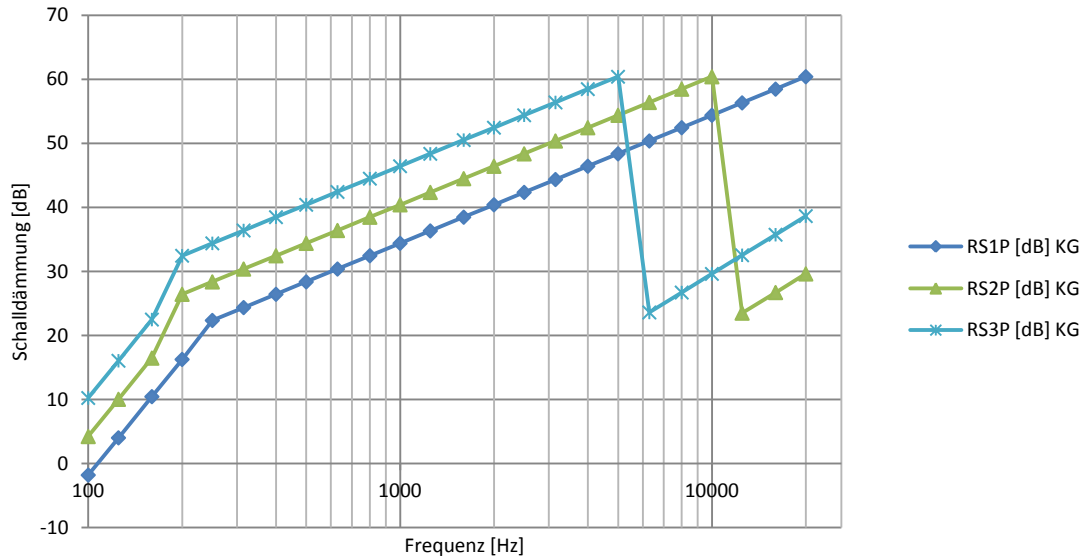


Abbildung 4-46 Schalldämmung Punktübertragung kugelförmige Kapselung aus Stahl

Man merkt eine deutliche Verbesserung der Schallreduktion im niederfrequenten Bereich unterhalb der Koppelfrequenz für die Doppelwand im Gegensatz zur einfachen Kapselung. Ab der Koppelfrequenz bestimmt lediglich die biegesteife Wand die Schalldämmung, was wiederum ein Einbrechen des Verlaufes bei der Koinzidenzfrequenz zufolge hat. Bei derartig dünnen Wandstärken liegt der Wirkungsbereich der Punktübertragung nur in einem sehr kleinen Frequenzbereich und macht sich kaum bemerkbar.

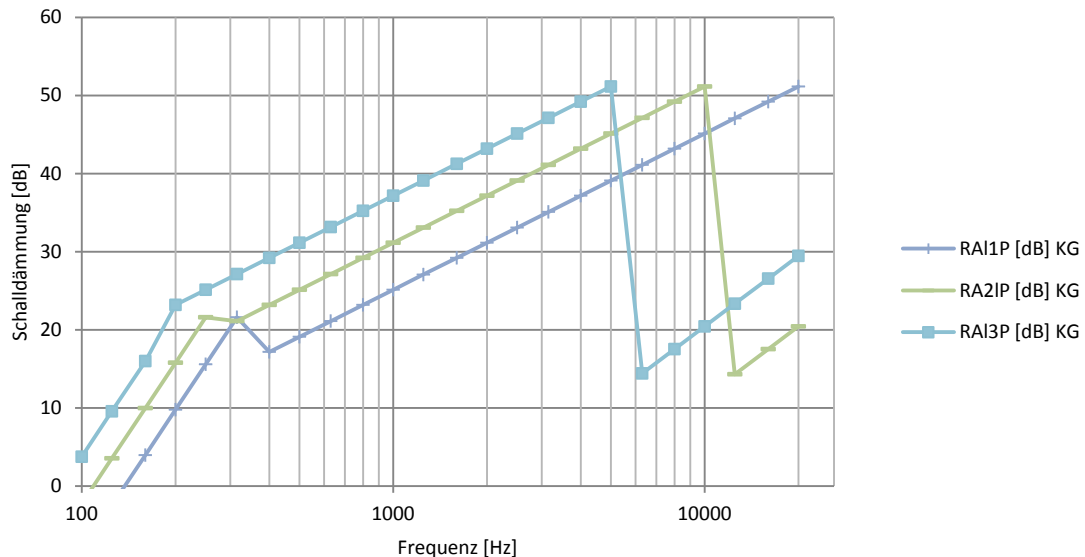


Abbildung 4-47 Schalldämmung Punktübertragung kugelförmige Kapselung aus Aluminium

Die Aluminiumkapsel zeigt ebenfalls die gleiche Charakteristik wie die Stahlkapselung, jedoch ist hierbei der wirksame Bereich der Schalldämmungserhöhung, durch materialbedingte andere Koppelfrequenzen, breiter.

Die Berechnung der Linienübertragung erfolgt analog zur Punktübertragung. Der einzige Unterschied ist die verwendete Abstimmfrequenz wie in Formel (4.18) ersichtlich.

$$\Delta R = 40 \lg \left(\frac{f}{f_1} \right) \quad \text{für } f_1 > f \quad (4.18)$$

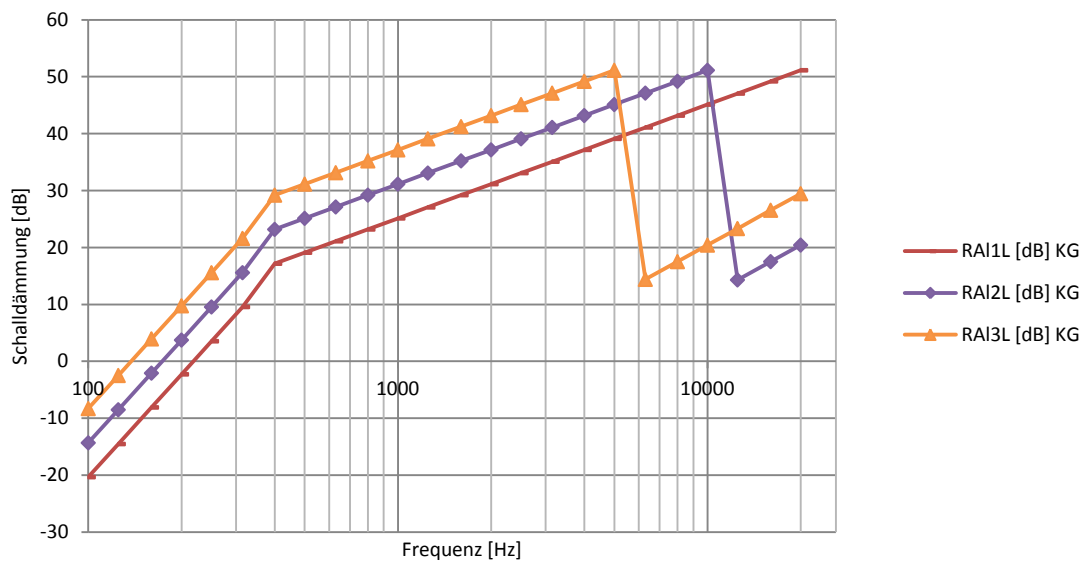


Abbildung 4-48 Schalldämmung Linienübertragung kugelförmige Kapselung aus Aluminium

Die Verläufe von Punkt- und Linienübertragung scheinen bei erster Betrachtung ident. Dies stimmt jedoch nicht. Wird der Luftspalt verkleinert, so ist ein deutlicher Unterschied feststellbar.

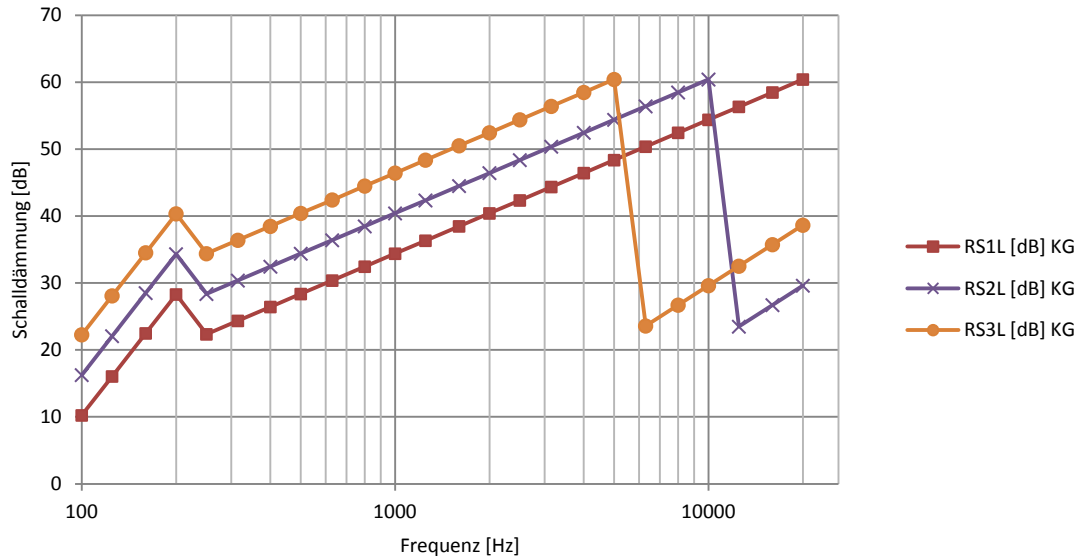


Abbildung 4-49 Schalldämmung Linienübertragung kugelförmige Kapselung aus Stahl

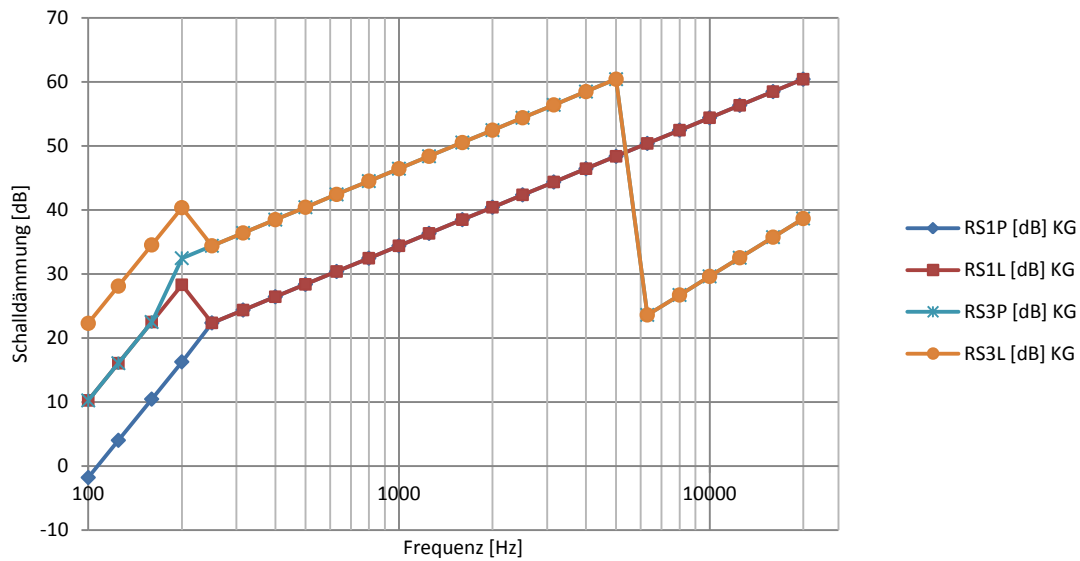


Abbildung 4-50 Vergleich Punkt- und Linienübertragung einer kugelförmigen Kapselung aus Stahl

Abbildung 4-50 zeigt nun den Vergleich von Punkt- und Linienübertragung. Da die Abstimmfrequenz stark vom Luftspalt abhängt, so ist der Unterschied zwischen den beiden Übertragungsarten bei größer werdendem Hohlraum immer geringer. Außerhalb der Abstimmfrequenzen besteht keine Abweichung der Schalldämmungsverläufe.

In Abbildung 4-51 bis Abbildung 4-53 sind nun die Schalleistungspegel für Punkt- und Linienübertragung für die unterschiedlichen Geometrien dargestellt.

Aus Abbildung 4-51 und Abbildung 4-52 ist die geometrische Abhängigkeit des Schalleistungspegel bei Punkt- und Linienübertragung, für eine 1 mm starke Innenwand aus Stahl, dargestellt. In der Abbildung ist die Koppelfrequenz, beziehungsweise ihre Amplituden gekennzeichnet, so dass der geringe Unterschied der Verläufe stark auffällt. Der Summenschalleistungspegel schwankt lediglich um 1 dB.

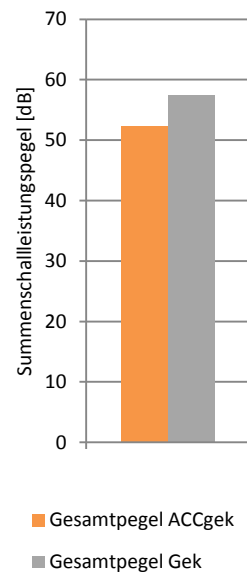
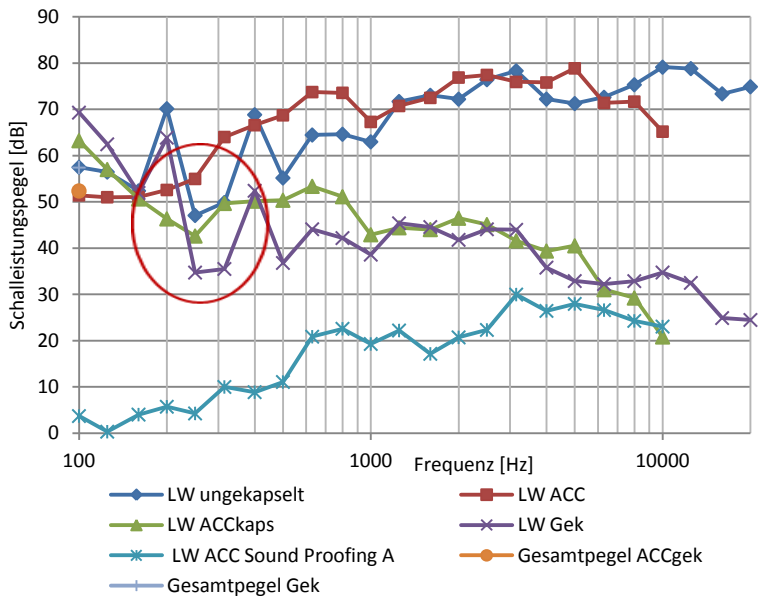
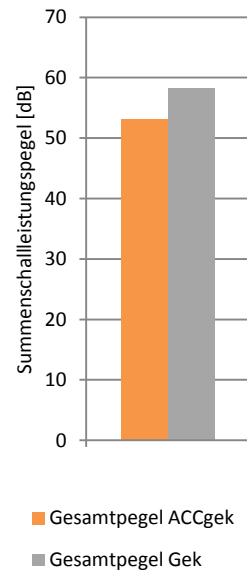
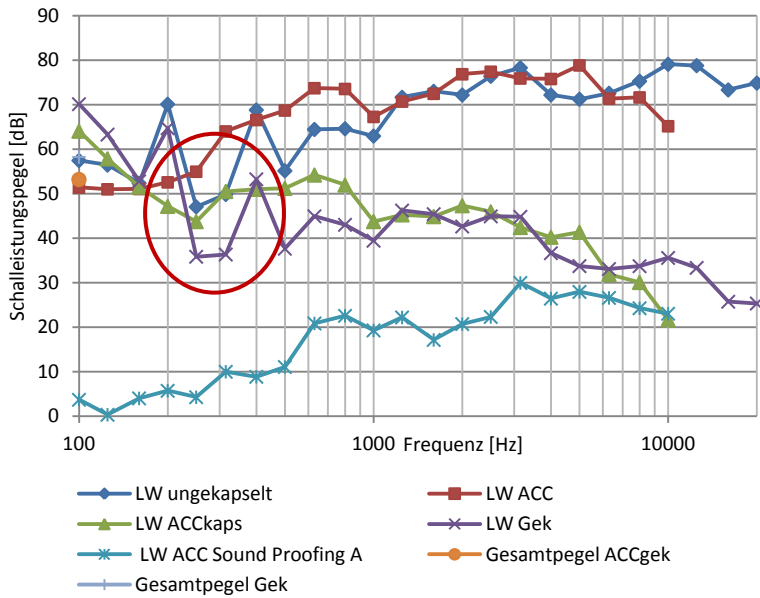
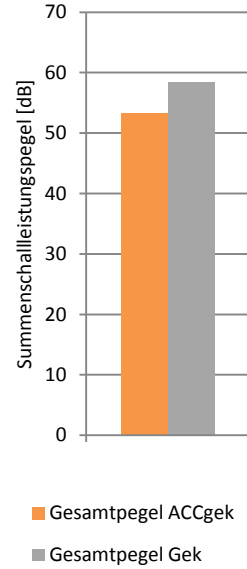
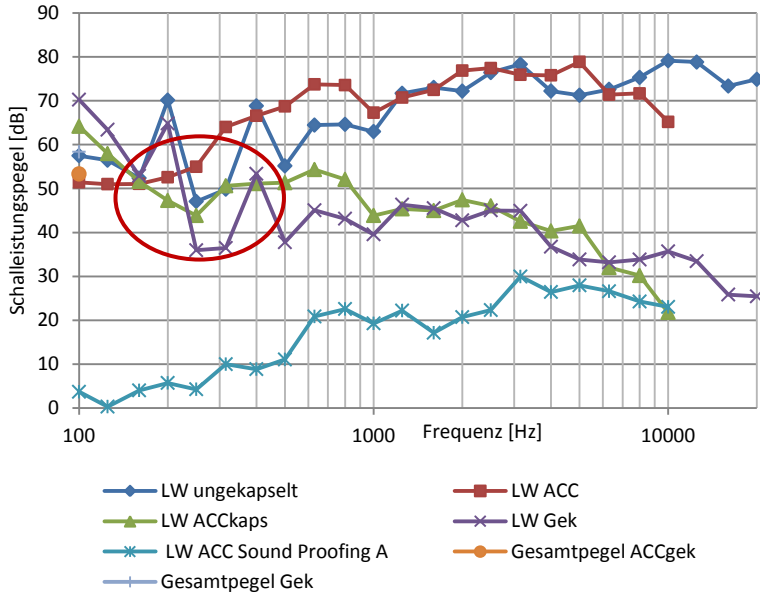


Abbildung 4-51 Schalleistungspegel Punktübertragung; Kapselung aus Stahl, 1mm Innenwand; Würfel, Quader und Kugel (von oben nach unten)

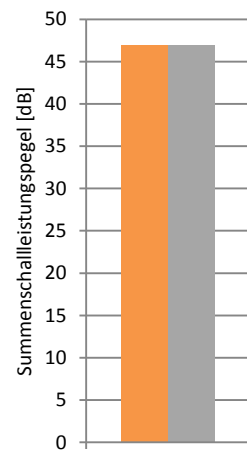
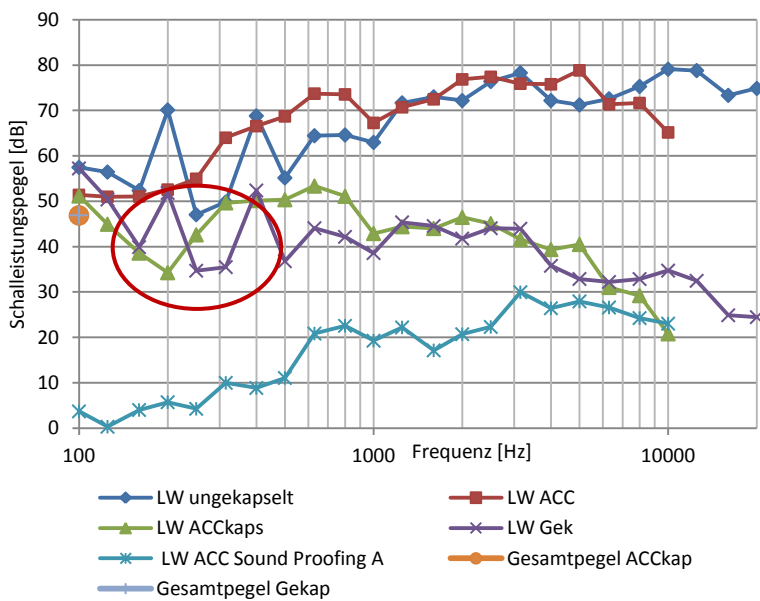
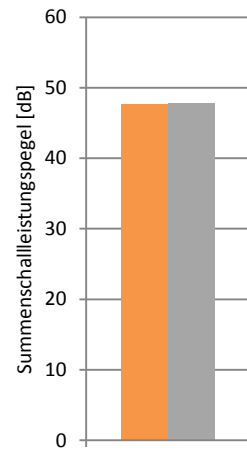
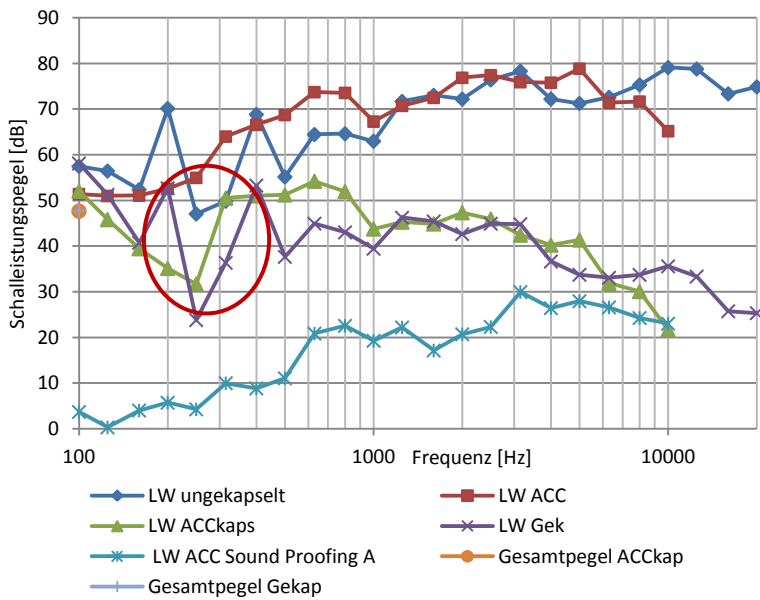
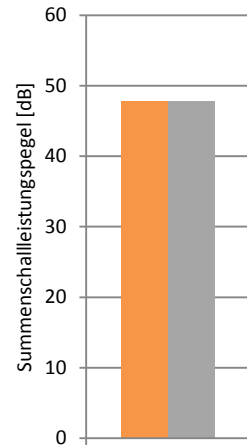
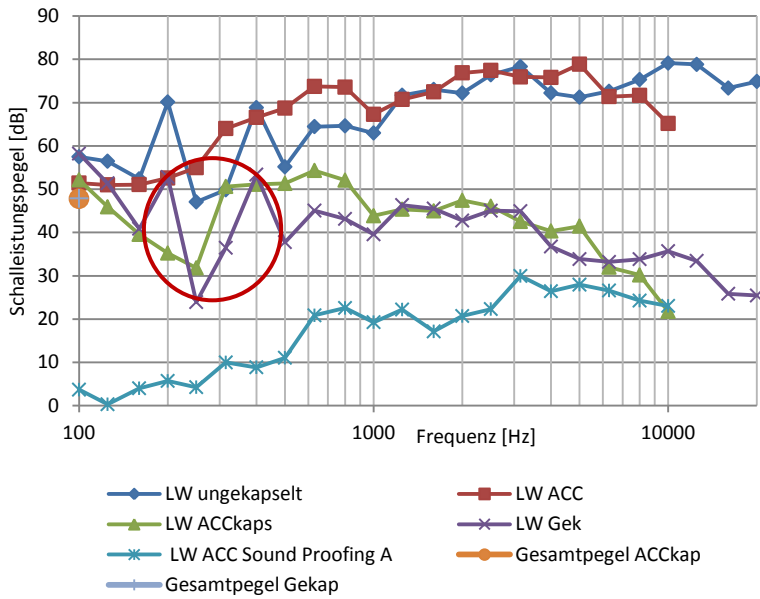


Abbildung 4-52 Schalleistungspegel Linienübertragung; Kapselung aus Stahl, 1mm Innenwand; Würfel, Quader und Kugel (von oben nach unten)

In Abbildung 4-53 ist der Schalleistungspegel einer kugelförmige Kapselung aus Stahl, mit 4 mm Innenwandstärke bei Punktübertragung unten Linienübertragung dargestellt. Ein erheblicher Einfluss der Koinzidenzfrequenz ist bei dieser Wandstärke wieder deutlich bemerkbar.

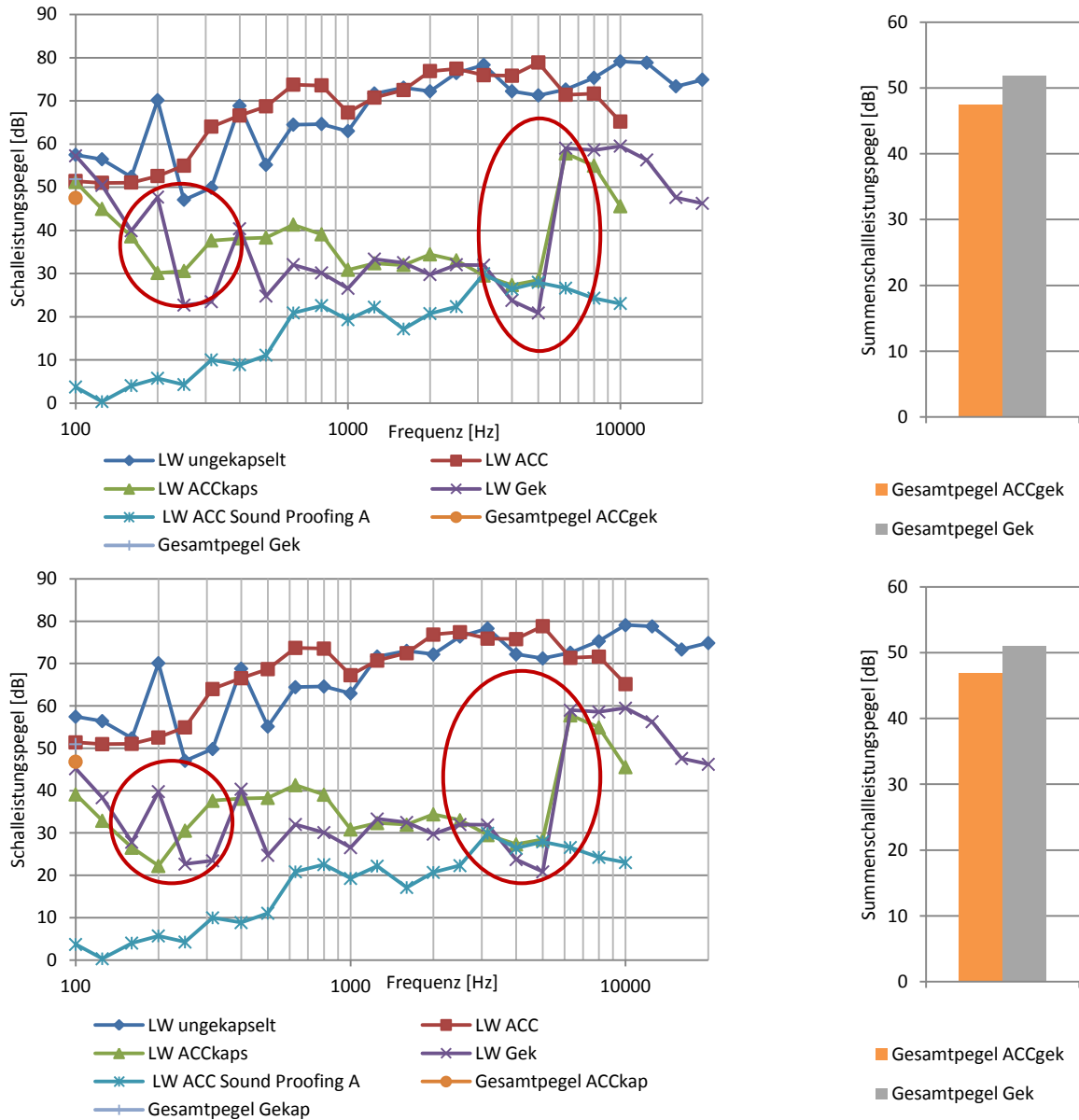


Abbildung 4-53 Schalleistungspegel kugelförmige Kapselung aus Stahl, 4mm Innenwand; oben Punktübertragung unten Linienübertragung;

Zusammenfassend lassen sich für Doppelwände folgende Aussagen treffen:

- Im nieder- und hochfrequenten Bereich spielt nur die steife Innenschale eine Rolle.

- Zwischen den Abstimmfrequenzen lässt sich durch die Doppelwandung mit biegeweicher Vorsatzschale eine gute Verbesserung der Schalleistungsreduktion erzielen.
- Ein wichtiger Parameter der den Frequenzbereich bestimmt ist die Dicke des Luftspaltes zwischen Außen- und Innenwand, jedoch auch die Geometrie der Kapselung, die aber eine eher untergeordnete Rolle spielt, da es sich bei den Kapseln um kleinere Gebilde handelt.

Wären die Kapseln größer, so wäre ein deutlich größerer Unterschied erkennbar.

4.4 Analyse der Kapsel- Eigenfrequenzen

Kommt es zu einer Übereinstimmung der Schallfrequenz mit einer Eigenfrequenz der Kapsel, bei Vorhandensein einer stehenden Welle bei derselben Frequenz, so sind an diesen Stellen des Schalldämmungsverlaufes Einbrüche zu erwarten. Um diese Einbrüche im Verlauf nun eindeutig identifizieren zu können und ihnen als Ursache eine Eigenfrequenz zuzuschreiben, ist eine Analyse der Eigenfrequenzen unabdinglich.

Dies erfolgte einerseits durch die Messung der Eigenfrequenzen der verschiedenen Kapseln, andererseits durch eine FEM-Analyse und eine analytische Berechnung der stehenden Wellen laut Näherungsformeln.

Zur Bestimmung der Eigenfrequenz durch die Messung wurde der Schalldruckpegel via FFT-Analyse verwendet. Hierzu wurde die Kapsel mittels eines Impulses, also eines Hammerschlags, angeregt und der entstandene Schalldruckpegel gemessen.

4.4.1 Eigenfrequenzen der stehenden Welle

Die Eigenfrequenzen der stehenden Welle wurden mithilfe von Formel (4.19) berechnet.

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (4.19)$$

Die Ergebnisse der berechneten Frequenzen der stehenden Wellen sind in Tabelle 4.12 aufgelistet. Die Frequenzen sind nur von den geometrischen Abmessungen der Kapselung abhängig, nicht aber von der Wandstärke. Durch die Laufzahlen n in Formel (4.19) werden

auch die Lage beziehungsweise Art des Eigenmodes bestimmt. Da, aufgrund der Symmetrie, jedoch oft dieselbe Frequenz vorherrscht, wurden diese in der Tabelle nur einmal berücksichtigt.

Tabelle 4.12 Eigenmode Würfel und Quader, stehende Welle

Eigenmodenummer	f Würfel [Hz]	f Quader [Hz]
Eigenmode1	0	0
Eigenmode2	572	572
Eigenmode3	808	858
Eigenmode4	990	1031
Eigenmode5	1143	1143
Eigenmode6	1278	1213
Eigenmode7	1400	1341
Eigenmode8	1617	1429
Eigenmode9	1715	1667
Eigenmode10	1808	1715
Eigenmode11	1896	1808
Eigenmode12	1980	1917
Eigenmode13	2061	2001
Eigenmode14		2061
Eigenmode15		2100
Eigenmode16		2232
Eigenmode17		2287
Eigenmode18		2425

4.4.2 FEM-Analyse

Die FEM-Analyse erfolgte im Programm Pro Engineer Wildfire 5.0 ® - Pro Mechanica ® mittels Modalanalyse. Die Einspannbedingungen, Symmetrieeigenschaften und Ergebnisse der Verschiebung der ersten 4 Eigenfrequenzen sind in Abbildung 4-54 und Abbildung 4-55 für die quaderförmige Kapselung und Abbildung 4-62 bis Abbildung 4-63 für die würfelförmige Kapselung dargestellt.

FEM Stahlkapsel mit quaderförmiger Form, Wandstärke 3 mm

Die Wahl der Randbedingungen ist entscheidend für die Finite Elemente Analyse beziehungsweise für die Ergebnisqualität der Eigenfrequenzen. Da die Kapselungen auf einer elastischen Zwischenschicht gelagert und verspannt sind wurde die Kapsellagerung so gewählt, dass der Freiheitsgrad in y-Richtung, nach oben auf der Grundfläche frei blieb.

Dieser Freiheitsgrad wurde dann mithilfe einer Randbedingung an der Stirnseitenkante, wie in Abbildung 4-54 dargestellt, fixiert. Da es sich hierbei um symmetrische Kapseln handelt, wurde auch nur ein Viertel des Quaders modelliert um die Anzahl der Elemente und somit die Rechenzeit und benötigte Rechnerleistung zu minimieren.

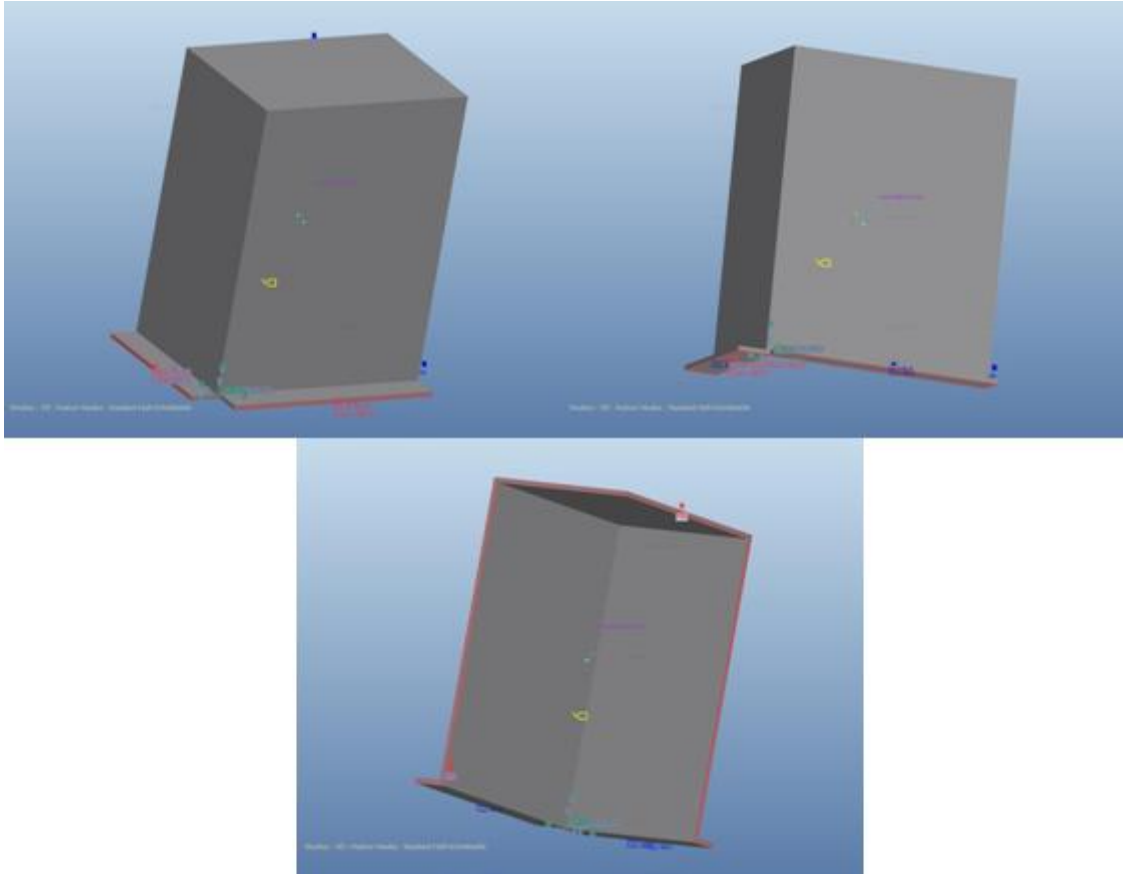


Abbildung 4-54 Rand- und Symmetriebedingungen Quader 3mm

Die Wahl des Elementtypen wurde erst durch eine Vorstudie anhand der 3 mm dicken quaderförmigen Kapselung getroffen. Da es sich bei den Kapseln um sehr dünne Blechkonstruktionen handelt, besteht die Möglichkeit der Netzmodellierung mittels Schalenelemente, die mit den herkömmlichen Volumenelementen verglichen wurden. Durch eine Variation der maximalen Elementlänge sollte auch überprüft werden, ob eine Netzkonvergenz vorherrscht, beziehungsweise die Lösung ausreichend genau ist. In Abbildung 4-55 sind die zwei unterschiedlichen Netztypen dargestellt. Bei den 3-D Elementen handelt es sich um Tetraederelemente, bei den Schalenelementen um Dreiecke.

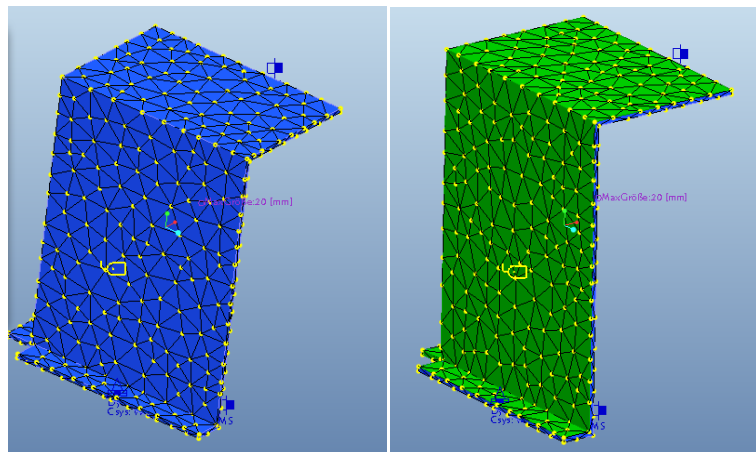


Abbildung 4-55 Volumenelementnetz Tetraeder 20 mm links, Schalenelementnetz Dreiecke 20 mm rechts

„Die folgende Darstellung orientiert sich an Kloninger,“ (Kloninger, 2009, 2012 S. 4).

Pro Mechanica basiert auf der sogenannten p-Methode, welche das Elementverhalten mit Polynomfunktionen höherer Ordnung beschreibt. Als Konvergenzmethode wurde für die Modalanalyse die adaptive Einschnitt-Konvergenz gewählt, die den direkten Block-Gleichungslöser benutzt. Dieser rechnet das Modell in zwei Schritten. Im ersten Durchlauf wird das Element mittels Polynomgrad dritter Ordnung gerechnet, im zweiten Schritt dann erfolgt die adaptive Konvergenz. Adaptiv bedeutet, dass die Elemente unterschiedliche Polynomordnungen aufweisen. Bei dieser Methode wird der maximale Spannungsfehler ermittelt, welcher die Qualität der Berechnung widerspiegeln sollte.

In Abbildung 4-56 bis Abbildung 4-58 sind die unterschiedlichen Ergebnisse der Eigenfrequenzen bezogen auf die Elementgröße und die Elementanzahl beziehungsweise die Spannungsfehler zur Überprüfung der Netzqualität dargestellt. Man bemerkt doch deutlich, dass bei den Schalenelementen teilweise andere Eigenfrequenzen berechnet wurden als bei der Analyse mit den Volumenelementen. Jedoch weisen die Schalenelemente sehr konstante Verläufe der Eigenfrequenzen über die Variation der Elemente auf. Die Eigenfrequenzen der Volumenelemente steigen hingegen deutlich mit größer werdenden beziehungsweise weniger Elementen.

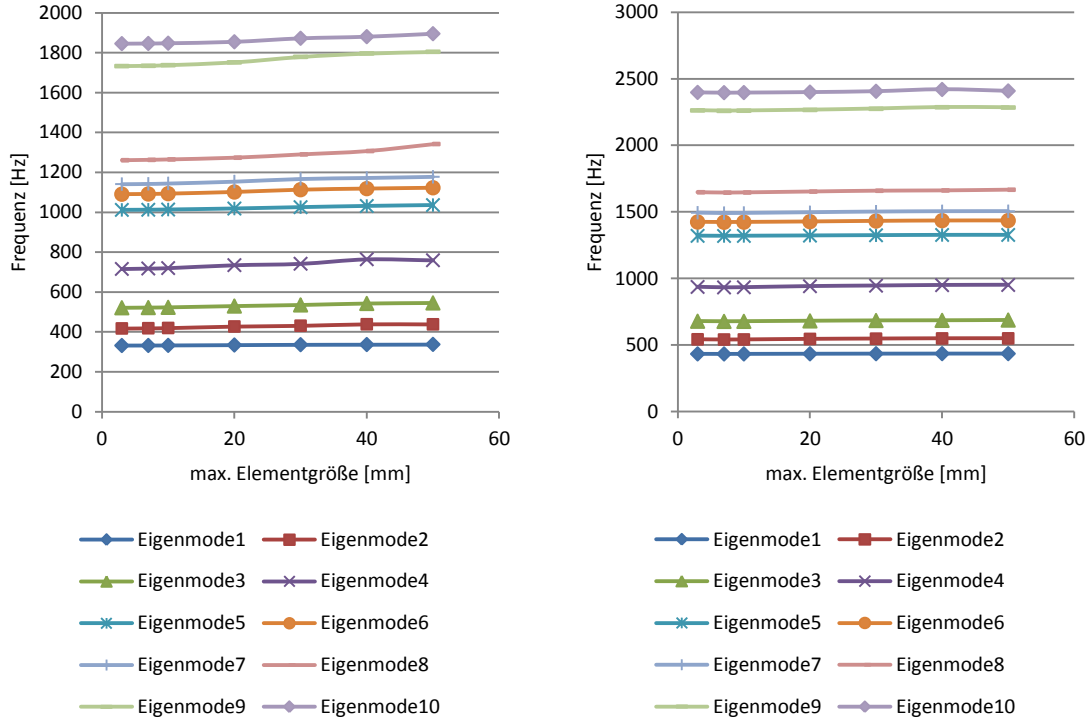


Abbildung 4-56 Vergleich Eigenfrequenz Volumenelementgröße links, Schalenelementgröße rechts

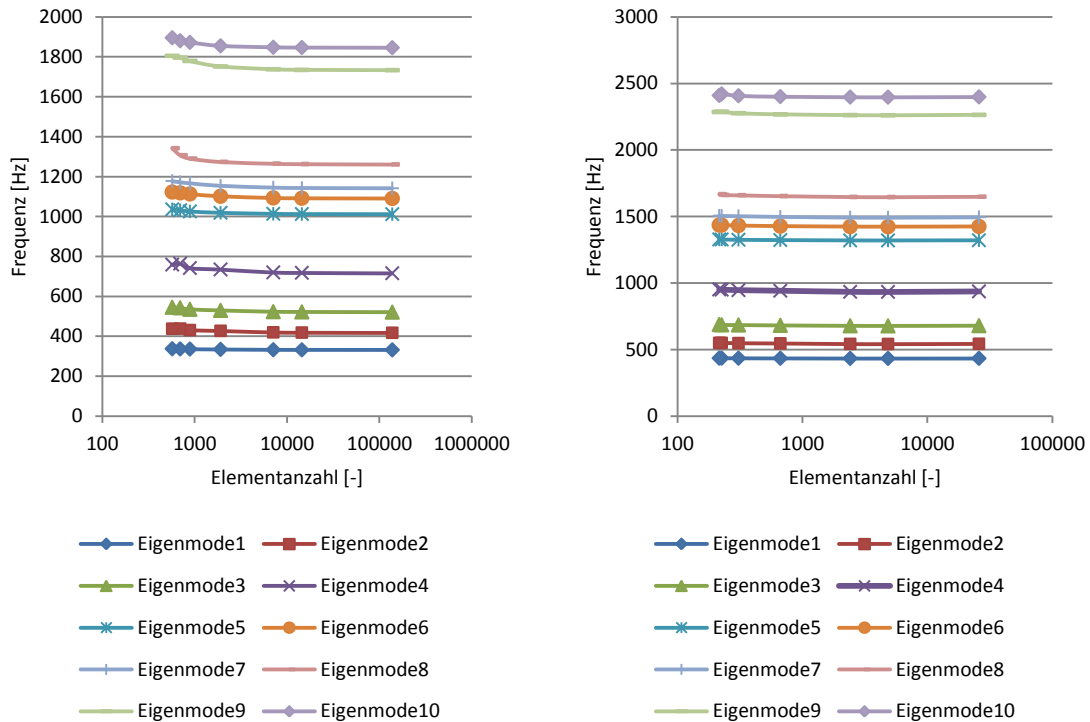


Abbildung 4-57 Vergleich Eigenfrequenz Volumenelementanzahl links, Schalenelementanzahl rechts

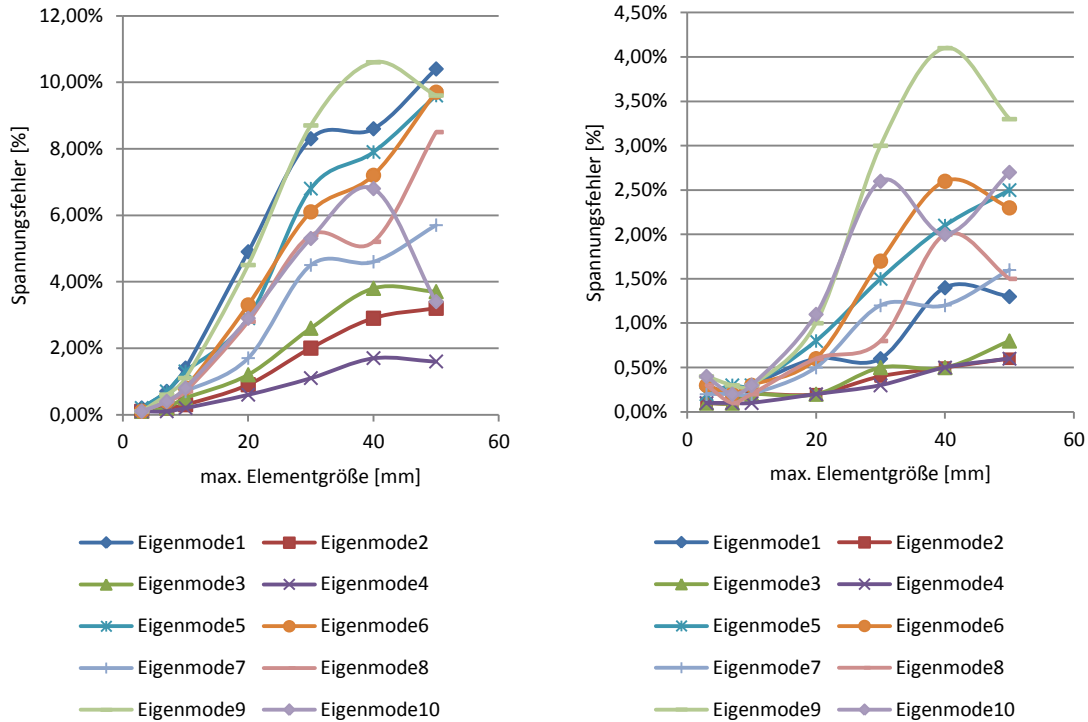


Abbildung 4-58 Spannungsfehler Volumenelemente links, Schalenelemente rechts

Abbildung 4-59 zeigt die Rechendauer in Abhängigkeit der Elementanzahl. Mithilfe der aus den Diagrammen erhaltenen Informationen konnte nun ein recht gutes Netz für alle übrigen Kapselungen gewählt werden. Da mit den 7 mm großen Elementen eine ausreichend hohe Genauigkeit zustande kommt und bei diesen die Rechenzeit auch noch sehr kurz ist, wurden die Eigenfrequenzen aller Kapselungen mit Volumenelementen berechnet.

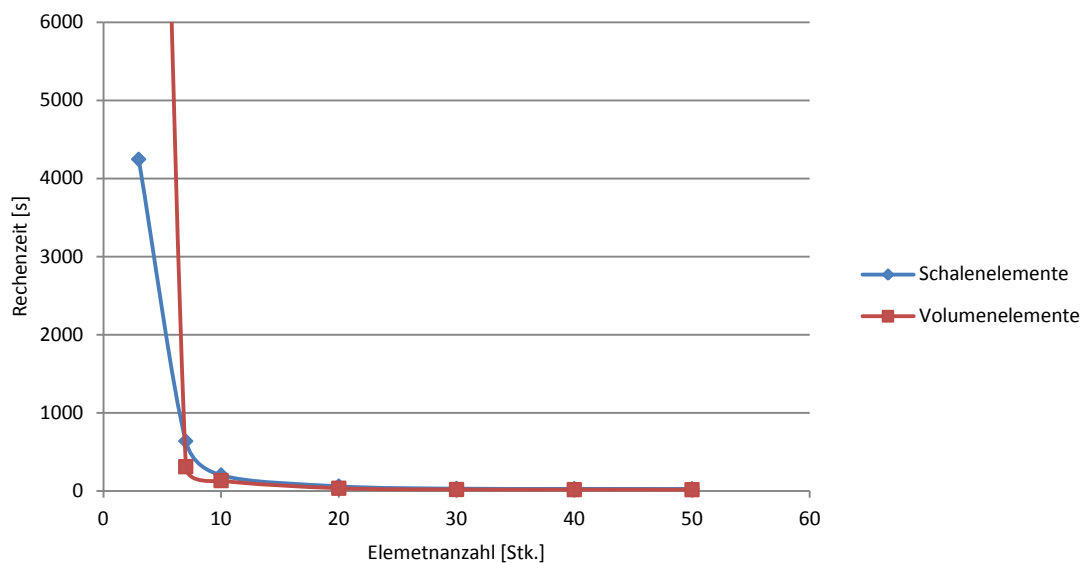


Abbildung 4-59 Vergleich Rechendauer Schalenelement vs. Volumenelement

In den Abbildung 4-60 sind die Ergebnisse der Beträge der Verschiebung der ersten vier Eigenfrequenzen der 3 mm dicken quaderförmigen Kapselung dargestellt.

Hierbei bedeutet eine rote Fläche die maximale Verschiebung, während blau jenen Bereich darstellt, indem keine Verschiebung herrscht. Die Ergebnisse der Messung und Berechnung der Eigenfrequenzen sind im Anhang aufgelistet. Die Werte für die Verschiebungen wurden absichtlich nicht angegeben, da diese nicht zur Veranschaulichung beitragen. Hierbei sollte im Wesentlichen nur die Form des Eigenmodes gezeigt werden.

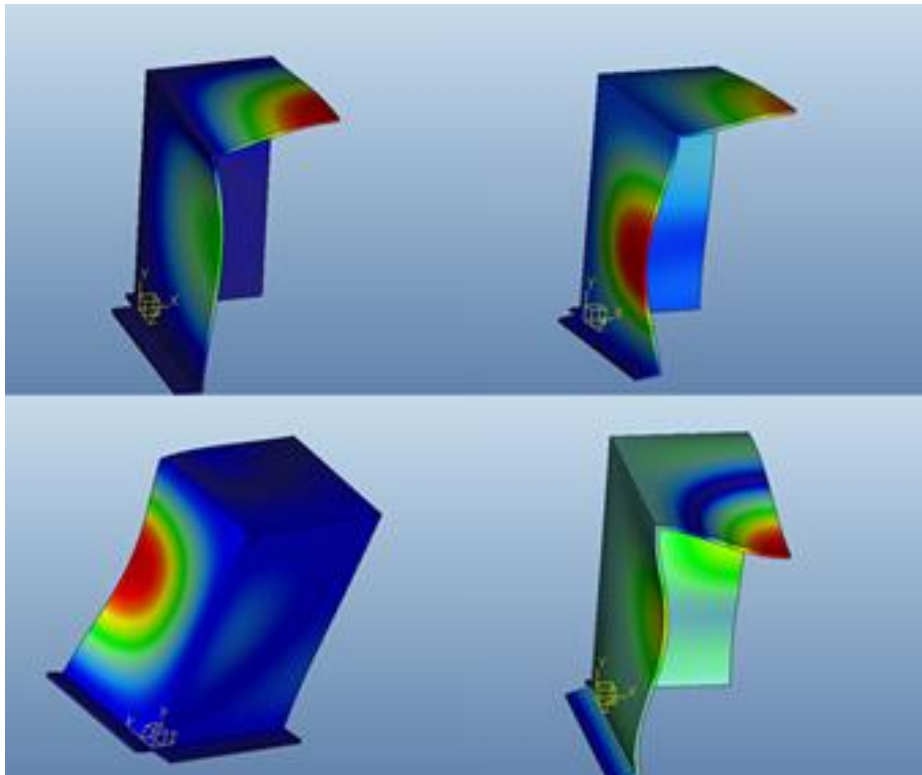


Abbildung 4-60 erste, zweite, dritte und vierte Eigenfrequenz Quader 3mm

In Tabelle 4.13 sind die Ergebnisse der FEM-Berechnung der ersten 15 Eigenmodes des Stahlquaders mit 3 mm Wandstärke aufgelistet.

Tabelle 4.13 Eigenmode Quader 3 mm FEM

Eigenmodenummer	f [Hz]
Eigenmode1	336
Eigenmode2	431
Eigenmode3	537
Eigenmode4	745
Eigenmode5	1027
Eigenmode6	1116
Eigenmode7	1174
Eigenmode8	1292
Eigenmode9	1790
Eigenmode10	1887
Eigenmode11	2034
Eigenmode12	2174
Eigenmode13	2390
Eigenmode14	2585
Eigenmode15	2592

Um die Engergiehaltigkeit der verschiedenen Eigenformen darzustellen, wurde ebenfalls eine dynamische Analyse der ersten drei Eigenfrequenzen durchgeführt. Dazu wurde die quaderförmige Kapselung mittels eines halben sinusförmigen Impuls im Pro Mechanica angeregt und eine Frequenzanalyse durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 4-61 dargestellt. Die ersten drei Eigenfrequenzen weisen hohe Verschiebungsamplituden auf.

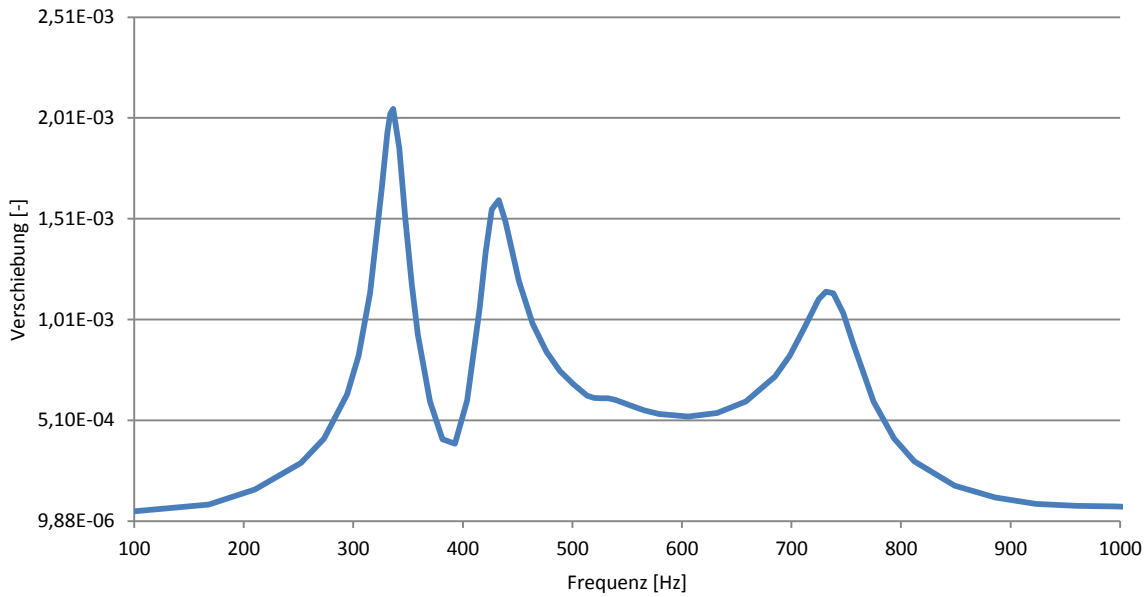


Abbildung 4-61 Vergrößerungsfunktion ersten drei Eigenfrequenzen Quader 3 mm

FEM Stahlkapsel mit würfelförmiger Form, Wandstärke 3 mm

Zur Modellierung wurde nur ein Viertel der Kapsel gezeichnet, um die Anzahl der Elemente für die Finite Elemente Berechnung zu minimieren und somit Rechenzeit und Rechnerleistung zu sparen. In Abbildung 4-62 ist die Einspannsituation dargestellt. Diese sind die gleichen wie beim Quader bereits ausführlich beschrieben wurden. Die Auflagefläche dient als Lagerfläche in x- und z-Richtung. Um eine elastische beziehungsweise dämpfende Unterlage zu simulieren, wurde die Lagerung in y-Richtung nur an der kleinen Stirnseite gewählt.

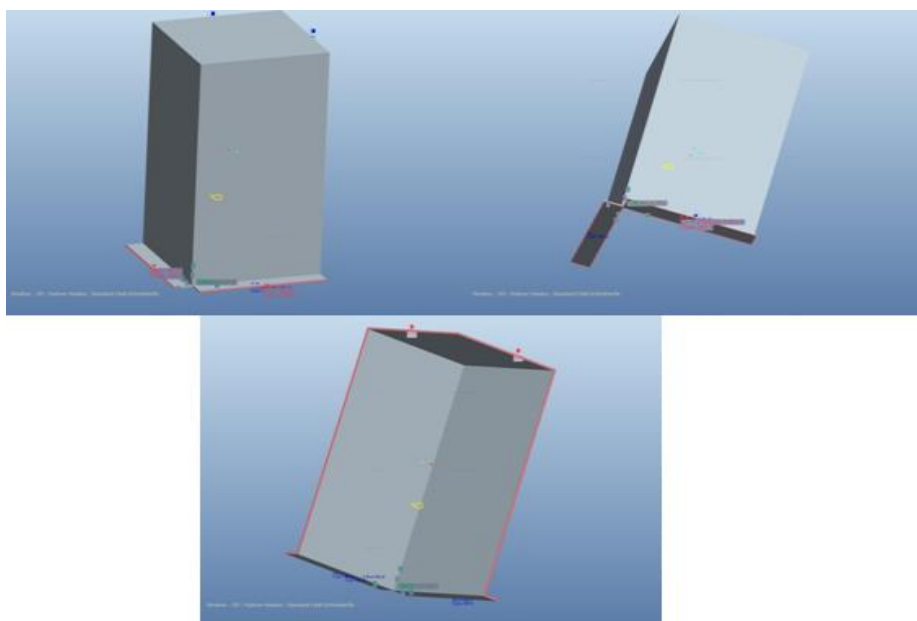


Abbildung 4-62 Rand- und Symmetriebedingungen Würfel 3mm

In Abbildung 4-63 sind die Ergebnisse der ersten vier Eigenfrequenzen der Modalanalyse der würfelförmigen Stahlkapselung dargestellt. Hierbei bedeutet eine rote Fläche die maximale Verschiebung, blau stellt jenen Bereich dar, indem keine Verschiebung herrscht. Die Ergebnisse der Messung und Berechnung der Eigenfrequenzen sind im Anhang zu finden. Die Werte für die Verschiebungen wurden absichtlich nicht angegeben, da diese nicht zur Veranschaulichung beitragen. Hierbei sollte im Wesentlichen nur die Form der Eigenmodi gezeigt werden.

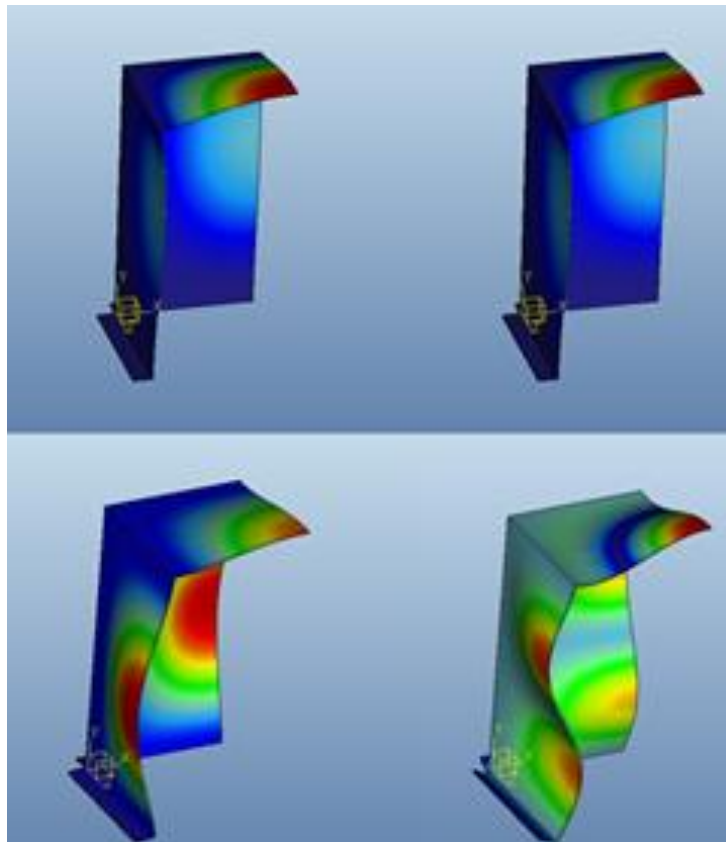


Abbildung 4-63 Verschiebung erste, zweite, dritte und vierte Eigenfrequenz Würfel 3mm

In Tabelle 4.14 sind die Ergebnisse der FEM-Berechnung der ersten 15 Eigenmodes des Stahlwürfels mit 3 mm Wandstärke aufgelistet.

Tabelle 4.14 Eigenmode Würfel 3 mm FEM

Eigenmodenummer	f [Hz]
Eigenmode1	144
Eigenmode2	148
Eigenmode3	186
Eigenmode4	317
Eigenmode5	349
Eigenmode6	414
Eigenmode7	554
Eigenmode8	590
Eigenmode9	598
Eigenmode10	713
Eigenmode11	723
Eigenmode12	758
Eigenmode13	759
Eigenmode14	890
Eigenmode15	1071

4.4.3 Messung der Eigenfrequenzen

Zur Bestimmung der Eigenfrequenz durch die Messung wurde der Schalldruckpegel via FFT-Analyse verwendet. Hierzu wurde die Kapsel mittels eines Impulses, also eines Hammerschlages, angeregt und der entstandene Schalldruckpegel gemessen.

In Abbildung 4-64 ist der Vergleich einer Schmalbandanalyse mit der Terzbandanalyse dargestellt. Der Versatz auf der Ordinate, also des Schalldruckpegels, ergibt sich durch die logarithmische Addition der Pegel, da die FFT-Analyse eine viel höhere Auflösung besitzt als die Terzanalyse. Es zeigt sich, dass durch die höhere Auflösung der FFT-Analyse die Eigenfrequenzen genauer bestimmt werden können. Durch die Addition bei der Terzbandanalyse können manchen Eigenfrequenzen nicht mehr ersichtlich sein. Dieser Effekt ist im Diagramm mithilfe von Pfeilen gekennzeichnet.

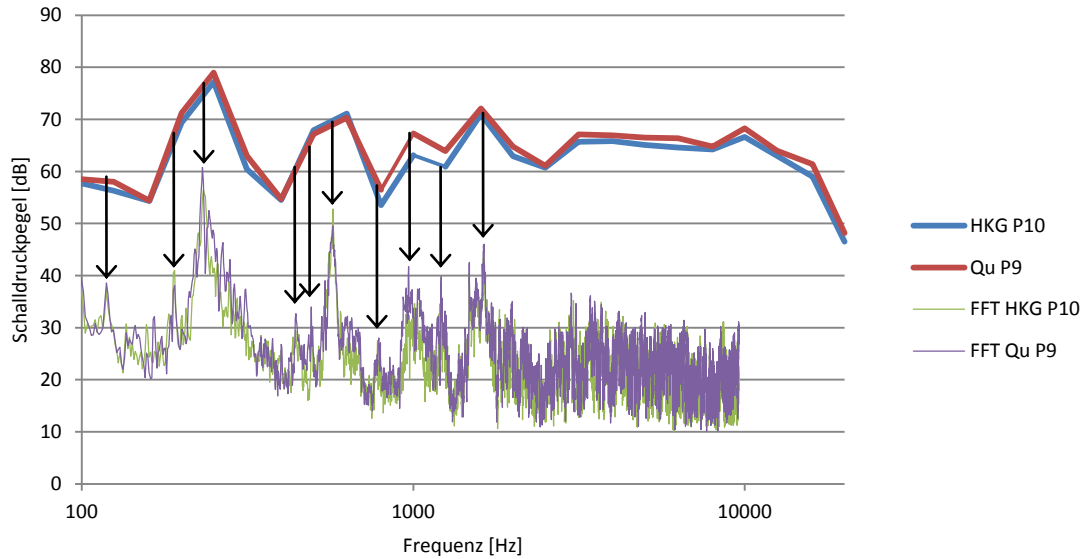


Abbildung 4-64 Vergleich Terzbandanalyse mit FFT-Analyse

In Abbildung 4-65 sind die FFT- Analysen für die würfel- und quaderförmige Stahlkapselung dargestellt und die ersten sechs Eigenfrequenzen gekennzeichnet.

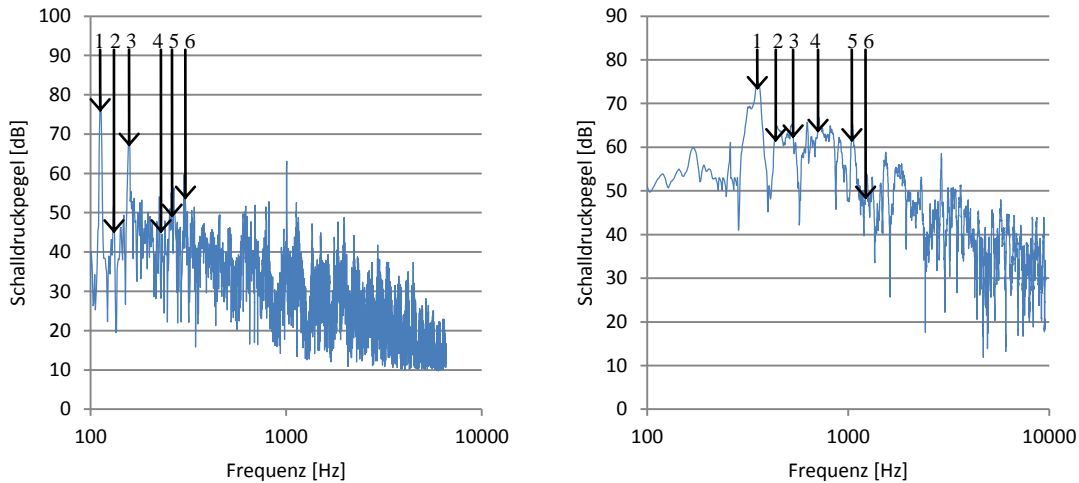


Abbildung 4-65 Schalldruckpegel Schmalbandanalyse, links Würfel 3mm, rechts Quader 3 mm

Werden nun die aus der Messung gewonnen Ergebnisse mit der Finiten Elemente Analyse, laut Tabelle 4.13 und Tabelle 4.14 verglichen, so lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse erzielen. Diese ist aber sehr stark von der Wahl der Einspannbedingung bei der Finiten Elemente Berechnung abhängig, liefert aber bei den geeigneten Parametern ausgezeichnete Resultate, mit denen Schalldämmmaßeinbrüche sehr gut vorhergesagt werden können. Die Ergebnisse der anderen Kapselungen sind im Anhang zu finden.

5 Konstruktion und Fertigung der Kapselungen

Um fertigungstechnisch einfache und preisgünstige Kapseln herstellen zu können, wurden die verschiedenen Stahlkapselformen als Blech-Biege-Schweiß-Konstruktion unter Berücksichtigung verschiedener Wandstärken realisiert.

Die Kapselungen werden über das Versuchsobjekt gestülpt und mittels Sechskantschrauben und Muttern am Fundament befestigt.

Beim Aufbau des Fundamentes wurde darauf geachtet, dass eine Dichtung beziehungsweise Dämpfungsschicht zwischen Kapsel und Fundament besteht, die die Schwingungen entkoppelt. Als Fundament fungierte eine Holzplatte auf der ein sogenannter Reflektor, eine Aluminiumplatte, angebracht wurde. Auf dem Reflektor wurde die Kunststoffdichtung angebracht. Die Konstruktionszeichnungen der einwandigen Kapsel aus Stahl und Kunststoff, sowie die doppelwandigen Kapselungen und die Zusammenstellungszeichnungen des Prüfstandes sind im Anhang, Kapitel 11 zu finden.

Da es sich hierbei nur um eine geringe Stückzahl an zu fertigenden einwandigen, halbkugelförmigen und ellipsenförmigen Kapselungen handelt konnte keine günstige Variante mit akzeptabler Lieferzeit innerhalb einer Diplomarbeit zur Fertigung gefunden werden. Auch die Vergabe der Fertigung an Fremdfirmen war wegen der hohen Kosten nicht möglich, da sich eine Fertigung via Tiefziehen nur für hohe Stückzahlen rentiert.

Abbildung 5-1 zeigt die fertig zugeschnittenen, gebohrten und anschließend gebogenen Bleche für die verschiedenen Kapselungen. Mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Maschinen wurde das Abdeckblech in zwei Teile unterteilt, was eine zusätzliche Schweißnaht beim Zusammenbau erforderlich machte, jedoch an dem Grundkonzept der Geometrie nichts änderte.



Abbildung 5-1 gebogene Mantel- und Abdeckbleche der verschiedenen Kapselungen

In Abbildung 5-2 wurde die würfelförmige Kapsel mit 2 mm Wandstärke auf das Fundament montiert. In Abbildung 5-3 ist die Detailansicht der Verschraubung mit der Dämpfungsschicht dargestellt.

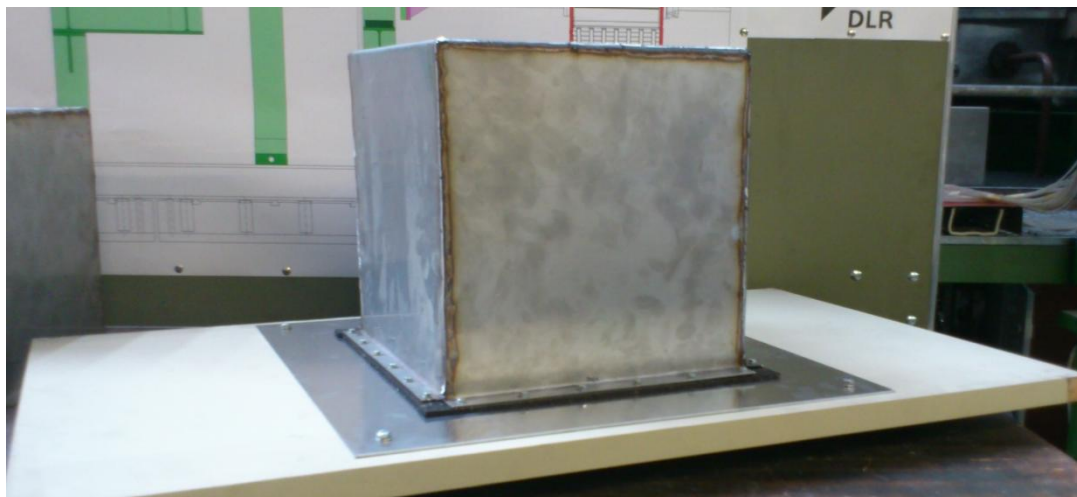


Abbildung 5-2 würfelförmige Kapsel auf Fundament



Abbildung 5-3 Detail Dämpfungszwischenlage-Fundament, würfelförmige Kapsel

In Abbildung 5-4 ist die Konstruktionsfamilie der quader- und würfelförmigen Kapselung in der 1, 2 und 3 mm Ausführung als Schweißkonstruktion dargestellt. Als Schweißverfahren wurde Schutzgasschweißen angewandt. Da jedoch Blechstärken kleiner 1 mm mit diesem Verfahren nicht mehr schweißbar sind, musste die Konstruktion der 0,5 mm starken Kapselungen geändert werden.

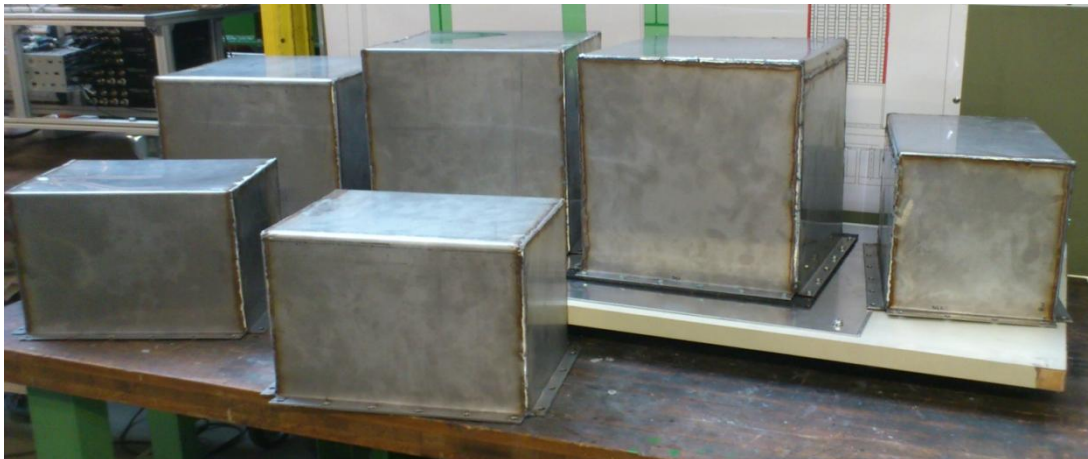


Abbildung 5-4 quader- und würfelförmige Kapselungen in 1, 2 und 3mm Ausführung

Da sich auch das Kleben mittels Epoxidkleber als nicht geeignet erwies, wurde eine Nietverbindung angestrebt. Die inneren Fugen wurden mithilfe eines Montageklebers abgedichtet. In Abbildung 5-5 bis Abbildung 5-7 ist diese Niet-Klebe-Konstruktion dargestellt.



Abbildung 5-5 quader- und würfelförmige Kapselung in 0,5mm Ausführung



Abbildung 5-6 Nietverbindung der quaderförmigen Kapsel 0,5 mm Ausführung

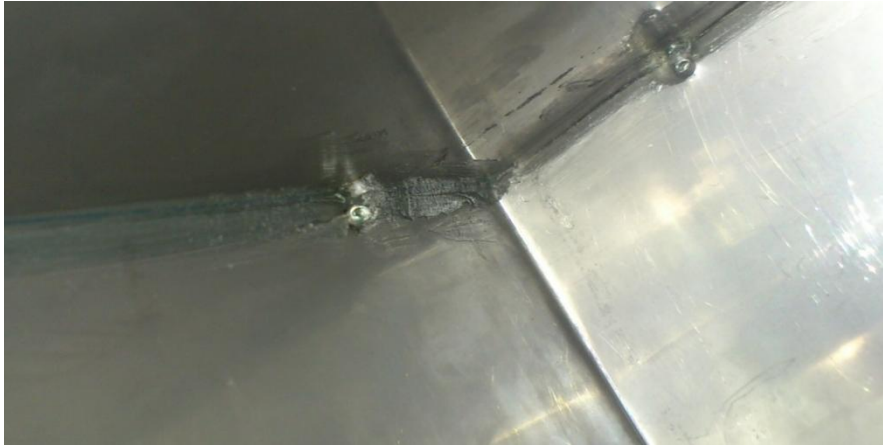


Abbildung 5-7 Dichtungsfuge der 0,5 mm Ausführung

In Abbildung 5-8 sind die fertigen Kunststoffkapselungen aus Polyamid in 2 mm und 3 mm Wandstärke abgebildet. Die würfel- und quaderförmigen Kapselungen wurden als Klebekonstruktion ausgeführt. Zur Befestigung auf das Fundament wurden 0,5 mm dicke Stahllaschen angenietet und das ganze abgedichtet.

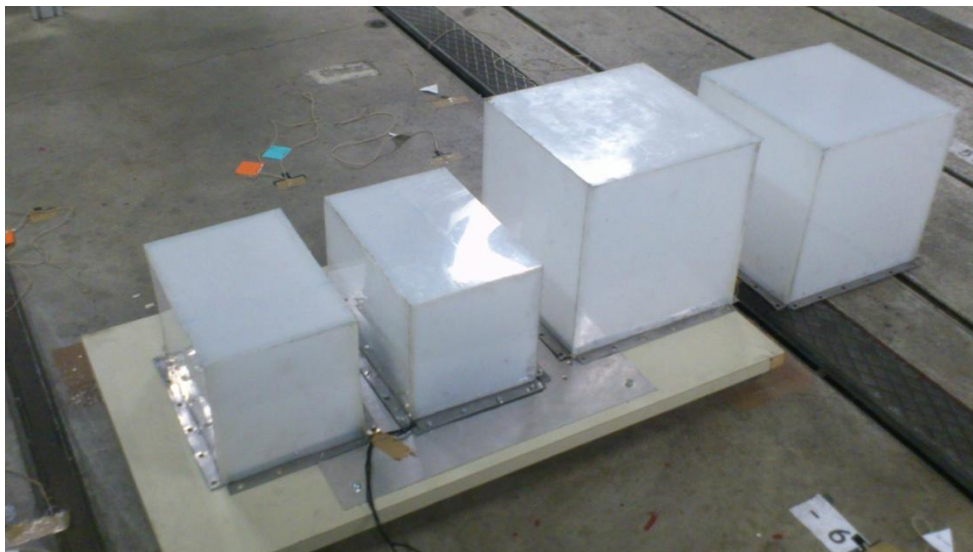


Abbildung 5-8 Kunststoffkapselausführungen

In Abbildung 5-9 ist eine doppelwandige Kapselung inklusive der Dichtungen, bereits am Fundament angeschraubt, dargestellt. In diesem Fall handelt es sich um eine 1 mm dicke Innenschale und eine 1 mm starke Stahlvorsatzkapsel.

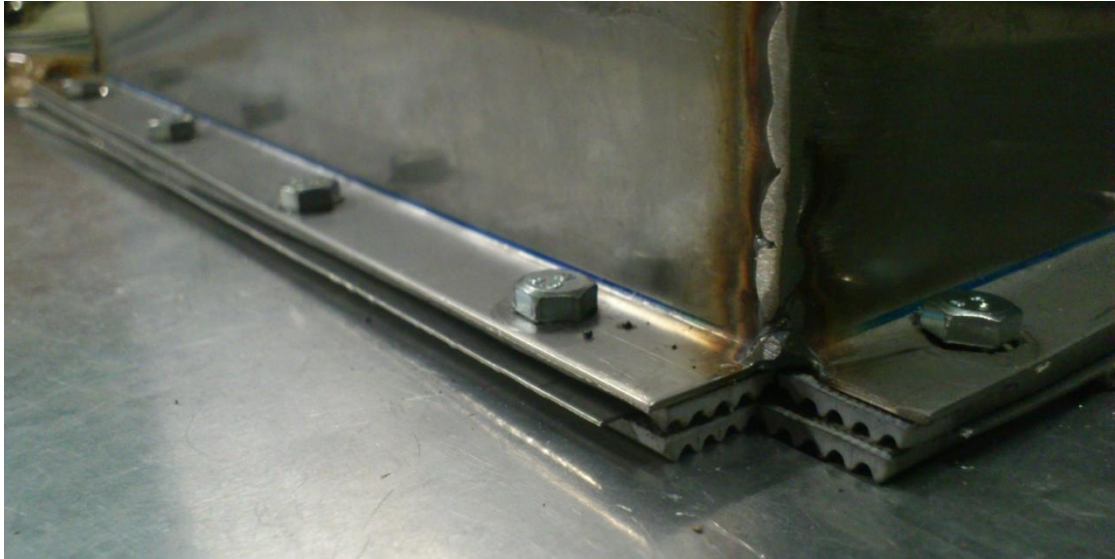


Abbildung 5-9 Aufbau doppelwandige Kapselung

6 Versuch, Versuchsergebnis und Auswertung

6.1 Versuchsbeschreibung

Die Messung wird nach EN ISO 3744 Genauigkeitsklasse 2 durchgeführt. „Die folgende Darstellung orientiert sich an der Norm.“ (EN ISO3744, 2011)

Messgerätebeschreibung

NORSONIC Type 140 Sound Analyser KI.0,7 mit Terz/Oktavfilter nach IEC 61260 Klasse 1; software application 1.2.4276, system 1.2.2952.

Fab. No. 1404240

Nor140 ausgestattet mit Mikrophon Nor1225 (Fab. No. 112933) und Vorverstärker Nor1209 (Fab. No. 13792).

Schallquellen:

Bei den ersten Versuchen besteht die Quelle aus einfachen Lautsprechern, die mithilfe eines Laptops ein weißes Rauschen abstrahlen. Die erste Messung zeigt das Spektrum des weißen Rauschens.

Weiterfolgend wird ein Einzylinder-Kolbenkompressor der Firma ACC untersucht, dessen breitbandiges Schallspektrum ungekapselt bereits vorliegt beziehungsweise nachgemessen wurde. Beim Versuchsraum handelt es sich um den Schwingungsprüfstand beziehungsweise Lärmlabor des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik Raum Nummer MA EG 056 der Technischen Universität Graz, Inffeldgasse 25 A. Beim Lärmlabor handelt es sich um einen würfelförmigen Raum mit diversen Maschinen und Geräten. Diese wurden jedoch mithilfe des Absorptionfaktors beziehungsweise der Nachhallzeit für die Umgebungskorrektur berücksichtigt. Die Raumabmessungen des Labors betragen $L = 11$ m, $B = 7,5$ m und $H=6,5$ m was einem Volumen V von $536,36$ m³ ergibt. Alle Wände, Decken und der Boden sind feststehend und aus Beton. Die Türe der Halle ist mit schallabsorbierenden Schaumstoffpyramiden ausgekleidet.

Messaufbau und Hilfsmittel:

Auf dem festen reflektierenden Betonboden wird das Fundament bestehend aus einer Holzplatte, dem Reflektor und den Lautsprechern zentrisch im Ursprung des Koordinatensystems aufgestellt. Danach wird wahlweise eine der Kapseln darübergestülpt

und mithilfe der Dichtung und der Schrauben luftdicht verschraubt. Abbildung 6-1 zeigt den Messaufbau. Die bunten Messfähnchen markieren hierbei die unterschiedlichen Messpositionen hinsichtlich der verschiedenen Messflächengeometrien. Mithilfe der dort befestigten Schnüre kann gewährleistet werden, immer denselben Messpunkt bei verschiedenen Messungen anzusteuern.

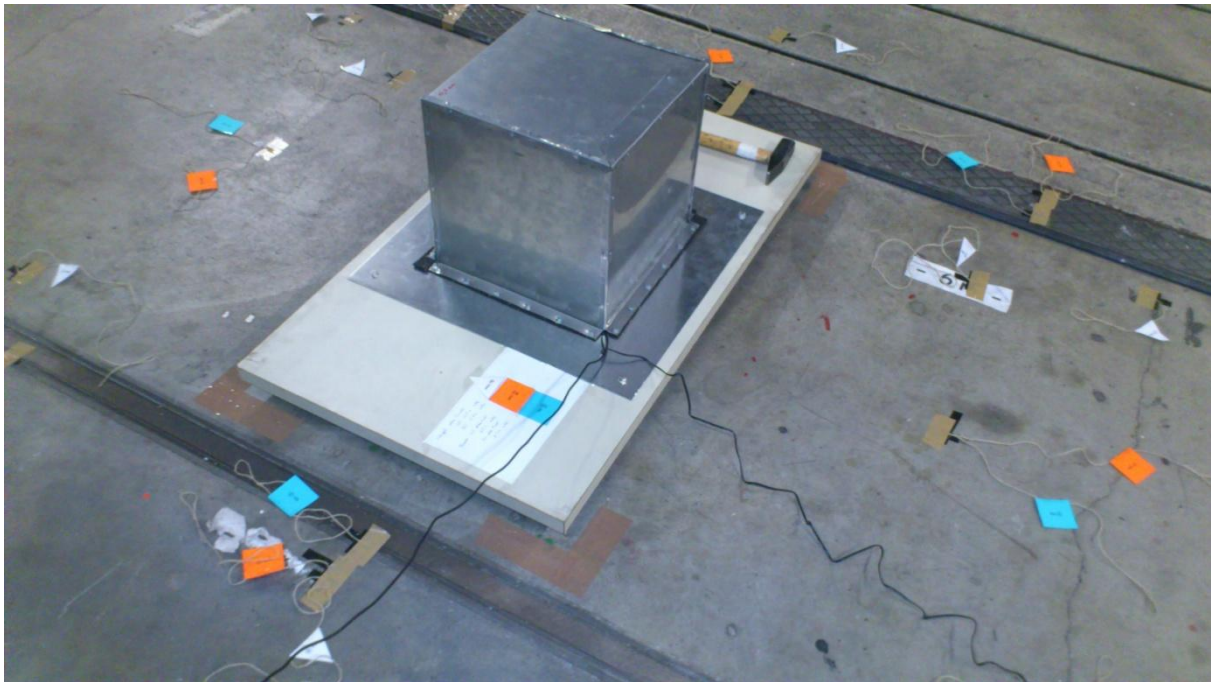


Abbildung 6-1 Messaufbau

6.1.1 Bezugsquader

Der Bezugsquader ist ein gedachter Quader, der sämtliche abstrahlende Flächen des zu untersuchenden Objektes einschließt. Der gesamte Versuchskörper ist in seiner räumlichen Ausdehnung inbegriffen. Abbildung 6-2 zeigt den Bezugsquader für den Fall, dass der zu messende Gegenstand auf einer reflektierenden Ebene aufgestellt wird. Die Geräuschquelle ist im Ursprung 0 zu platzieren.

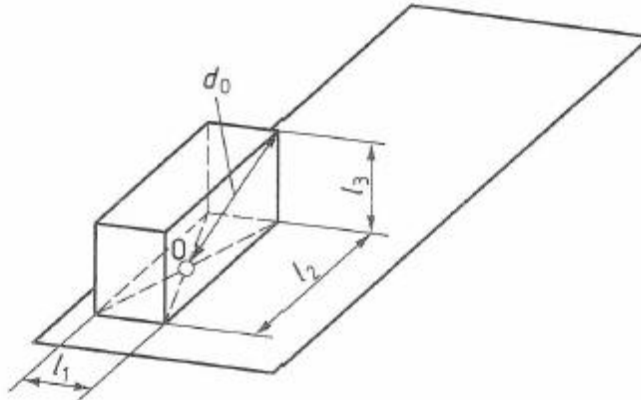


Abbildung 6-2 Bezugsquader auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 21)

Mit d_0 wird die charakteristische Quellenabmessung bezeichnet, welche mit Formel (6.1) berechnet werden kann.

$$d_0 = \sqrt{\left(\frac{l_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{2}\right)^2 + l_3^2} \quad (6.1)$$

Für die würfelförmigen und quaderförmigen Kapseln lassen sich folgende charakteristische Quellenabmessungen berechnen

$$d_{0\text{Würfel}} = \sqrt{0,15^2 + 0,15^2 + 0,3^2} = 0,367 \text{ m},$$

$$d_{0\text{Quader}} = \sqrt{0,1^2 + 0,15^2 + 0,2^2} = 0,269 \text{ m}.$$

6.1.2 Messfläche

Die zur Messung erforderlichen Mikrofonpositionen befinden sich auf einer gedachten Hüllfläche mit dem Flächeninhalt S , in der der Bezugsquader vollständig eingeschrieben ist und die durch die reflektierende Ebene begrenzt wird.

Die Messung wird anhand von zwei unterschiedlichen geometrischen Typen durchgeführt- Einerseits einer Halbkugel mit dem Messradius r , andererseits mithilfe eines Quaders dessen Seiten im Messabstand d parallel zum Bezugsquader ausgerichtet sind. Im Zentrum der jeweiligen Messfläche befindet sich natürlich Ursprung 0 des Bezugsquaders, also die Geräuschquelle. Der Messradius r muss größer als die zweifache charakteristische Quellenabmessung sein, sollte aber auch im Bereich zwischen 1 -16 m liegen. Die Messfläche wird nach Formel (6.2) für eine Halbkugel mit reflektierendem Untergrund berechnet.

$$S_{HKG} = 2\pi r \quad (6.2)$$

Gewählt wurde ein Messradius von 1 m, wodurch sich eine Messfläche von $S_{HKG} = 6,28 \text{ m}^2$ ergibt.

Der Messabstand d muss mindestens 0,25 m betragen. Der Messflächeninhalt berechnet sich nach den Formeln (6.3) bis (6.6), wobei l_1, l_2, l_3 die Abmessungen des Bezugsquaders sind.

$$S_{QU} = 4(ab + bc + ca) \quad (6.3)$$

$$a = 0,5l_1 + d \quad (6.4)$$

$$b = 0,5l_2 + d \quad (6.5)$$

$$a = l_3 + d \quad (6.6)$$

Der Messabstand d wurde für den Würfel und den Quader einheitlich mit 0,5 m gewählt, wodurch sich folgende Flächeninhalte ergeben:

$$S_{WÜ} = 5,85 \text{ m}^2$$

$$S_{QU} = 5,06 \text{ m}^2$$

6.1.3 Mikrofonpositionen

Die Ausrichtung des Messgerätes erfolgt senkrecht auf die Messfläche. Wird an einer Ecke der Messfläche gemessen, so ist das Mikrofon in Richtung des Ursprunges des Bezugsquaders auszurichten.

In dieser Arbeit werden zwei unterschiedliche Messflächen behandelt. Nämlich die der Halbkugel und die des Quaders. Die Mikrofonpositionen ergeben sich nach EN ISO 3744 wie in Abbildung 6-3 und Abbildung 6-4 dargestellt und in Tabelle 6.1 bis

Tabelle 6.3 aufgelistet.

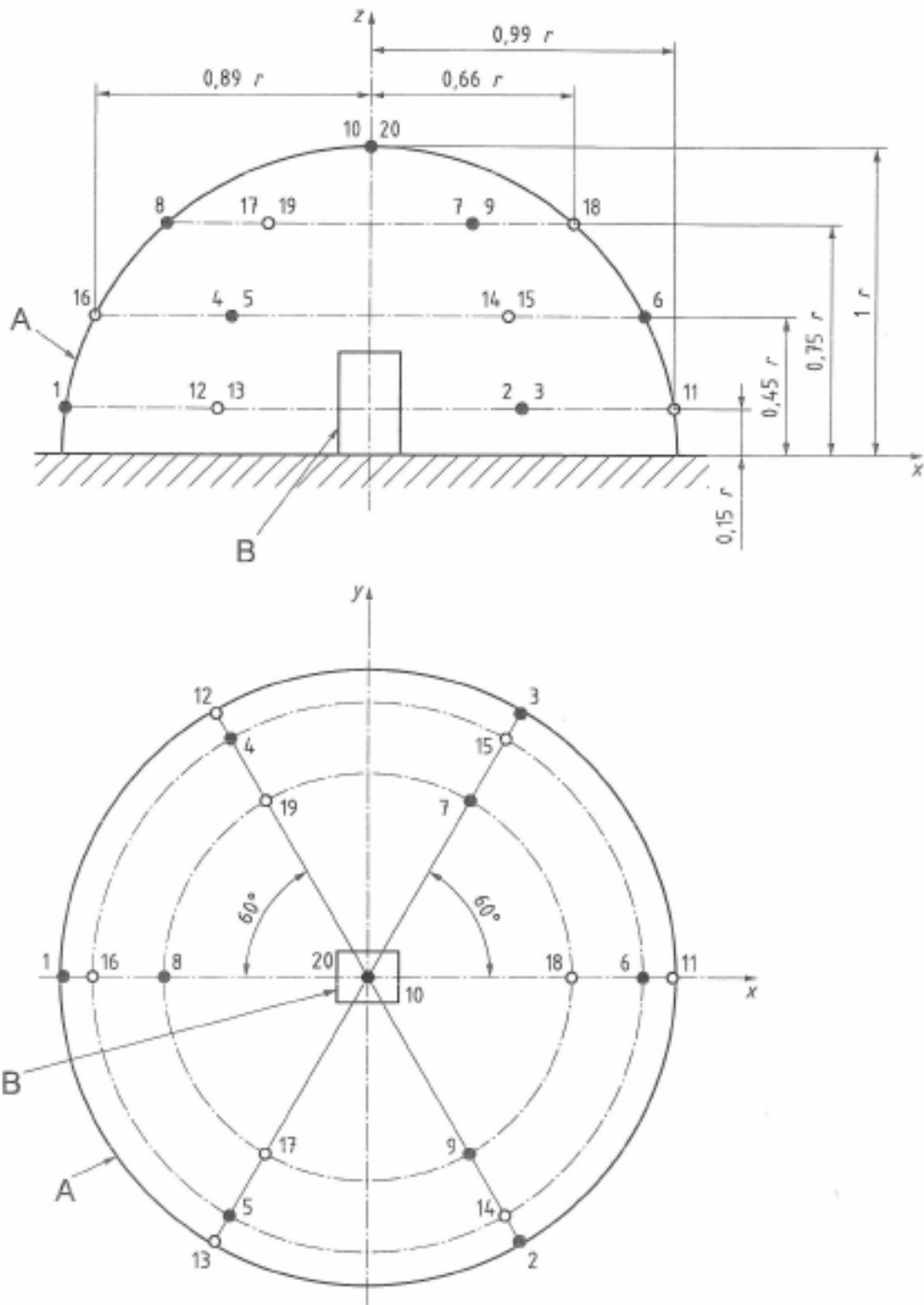
Bei der Halbkugel als Messfläche geht man von einer Mindestanzahl von 10 Messpositionen aus, beim Messquader sind es 9 Messpositionen. Die Mindestanzahl an Messpunkten reicht aus, wenn der Pegelunterschied zwischen Maximum und Minimum der Messpositionen die

Anzahl der Messpunkte nicht übersteigt. Ansonsten müssen weitere Punkte laut Norm hinzugefügt werden.

a) Halbkugel als Messfläche

Tabelle 6.1 Mikrofonpositionen für eine breitbandige Geräuschquelle

Nummer der Position	x [m]	y [m]	z [m]
1	-0,99	0	0,15
2	0,5	-0,86	0,15
3	0,5	0,86	0,15
4	-0,45	0,77	0,45
5	-0,45	-0,77	0,45
6	0,89	0	0,45
7	0,33	0,57	0,75
8	-0,66	0	0,75
9	0,33	-0,57	0,75
10	0	0	1



Legende

- Hauptmikrofonpositionen (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10)
- zusätzliche Mikrofonpositionen (11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20)
- A Messfläche
- B Bezugsquader
- r Radius der Messfläche

Abbildung 6-3 Mikrofonposition auf einer halbkugelförmigen Messfläche, für breitbandige Geräuschquellen, auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 47)

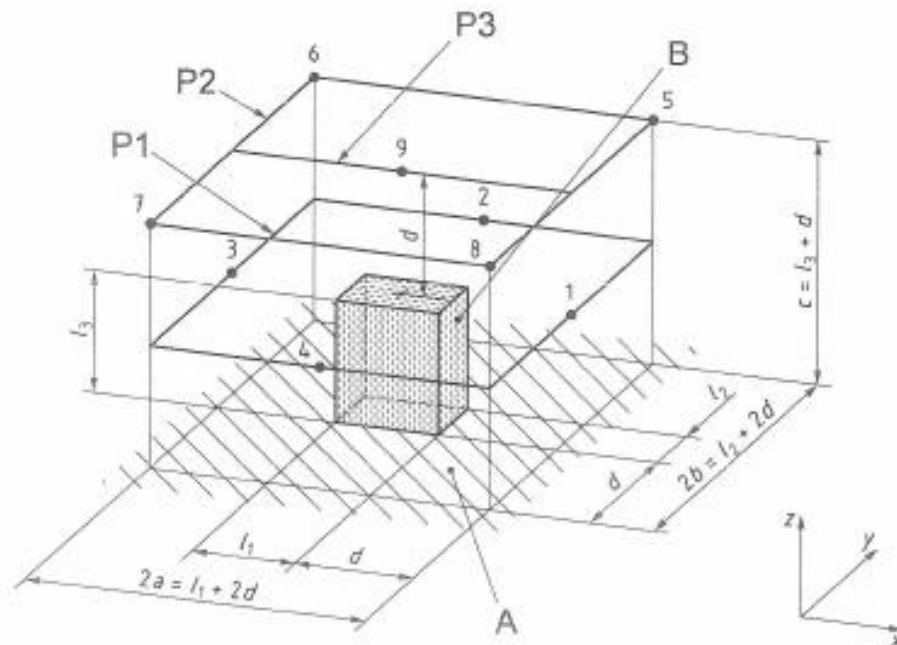
b) Quader als Messfläche

Tabelle 6.2 Mikrofonpositionen für würfelförmige Kapseln

Nummer der Position	x [m]	y [m]	z [m]
1	0,65	0	0,4
2	0	0,65	0,4
3	-0,65	0	0,4
4	0	-0,65	0,4
5	0,65	0,65	0,8
6	-0,65	0,65	0,8
7	-0,65	-0,65	0,8
8	0,65	-0,65	0,8
9	0	0	0,8

Tabelle 6.3 Mikrofonpositionen für quaderförmige Kapseln

Nummer der Position	x [m]	y [m]	z [m]
1	0,6	0	0,35
2	0	0,65	0,35
3	-0,6	0	0,35
4	0	-0,65	0,35
5	0,6	0,65	0,7
6	-0,6	0,65	0,7
7	-0,6	-0,65	0,7
8	0,6	-0,65	0,7
9	0	0	0,7



Legende

- Hauptmikrofonpositionen
- A reflektierende Ebene
- B Bezugsquader
- $2a$ Länge der Messfläche
- $2b$ Breite der Messfläche
- c Höhe der Messfläche
- d Messabstand
- l_1 Länge des Bezugsquaders
- l_2 Breite des Bezugsquaders
- l_3 Höhe des Bezugsquaders
- P1 bis P3 Bahn 1 bis Bahn 3

Abbildung 6-4 Mikrofonpositionen bei quaderförmiger Messfläche auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 55)

6.1.4 Messumgebung - Umgebungskorrektur

Bei der Messumgebung sollte es sich um einen Laborraum handeln, der ausreichend gegen Fremdgeräusche geschützt ist, so dass ein freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene entstehen kann. Gegebenenfalls ist die Umgebungskorrektur mit dem Faktor K_2 zu berücksichtigen. Außerdem ist darauf zu achten, dass keine Umgebungseinflüsse wie Wind, magnetische Felder oder Ähnliches die Messung verfälschen. Wird eine Messung im Freien durchgeführt, so spielen auch die meteorologischen Bedingungen eine wesentliche Rolle.

Die Umgebungskorrektur wird mithilfe einer äquivalenten Schallabsorptionsfläche A, bei Vorhandensein eines würfelförmigen Messraumes, berechnet. Die Umgebungskorrektur wird mithilfe von Formel (6.7) durchgeführt.

$$K_2 = 10 \lg \left[1 + 4 \frac{S}{A} \right] \quad (6.7)$$

Die äquivalente Schallabsorptionsfläche kann durch unterschiedliche Verfahren bestimmt werden. In diesem Fall wurde das Nachhallverfahren gewählt. Formel (6.8) gibt die Sabinsche Nachhallzeitgleichung wieder. Diese gilt bei einer Raumtemperatur zwischen 15°C und 30°C.

$$A = 0,16 \frac{V}{T_n} \quad (6.8)$$

Die Nachhallzeit sollte am besten bei einer Mittenfrequenz von 1 kHz gemessen werden und ist nur gültig, wenn die Länge und Breite jeweils kleiner als das Dreifache der Deckenhöhe sind. Außerdem muss $K_{2A} < 4$ dB sein damit noch Messungen der Genauigkeitsklasse 2 durchgeführt werden dürfen. Die Raumabmessungen des Labors betragen $L = 11$ m, $B = 7,5$ m und $H = 6,5$ m, was ein Volumen V von 536,36 m³ ergibt. $T_n = 1,4$ s; Dieser Wert wurde von Professor Pirker gemessen und zur Verfügung gestellt.

$$K_{2HKG} = 10 \lg \left[1 + 4 \frac{S_{HKG}}{0,16 \frac{V}{T_n}} \right] = 1,5 \quad (6.9)$$

$$K_{2WÜ} = 10 \lg \left[1 + 4 \frac{S_{WÜ}}{0,16 \frac{V}{T_n}} \right] = 1,4 \quad (6.10)$$

$$K_{2QU} = 10 \lg \left[1 + 4 \frac{S_{QU}}{0,16 \frac{V}{T_n}} \right] = 1,3 \quad (6.11)$$

Die Ergebnisse werden mithilfe des Näherungsverfahrens für A - bewertete Messungen verifiziert, wobei $\alpha=0,15$ für einen quaderförmigen Maschinenraum angenommen wurde.

$$A = \alpha S_V \quad (6.12)$$

Durch die Verwendung von Formel (6.7) wurde nun die Umgebungskorrektur festgelegt mit

$$K_{2HKG} = 1,6, \quad (6.13)$$

$$K_{2WÜ} = 1,3, \quad (6.14)$$

$$K_{2QU} = 1,5. \quad (6.15)$$

Die Umgebungskorrekturen sind verwendbar, da sie kleiner als 4 dB sind, das heißt das Messverfahren der Genauigkeitsklasse 2 ist gültig. Wie sich auch noch herausstellt stimmen die Korrekturwerte aus dem Nachhallverfahren mit denen zur Verifizierung gerechneten Werten des Näherungsverfahrens für A - bewertete Messungen gut überein.

6.1.5 Fremdgeräuschkorrektur

a) Relativkriterium

Der gemittelte Wert des Fremdgeräusches muss mindestens 6 dB niedriger sein als der Messwert, damit die Messung als gültig angesehen werden kann. Ist die Differenz größer als 15 dB, so ist keine Fremdgeräuschkorrektur K_1 mehr erforderlich. Bei einer Messung mit Frequenzbändern muss diese Bedingung für alle Pegel im interessierenden Messbereich gültig sein. Überschreitungen sind deutlich im Messbericht zu kennzeichnen.

b) Absolutkriterium

Das Absolutkriterium bezieht sich auf eine normierte Tabelle, die den maximalen Bandschalldruckpegel angibt. Diese Werte müssen für alle interessierenden Frequenzbänder eingehalten oder unterschritten werden. Die Einhaltung der Messkriterien gilt auch als erfüllt, wenn die 6 dB Forderung nicht eingehalten wird. Überschreitungen der Kriterien sind ebenfalls wieder deutlich im Messbericht zu kennzeichnen.

$$K_1 = -10 \lg[1 - 10^{-0,1\Delta L_p}] \text{ dB} \quad (6.16)$$

$$\Delta L_p = \overline{L'_{p(ST)}} - \overline{L_{p(B)}} \quad (6.17)$$

6.1.6 Bestimmung des Schalleistungspegels

Die Messdauer zur Pegelmessung mittels Terzband sollte mindestens 20 Sekunden betragen. Bei diesen Messungen wurde eine Messdauer von $T=30$ s pro Messpunkt gewählt.

Herrscht eine Gleichverteilung der Mikrofonpositionen über die Messfläche, so kann der auf der Messfläche gebildete Mittelwert des zeitlich gemittelten Schalldruckpegels der Geräuschquelle laut Formel (6.18) und der des Fremdgeräusches nach Formel (6.19) gebildet werden.

$$\overline{L'_{p(ST)}} = 10 \lg \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{\frac{L'_{pi(ST)}}{10}} \right] dB \quad (6.18)$$

$$\overline{L_{p(B)}} = 10 \lg \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{\frac{L_{pi(B)}}{10}} \right] dB \quad (6.19)$$

Handelt es sich jedoch um unterschiedlich große Teilflächen, so müssen Formel (6.20) und Formel (6.21) verwendet werden.

$$\overline{L'_{p(ST)}} = 10 \lg \left[\frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_M} S_i 10^{\frac{L'_{pi(ST)}}{10}} \right] dB \quad (6.20)$$

$$\overline{L_{p(B)}} = 10 \lg \left[\frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_M} S_i 10^{\frac{L_{pi(B)}}{10}} \right] dB \quad (6.21)$$

Der zeitlich gemittelte Messflächen-Schalldruckpegel wird nun unter Verwendung der Umgebungskorrektur und der Fremdgeräuschkorrektur laut Formel (6.22) gebildet.

$$\overline{L_p} = \overline{L'_{p(ST)}} - K_1 - K_2 \quad (6.22)$$

Abschließen muss nun mit Formel (6.23) der Schalleistungspegel berechnet werden.

$$L_W = \overline{L_p} + 10 \lg \frac{S}{S_0} \quad (6.23)$$

Auf die meteorologischen Bedingungen am Messort zum Messzeitpunkt ist ebenfalls zu achten, da zu hohe oder zu niedrige Temperaturen, die Höhenlage des Messortes, sowie der Luftdruck eine entscheidende Rolle spielen.

6.1.7 Messberichte

Die Messberichte liegen aufgrund der zahlreichen Messungen, Messpunkte und Auswertetabellen in digitaler Form, als DVD, bei. In Tabelle 6.4 und Tabelle 6.5 ist die Messmatrix für das weiße Rauschen und für den Kompressor als Geräuschquelle dargestellt. Dies ermöglichten während der Messung einen Überblick über die noch zu erledigenden Messungen zu erhalten. Die halbkugelförmigen Stahlkapselungen wurden aus Kostengründen nicht hergestellt beziehungsweise in Auftrag gegeben. Auch durch die Verfügbarkeit und die Kosten des Compoundmaterials wurden diese Kapselungen aus dem Versuchsprogramm gestrichen.

Tabelle 6.4 Messmatrix weißes Rauschen als Quelle

Messmatrix	würfelförmige Stahlkapsel				quaderförmige Stahlkapsel			
	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm
Ausführung	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Einwandig	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Doppelwandig	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	halbkugelförmige Stahlkapsel							
Ausführung	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm				
Einwandig	Kosten	Kosten	Kosten	Kosten				
Doppelwandig	Kosten	Kosten	Kosten	Kosten				
	würfelförmige Kunststoffkapsel			quaderförmige Kunststoffkapsel			Compound Wü	Compound Qu
Ausführung	1 mm	2 mm	3 mm	1 mm	2 mm	3 mm		
Einwandig								

Tabelle 6.5 Messmatrix Kompressors als Quelle

Messmatrix	würfelförmige Stahlkapsel				quaderförmige Stahlkapsel			
Ausführung	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm
Einwandig	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Doppelwandig	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	halbkugelförmige Stahlkapsel							
Ausführung	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm				
Einwandig	Kosten	Kosten	Kosten	Kosten				
Doppelwandig	Kosten	Kosten	Kosten	Kosten				
	würfelförmige Kunststoffkapsel			quaderförmige Kunststoffkapsel			Compound WÜ	Compound Qu
Ausführung	1 mm	2 mm	3 mm	1 mm	2 mm	3 mm		
Einwandig								

6.2 Schallquellen

Um eine akustische Messung durchzuführen, sind natürlich Schallquellen notwendig. Diese Quellen strahlen Schall in allen Frequenzen zu unterschiedlichen Schalldruckpegeln aus. Für eine genaue Analyse der gemessenen Kapselungen sind daher im ersten Schritt die Spektren der Schallquellen zu messen. In Abbildung 6-5 und Abbildung 6-7 sind die gemessenen Frequenzspektren des verwendeten weißen Rauschens und des Kältekompressors dargestellt.

Die Messungen erfolgten beim weißen Rauschen und beim Kompressor sowohl mittels quaderförmiger als auch mittels halbkugelförmiger Messfläche. Die Unterschiede bezogen auf die Messflächen erwiesen sich als marginal.

Wird nun das gemessene weiße Rauschen mit dem idealen laut Abbildung 6-6 verglichen, so ist deutlich ersichtlich, dass unterhalb von 1 kHz eigentlich eine starke Abweichung herrscht. Eine Begründung hierfür ist, dass das weiße Rauschen mittels Audiofile von einem Laptop über Boxen abgespielt wurde und sich dadurch Unterschiede ergeben haben, da die Wiedergabegeräte im tieffrequenten Bereich keine ausreichende Genauigkeit besaßen.

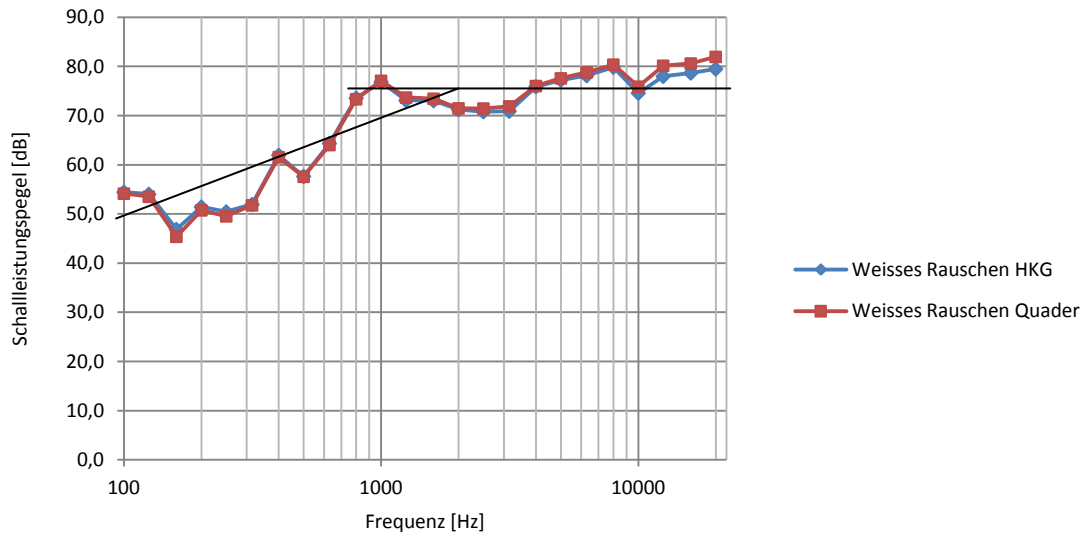


Abbildung 6-5 Weißes Rauschen

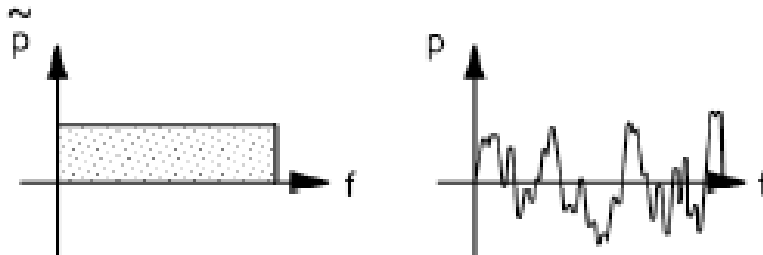


Abbildung 6-6 Schalldruckpegel ideales weißes Rauschen, Quelle: (Andreas Marn, 2011 S. 25)

Die grüne Linie in Abbildung 6-7 stellt hierbei das von der Firma ACC Austria GmbH vermessene Schalleistungsspektrum ohne jegliche sekundäre Schallschutzmaßnahme, im Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz, dar.

Da der Kompressor jedoch für diese Arbeit von einer massiven Stahlplatte abmontiert und auf das für die Kapselungen vorgesehene Fundament montiert wurde und sich auch die Versuchsräume unterscheiden, wurde der Kompressor am Institut neu vermessen. Die blaue Linie zeigt das neu ermittelte Schalleistungsspektrum, indem teilweise deutliche Unterschiede bemerkbar sind. Hierbei wurde der Frequenzbereich auch noch erweitert und zwar auf 100 Hz bis 20 kHz.

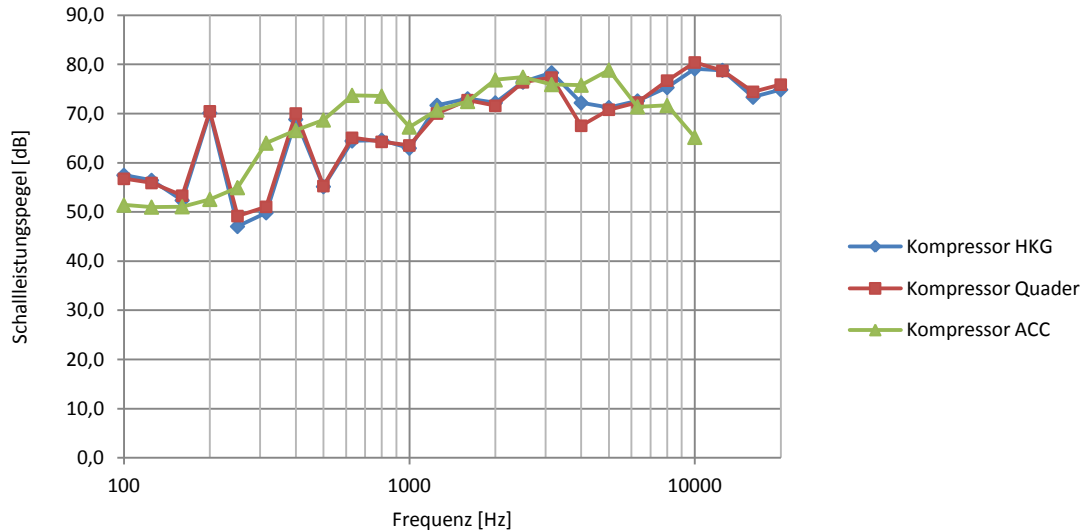


Abbildung 6-7 Kompressorspektrum

6.3 Allgemeines zur Versuchsauswertung

Gemessen wurde der äquivalente Schalldruckpegel an einer quaderförmigen und halbkugelförmigen Messfläche der würfelförmigen und der quaderförmigen, einschaligen oder doppelwandigen Kapselungen aus Kunststoff oder Stahl an den vorher beschriebenen Messpunkten. Ein mittlerer Schalldruckpegel wurde über die verschiedenen Messpunkte für das Terzband berechnet. Dies wurde für beide Geräuschquellen durchgeführt. Die korrigierten Schalldruckpegel wurden danach über die Hüllfläche in die Schalleistung umgerechnet.

Durch Subtraktion der Messungen des Schalldruckpegels mit und ohne Kapsel konnte nun das Schalldämmmaß laut Formel (6.24) berechnet werden. Hierbei ist S die Messfläche und A die äquivalente Schallabsorptionsfläche des Empfangsraumes. Dies geschah analog für das weiße Rauschen als Geräuschquelle und den Kompressor.

$$R = L_{w \text{ Quelle, Messung}} - L_{w \text{ Kapsel, Messung}} + 10 \log \frac{S}{A} \quad (6.24)$$

Im Folgenden werden nun die Ergebnisse verglichen und grafisch dargestellt. Als Referenz wurde auch das berechnete Schalldämmmaß in die Diagramme aufgenommen.

6.4 Einschalige Stahlkapselung

6.4.1 Würfel mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-8 ist das Schalldämmmaß der würfelförmigen Kapsel mit 3 mm Wandstärke bei weißem Rauschen als Quelle dargestellt. Die Dämmungseinbrüche bei den Eigenfrequenzen sind klar erkennbar und lassen nur mehr auf wenig Ähnlichkeit zum näherungsweise berechneten Verlauf schließen, der immerhin eine Gerade im Diagramm darstellt. Wird nun eine Ausgleichsgerade zwischen die verschiedenen Messpunkte gelegt, so lässt sich nun doch eine gute Übereinstimmung des Schalldämmmaßes erkennen. Die Berechnung ähnelt also der Messung. Im unteren Bereich dominiert die Biegesteifigkeit das Schalldämmmaß, ehe das Massengesetz gültig wird und die Resonanzfrequenzen zum Einbruch des Verlaufes führen. Danach wird wieder eine stetige Dämmung erzielt. Die Eigenfrequenzen werden im Diagramm mit dem Kürzel EF gekennzeichnet.

Besonders ist jedoch auf die Koinzidenzfrequenz zu achten, die je nach Wandstärke der Kapselung einen Einfluss auf das Schalldämmmaß besitzt oder nicht. Grundsätzlich lässt sich aus allen gemessenen Verläufen, laut Kapitel 11.1.1, ablesen, dass bei geringen Wandstärken und einer geringen Massebelegung die Koinzidenzfrequenz im hochfrequenten Bereich zu finden ist. Bei der Koinzidenzfrequenz entsteht eine konphase entgegengesetzte Wirkung der Massenträgheit und der Steifigkeit, die zu einem Zusammenbruch des Schalldämmmaßes in Abhängigkeit des Verlustfaktors η führt. Dies wurde in der Berechnung durch Einführung des Schalldämmmaßes oberhalb der Grenzfrequenz berücksichtigt. Die Koinzidenzfrequenz ist in den Abbildungen mit dem Kürzel KF gekennzeichnet.

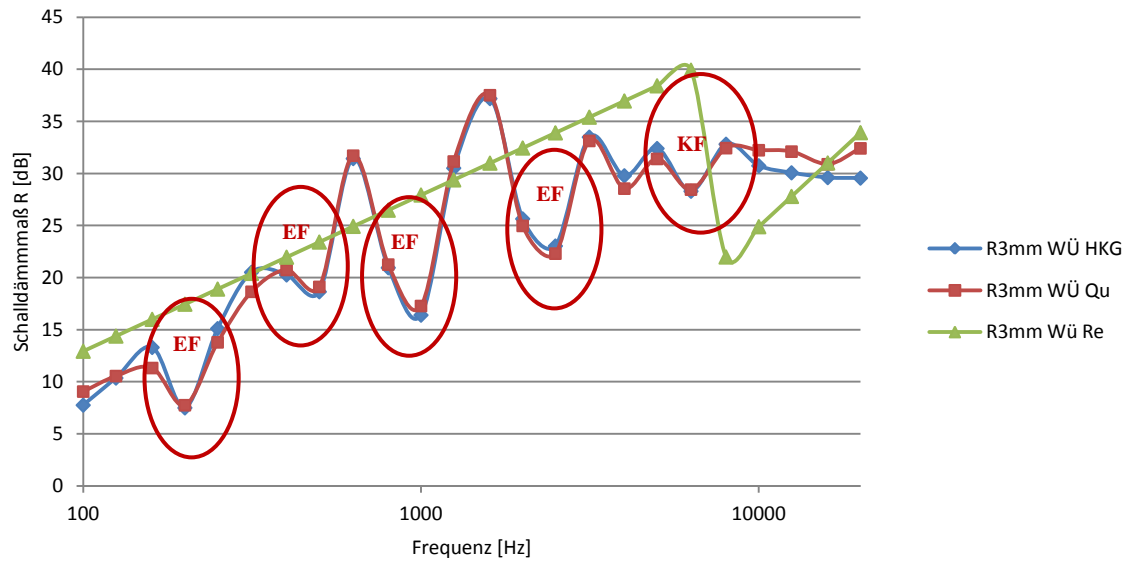


Abbildung 6-8 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Würfel 3 mm

Die Messung wurde mithilfe zweier unterschiedlicher Messflächen durchgeführt. Die halbkugelförmige (in blau) und die quadratische (in rot) Messfläche führen beide zum selben Resultat der Schalldämmung. Die grüne Linie ist das berechnete Schalldämmmaß.

Aus den gesammelten Schalldämmmaßverläufen kann nun darauf geschlossen werden, dass die 3 mm starke Kapselung die besten schalldämmenden Eigenschaften besitzt und Messung und Berechnung am besten übereinstimmen.

Wird nun anstatt des weißen Rauschens das tatsächliche Spektrum des Kompressors verwendet, so führt die Messung auf den in Abbildung 6-9 abgebildeten Schalldämmmaßverlauf mit ähnlichen Schalldämmmaßeinbrüchen wie beim weißen Rauschen.

Einen entscheidenden Einfluss auf die Resultate der Berechnung und Messung besitzt die Art der Einspannung der Kapsel, die jedoch formeltechnisch schwer beziehungsweise nicht zu berücksichtigen ist. In den Näherungsformeln zur Berechnung ist keinerlei Einspannsituation einbezogen, da die Grundgesetze von einer ebenen unendlich großen Wand ausgehen.

Vergleicht man nun die Lage der Eigenfrequenzen bei Anregung mit unterschiedlichen Quellen im Schalldämmmaßverlauf, so stimmen diese mit zunehmender Wandstärke immer mehr überein. Vergleicht man nun auch alle Schalldämmmaßverläufe laut Kapitel 11.1.1, so passen diese bei höheren Wandstärken immer besser mit der Berechnung überein. Bei den geringen Wandstärken wurde nur eine gute Überdeckung im Bereich des hochfrequenten Schalles erzielt, bei großen Wandstärken sind auch schon die Resultate im niederfrequenten Bereich durchwegs befriedigend.

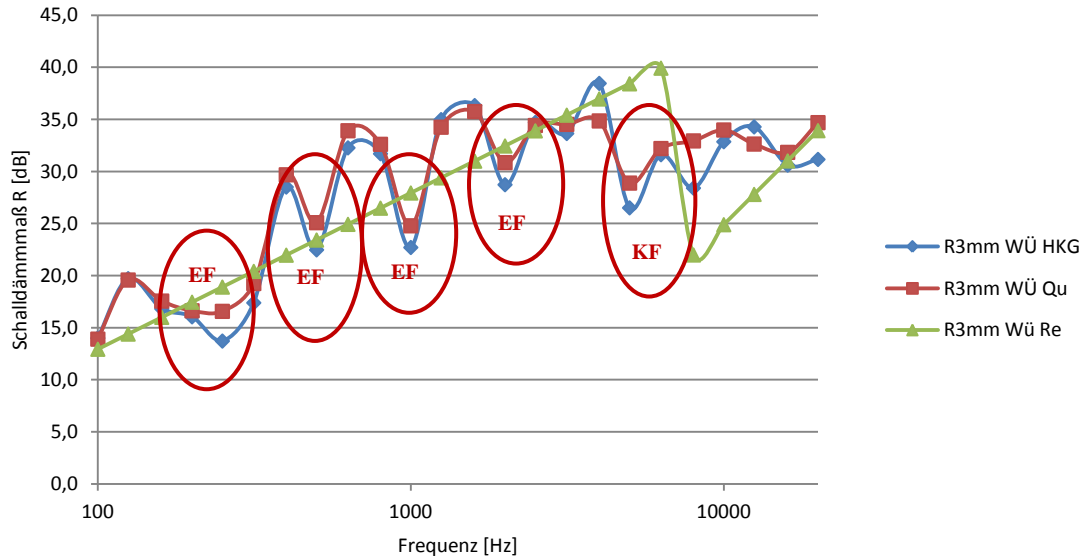


Abbildung 6-9 Schalldämmmaß Kompressor, Würfel 3 mm

Je nach Schallquellenart zeichnen sich deutliche Messunterschiede laut Abbildung 6-10 ab, da die Erregerfrequenzen die Kapsel zu unterschiedlich starken Schwingungen anregen. Dies führt, wie in den Verläufen ersichtlich zu einem Schalldämmmaßeinbruch in unterschiedlichem Ausmaß. Die grüne Linie zeigt das berechnete Schalldämmmaß, die rote und blaue Linie stellen das gemessene Schalldämmmaß beim Kompressorspektrum, die violette und hellblaue bei weißem Rauschen als Schallquelle dar.

Im Mittel sollten sich diese Unterschiede jedoch auch wieder ausgleichen und derselbe Schalldämmmaßverlauf erkennen lassen.

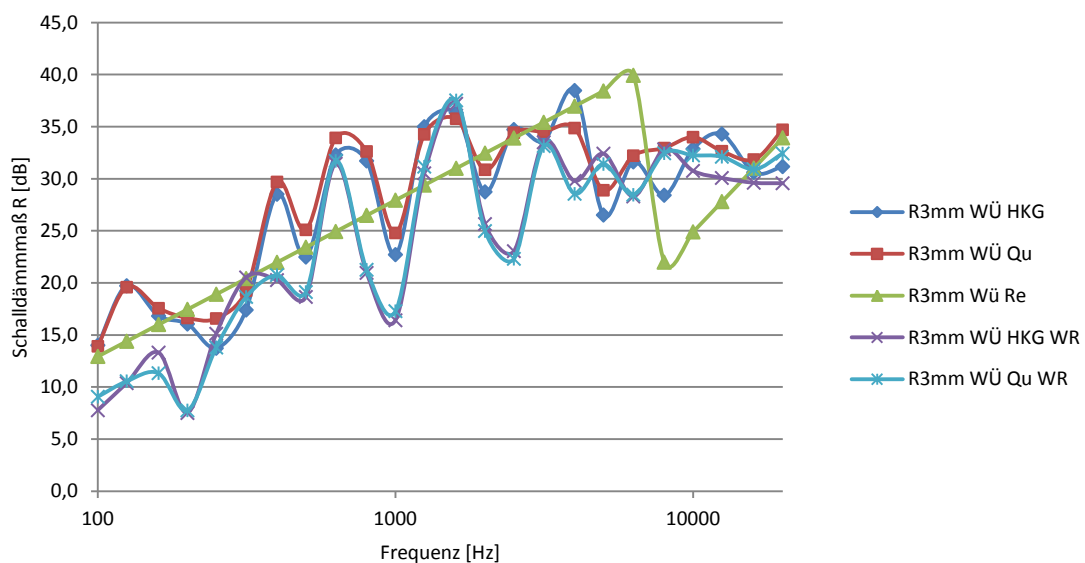


Abbildung 6-10 Schalldämmmaß Würfel 3 mm

Der Vergleich des berechneten, also gemessenen Kompressorspektrum minus gerechnetem Schalldämmmaß und Korrekturterm, und des gemessenen Schallleistungspegelverlaufs des Kompressors zeigt nun den invertierten Verlauf des Schalldämmmaßes, wie in Abbildung 6-11 dargestellt. Bei den Minima im Schalldämmmaßverlauf, welche einen erheblichen Nachteil darstellen, ist nun eine Schallleistungspegelspitze (A), also ein Maxima, erkennbar, welches sich sehr schlecht auf den Summenschallleistungspegel auswirkt. Sie bestimmen den Gesamtpegel, da sie ungefähr 10 dB über den anderen Werten liegen.

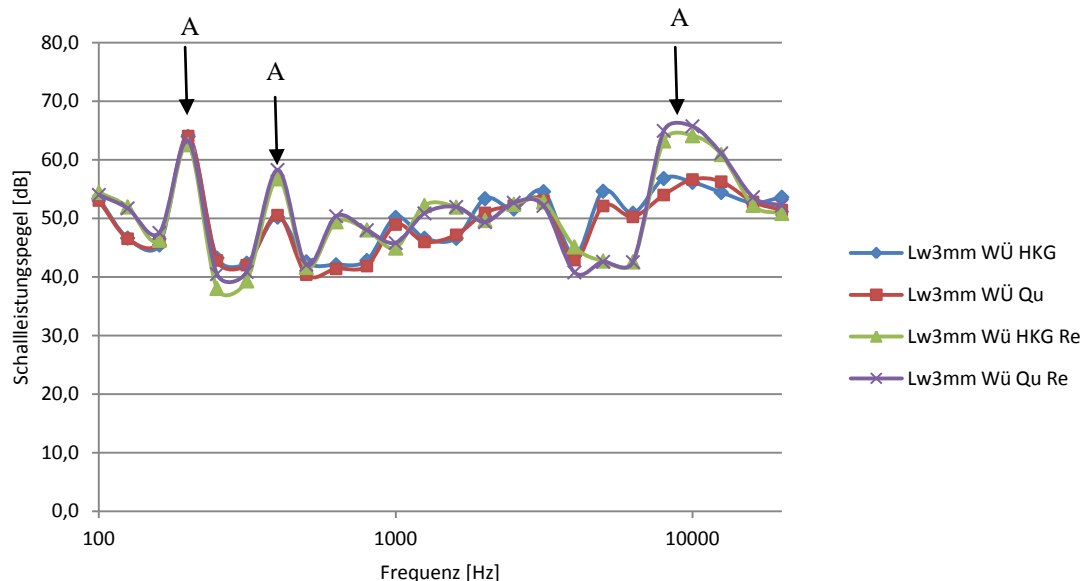


Abbildung 6-11 Schallleistungspegel Kompressor, Würfel 3 mm

6.4.2 Quader mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-12 ist das Schalldämmmaß der quaderförmigen Kapsel mit 3 mm Wandstärke bei weißem Rauschen als Quelle dargestellt. Der Schalldämmmaßverlauf besitzt dieselben Eigenschaften wie der Verlauf der würfelförmigen Kapselung. Die Messung wurde mithilfe zweier unterschiedlicher Messflächen durchgeführt. Die halbkugelförmige (in blau) und die quadratische (in rot) Messfläche führen beide zum selben Resultat der Schalldämmung.

Im unteren Bereich dominiert die Biegesteifigkeit das Schalldämmmaß, ehe das Massengesetz gültig wird und die Resonanzfrequenzen zum Einbruch des Verlaufes führen. Danach wird wieder eine stetige Dämmung erzielt. Die Eigenfrequenzen werden im Diagramm mit dem Kürzel EF gekennzeichnet. Bei der Koinzidenzfrequenz entsteht eine konphase entgegengesetzte Wirkung der Massenträgheit und der Steifigkeit, die zu einem Zusammenbruch des Schalldämmmaßes in Abhängigkeit des Verlustfaktors η führt. Dies

wurde in der Berechnung durch Einführung des Schalldämmmaßes oberhalb der Grenzfrequenz berücksichtigt. Die Koinzidenzfrequenz ist in den Abbildungen mit dem Kürzel KF gekennzeichnet.

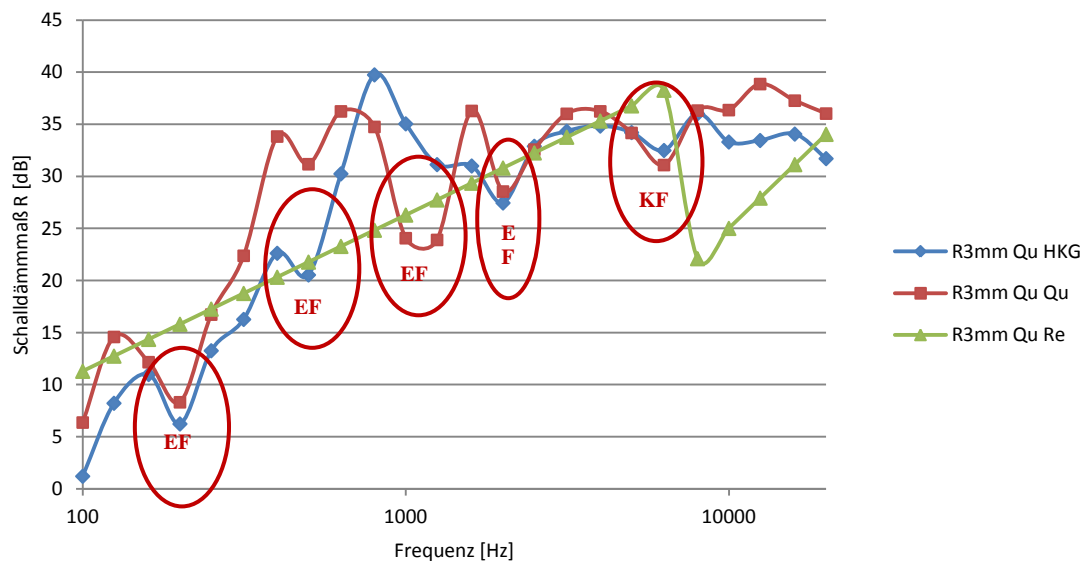


Abbildung 6-12 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Quader 3 mm

Die quaderförmige Kapselung besitzt klarerweise ganz andere Eigenfrequenzen als die würfelförmige Kapselung, welche natürlich stark von den geometrischen Abmessungen und den jeweiligen Materialwandstärken abhängen. Abbildung 6-13 zeigt den Schalldämpfungsverlauf für das Kompressorspektrum.

Aus den gesammelten Schalldämmmaßverläufen kann nun auch wieder darauf geschlossen werden, dass die 3 mm starke quaderförmige Kapselung die besten schalldämmenden Eigenschaften besitzt und Messung und Berechnung am besten übereinstimmen.

Die Messung führt auch hier wieder auf einen ähnlichen Schalldämmmaßverlauf mit ähnlichen Schalldämmmaßeinbrüchen wie beim weißen Rauschen.

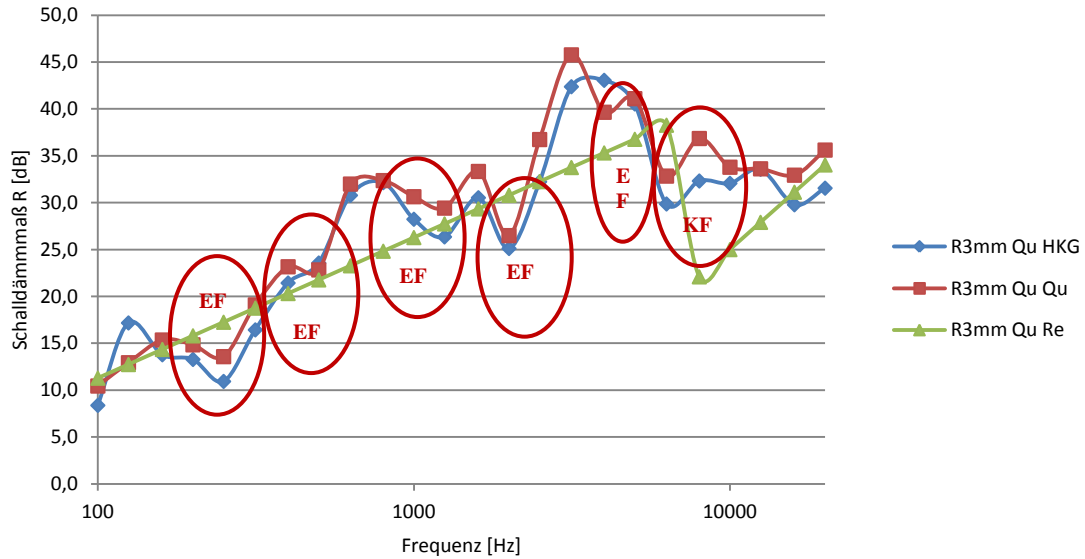


Abbildung 6-13 Schalldämmmaß Kompressor, Quader 3 mm

Vergleicht man Abbildung 6-14 mit den anderen, im Anhang angeführten Verläufen, so ist erkennbar, dass mit zunehmender Wandstärke der Einfluss der Geräuschquelle immer geringer wird und sich die Verläufe immer besser aneinander anpassen. Die grüne Linie zeigt das berechnete Schalldämmmaß, die rote und blaue Linie stellen das gemessene Schalldämmmaß beim Kompressorspektrum, die violette und hellblaue bei weißem Rauschen als Schallquelle dar.

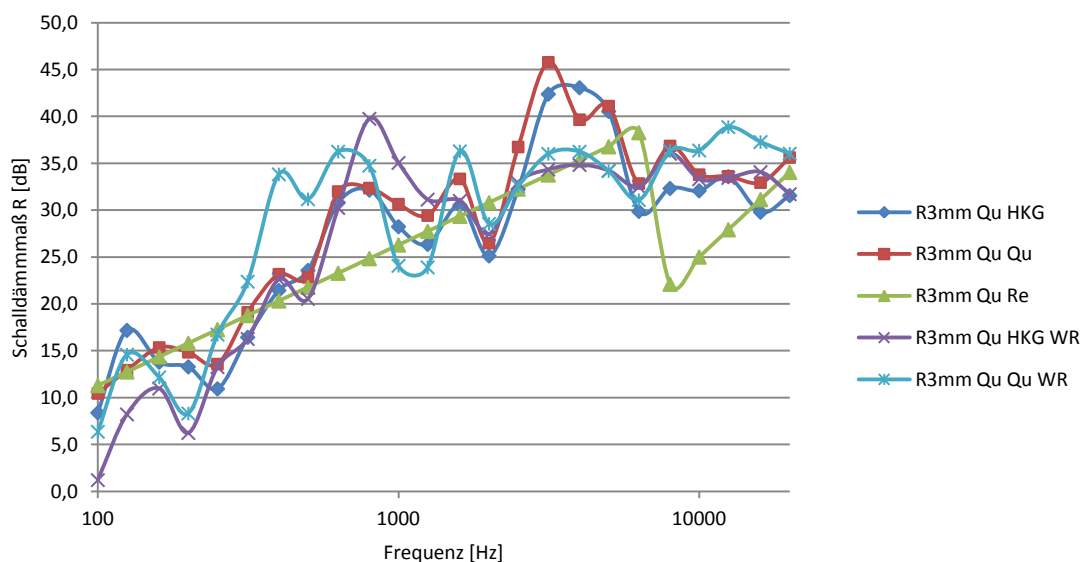


Abbildung 6-14 Schalldämmmaß Quader 3 mm

Abbildung 6-15 zeigt den Schalleistungspegelverlauf der Berechnung und der Messung mit einer sehr guten Überdeckung der einzelnen Verläufe. Bei den Minima im Schalldämmmaßverlauf, welche einen erheblichen Nachteil darstellen, ist nun eine Schalleistungspegelspitze (A) im Schalleistungspegel, also ein Maxima, erkennbar, welches sich sehr schlecht auf den Summenschalleistungspegel auswirkt. Sie bestimmen den Gesamtpegel, da sie ungefähr 10 dB über den anderen Werten liegen.

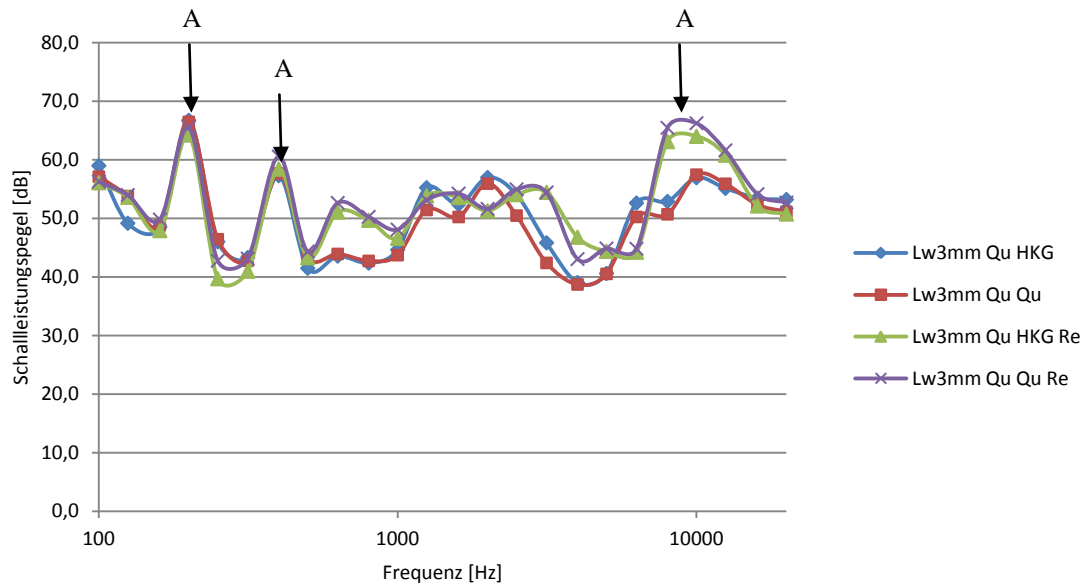


Abbildung 6-15 Schalleistungspegel Kompressor, Quader 3 mm

6.4.3 Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke

Abbildung 6-16 und Abbildung 6-17 zeigen nun die direkten Vergleiche zwischen der würfelförmigen und der quaderförmigen Kapselung. Eine Ähnlichkeit im Verlauf ist bemerkbar, nur dass dieser auf der Ordinate verschoben ist.

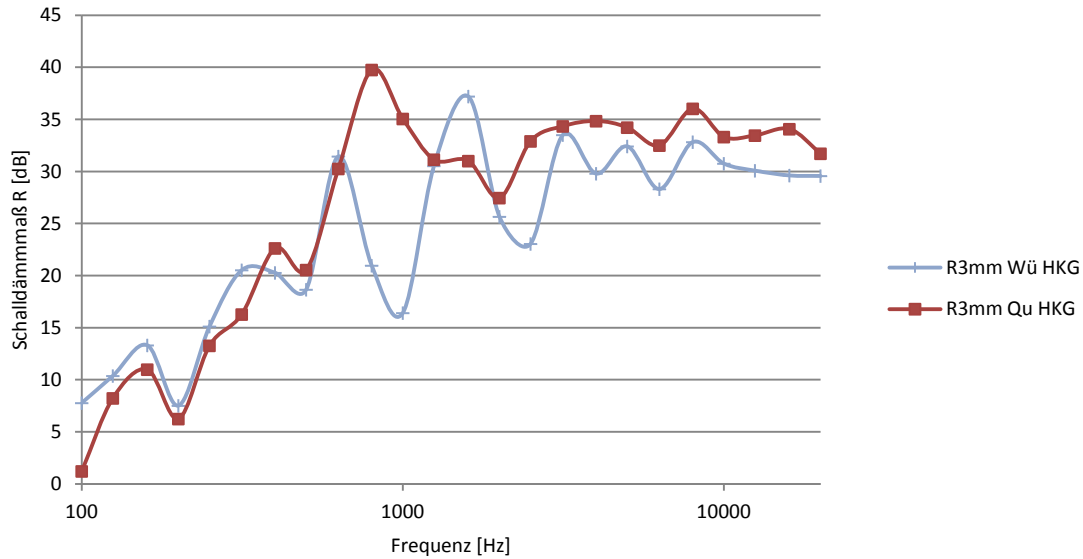


Abbildung 6-16 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich Würfel und Quader 3 mm

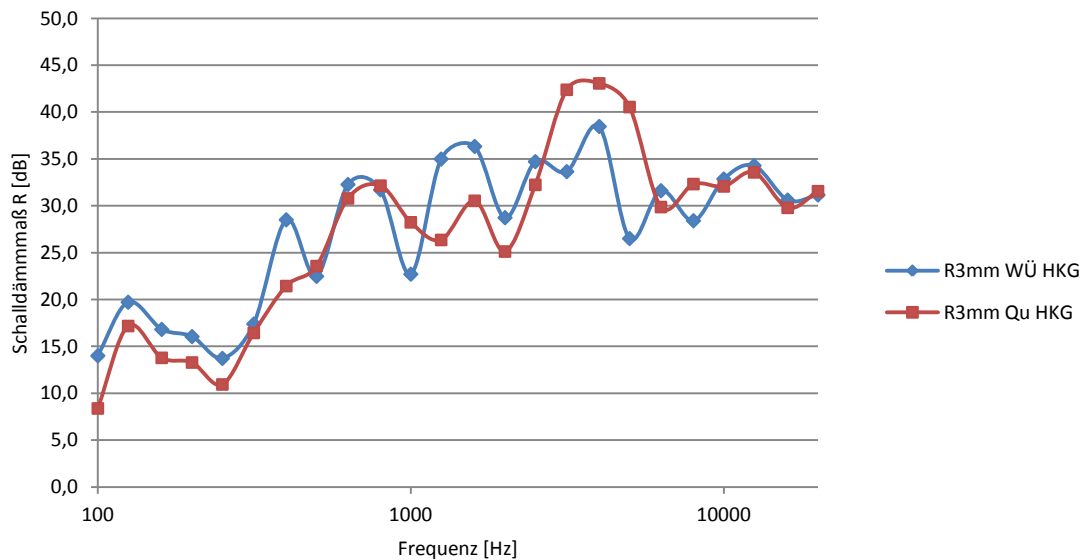


Abbildung 6-17 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich Würfel und Quader 3 mm

6.4.4 Summenschalleistungspegel

In Abbildung 6-18 und Abbildung 6-20 sind die Summenschallpegelverläufe für das weiße Rauschen und für den Kompressor als Schallquelle dargestellt. Der Unterschied zwischen Berechnung und Messung ist als Pegeldifferenz deutlich bemerkbar. Ab einer Materialstärke von 2 mm und 3 mm weicht der berechnete vom gemessenen Verlauf infolge der Koinzidenzfrequenz ab. In Abbildung 6-18 und ist der Summenschallpegelverlauf für das weiße Rauschen als Schallquelle dargestellt.

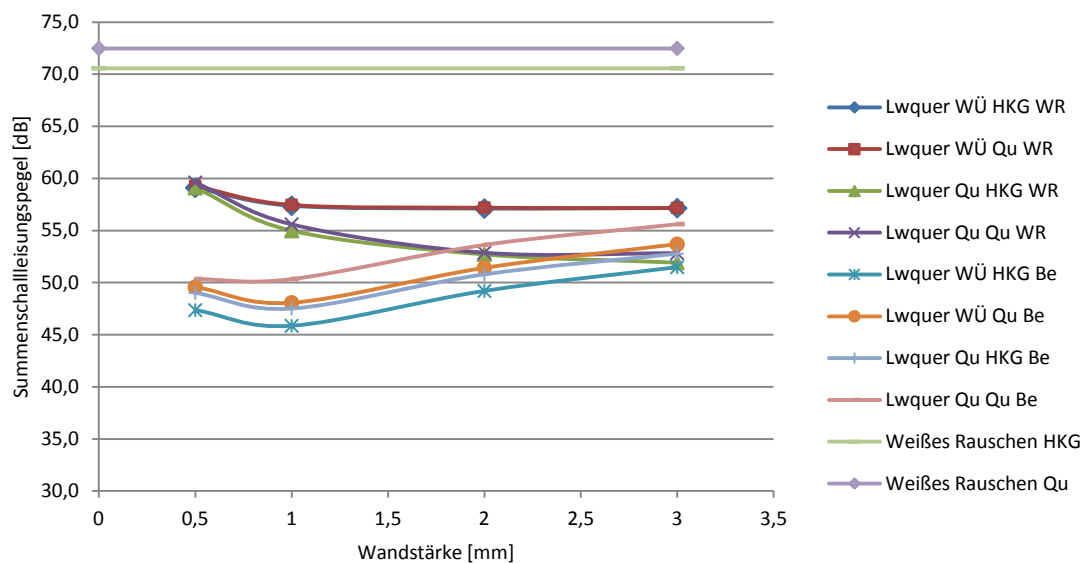


Abbildung 6-18 Summenschalleistungspegel weißes Rauschen

Eine deutliche Pegelreduktion im Vergleich zur Schallquelle ist ebenfalls feststellbar. Bei den gemessenen Pegeln bewirkt die 0,5 mm Kapsel bereits eine Pegelreduktion um 10 dB. Je stärker die Ausführung desto größer die Pegelminderung. Die 2 mm und 3 mm Kapselungen unterscheiden sich bei der Messung fast gar nicht mehr.

Die gemessenen Summenschalleistungspegel scheinen in ihrer mathematischen Beschreibung einer Exponentialfunktion zu gleichen. Eine Schar an Ausgleichskurven durch Formel (6.25) mit den in

Tabelle 6.6 aufgelisteten Konstanten konnte gefunden werden. Diese sind in Abbildung 6-19 dargestellt.

$$L_W = a \cdot e^{\left(\frac{-s}{b}\right)} + c \quad (6.25)$$

Tabelle 6.6 Konstanten Näherungsgleichung

	a	b	c
AG 1	13,2	0,3	57,1
AG 2	14,6	0,3	57,2
AG 3	16,2	0,6	51,9
AG 4	16,9	0,6	52,6

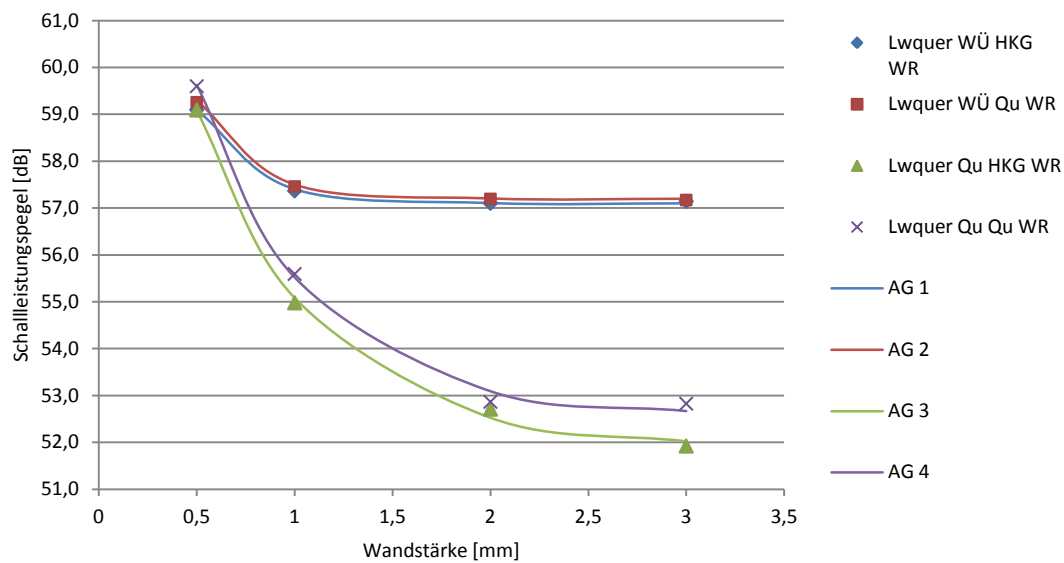


Abbildung 6-19 Näherungsgleichungen Summenschallleistungspegel, weißes Rauschen

In Abbildung 6-20 ist nun der Summenschallpegelverlauf für den Kompressor als Schallquelle dargestellt.

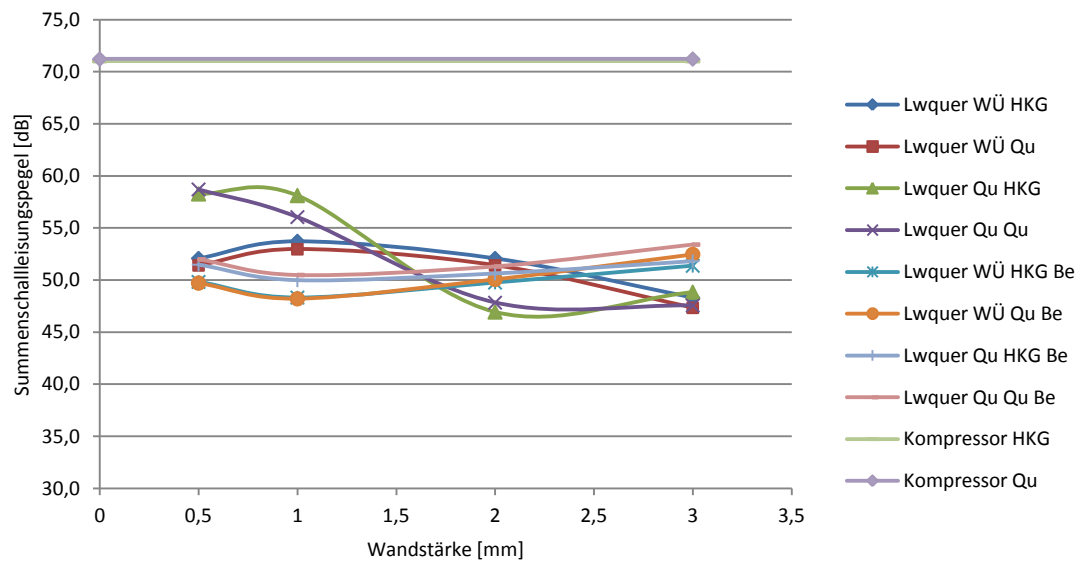


Abbildung 6-20 Summenschallleistungspegel Kompressor

6.4.5 Korrektur der Rechenwerte

Die Rechenwerte sollen nun anhand der Messwerte korrigiert werden. Um an Korrekturwerte zu gelangen, wurde die Differenz zwischen den gemessenen und den berechneten Schalldämmmaßen der verschiedenen Wandstärken und Quellen gemittelt. Daraus ergab sich die Erkenntnis, dass die Berechnung im Mittel mithilfe der Näherungsgleichungen durchaus

ohne Korrekturwert mit den gemessenen Verläufen übereinstimmt. Tabelle 6.7 zeigt aber auf, dass die Schwankungsbreite der maximalen und minimalen Abweichung sehr groß ist. Es stellt sich also die Frage, ob es nicht sinnvoller wäre, den Verlauf exakt, inklusive der Schalldämmmaßeinbrüche bei den Eigenfrequenzen nachzubilden.

Tabelle 6.7 Abweichungen ohne Korrektur

Schallquelle	weißes Rauschen	Kompressor
mittlere Abweichung [dB]	1,5	0,1
max. Abweichung [dB]	21	21
min. Abweichung [dB]	-16	16

Formel (6.26) bis (6.30) geben den berechneten Verlauf des Schalldämmmaßes wieder, der wie schon angesprochen, im Mittel sehr gut passt.

$$R = 15 \lg \frac{f}{\text{Hz}} + 5 \lg \frac{s}{\text{mm}} + 10 \lg \frac{a}{\text{m}} - 12 \text{ dB} \quad \text{für } f < f_K \quad (6.26)$$

Formel (6.27) gibt das Schalldämmmaß oberhalb der Koinzidenzfrequenz an.

$$R = 20 \lg \frac{\omega m''}{2 \rho c} + 10 \lg \frac{f}{f_{GR}} + 10 \lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_K \quad (6.27)$$

Die Formeln (6.28) bis (6.30) beschreiben die Umrechnung mittels eines geometriebedingten Transmissionsgrades.

$$\tau = 10^{-\frac{10}{R}} \quad (6.28)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{\tau \cdot S_{\text{Oberfl}}}{S_{\text{Oberfl}} + S_{\text{Boden}}} \quad (6.29)$$

$$R_N = 10 \lg \left(\frac{1}{\bar{\tau}} \right) \quad (6.30)$$

Es stellt sich nun die Frage, wie die berechneten Schalldämmmaßverläufe exakter angepasst werden können. Hierzu werden die berechneten Eigen- und Koinzidenzfrequenzen benötigt.

Würfel mit 3 mm Wandstärke

Durch einen parallelen Versatz des berechneten Schalldämmmaßes um $\Delta R = 7,5$ dB kann der Verlauf sehr gut approximiert werden. Die Schalldämmmaßeinbrüche sind in Tabelle 6.8 mit ihrer Frequenzbreite dargestellt. Der nachgebildete Verlauf des Schalldämmmaßes der 3 mm dicken, würfelförmigen Stahlkapselung bei weißem Rauschen ist in Abbildung 6-21 abgebildet.

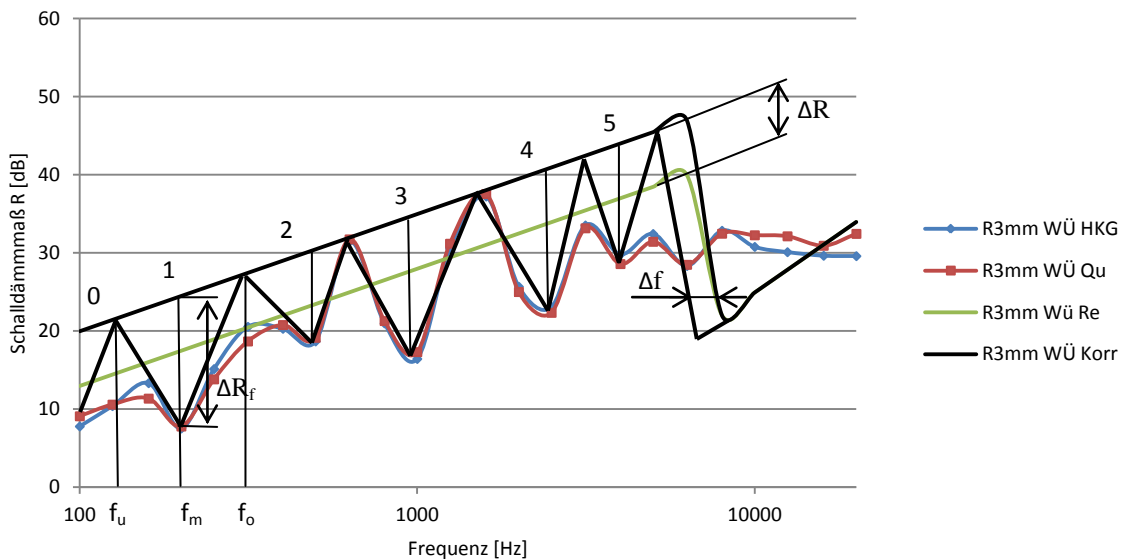


Abbildung 6-21 angepasster Schalldämmmaß weißes Rauschen, Würfel 3 mm

Auch eine Anpassung der Koinzidenzfrequenz scheint sinnvoll. Der Versatz der Koinzidenzfrequenz beträgt hierbei $\Delta f = 900$ Hz. Wird nun die Frequenzbreite der Schalldämmmaßeinbrüche betrachtet, so folgt diese dem Gesetz $f_m \cong f_u \sqrt{2} \cong \frac{f_o}{\sqrt{2}}$. Die Amplitudenabnahme ΔR_f variiert um einige Dezibel, ist aber sehr stark vom Spektrum der Schallquelle abhängig.

Tabelle 6.8 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen, Würfel 3 mm

Nr.	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	125	11
1	125	200	315	18
2	315	480	630	11
3	630	900	1100	18
4	1100	2400	3150	18
5	3150	4000	5000	15

Der nachgebildete Verlauf des Schalldämmmaßes der 3 mm dicken, würfelförmigen Stahlkapselung beim Kompressor als Geräuschquelle ist in Abbildung 6-22 abgebildet. Die

dazugehörigen Parameterwerte sind in Tabelle 6.9 aufgelistet. Der Schalldämmmaßverlauf wurde um denselben Wert von $\Delta R=7,5$ dB wie beim weißen Rauschen versetzt. Wenn die Schalldämmmaßeinbrüche gut angenähert werden, entsteht eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf. Auch die Frequenzbreite eines Schalldämmmaßeinbruches folgt wieder in etwa $f_m \cong f_u \sqrt{2} \cong \frac{f_o}{\sqrt{2}}$. Der Versatz der Koinzidenzfrequenz beträgt diesmal $\Delta f = 2500$ Hz.

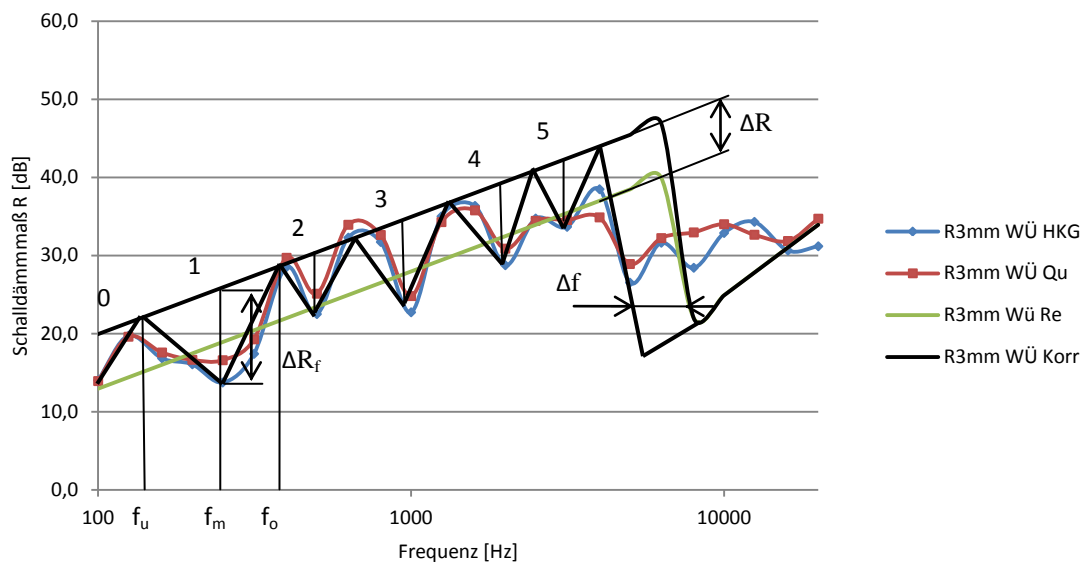


Abbildung 6-22 angepasster Schalldämmmaß Kompressor, Würfel 3 mm

Tabelle 6.9 Schalldämmmaßverlauf Kompressor, Würfel 3 mm

Nr.	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	135	6
1	135	250	380	11
2	380	500	680	6
3	680	980	1300	12
4	1300	2000	2500	11
5	2500	3150	4000	9

Quader mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-23 ist der Verlauf des Schalldämmmaßes der 3 mm dicken, quaderförmigen Stahlkapselung bei weißem Rauschen dargestellt. Die Schalldämmmaßeinbrüche sind in Tabelle 6.10 mit der Frequenzbreite $f_m \cong f_u \sqrt{2} \cong \frac{f_o}{\sqrt{2}}$ aufgelistet.

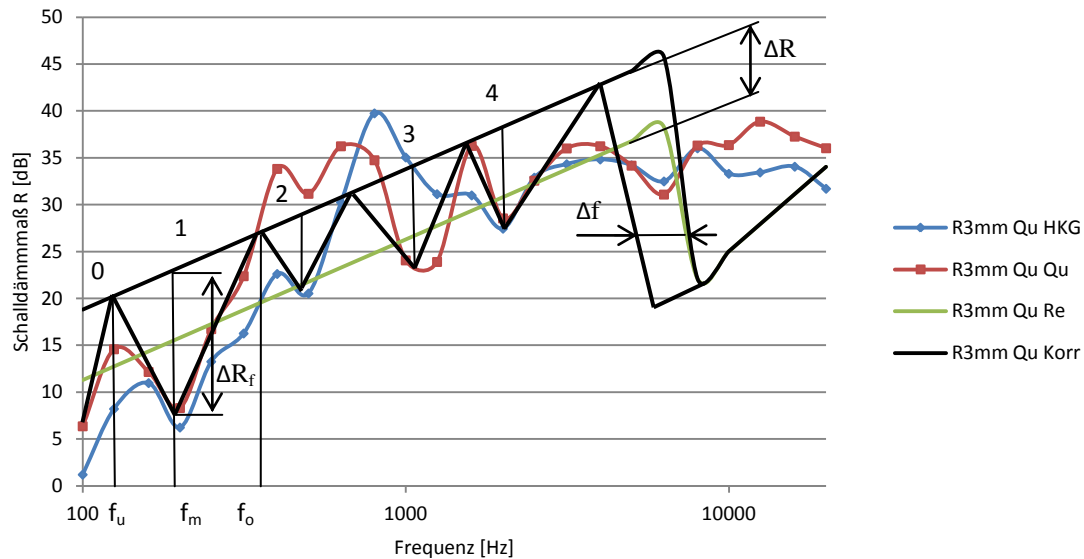


Abbildung 6-23 angepasster Schalldämmmaß weißes Rauschen, Quader 3 mm

Der Verlauf ist ebenfalls wieder um $\Delta R=7,5$ dB zum berechnetem Schalldämmmaßverlauf versetzt. Auch die Koinzidenzfrequenz muss um einen Wert von $\Delta f = 2000$ Hz korrigiert werden.

Tabelle 6.10 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen, Quader 3 mm

Nr.	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	125	11
1	125	150	320	14
2	320	470	690	7
3	690	1100	1550	10
4	1550	2000	4000	9

Der nachgebildete Verlauf des Schalldämmmaßes der 3 mm dicken, quaderförmigen Stahlkapselung beim Kompressor als Geräuschquelle ist in Abbildung 6-24 abgebildet. Die dazugehörigen Parameterwerte sind in Tabelle 6.11 aufgelistet. Der Schalldämmmaßverlauf wurde um denselben Wert von $\Delta R=7,5$ dB wie beim weißen Rauschen versetzt. Es entsteht dadurch auch eine sehr gute Übereinstimmung wenn die Schalldämmmaßeinbrüche gut angenähert werden. Auch die Frequenzbreite eines Schalldämmmaßeinbruches folgt wieder in etwa $f_m \cong f_u \sqrt{2} \cong \frac{f_o}{\sqrt{2}}$. Der Versatz der Koinzidenzfrequenz beträgt diesmal $\Delta f = 900$ Hz.

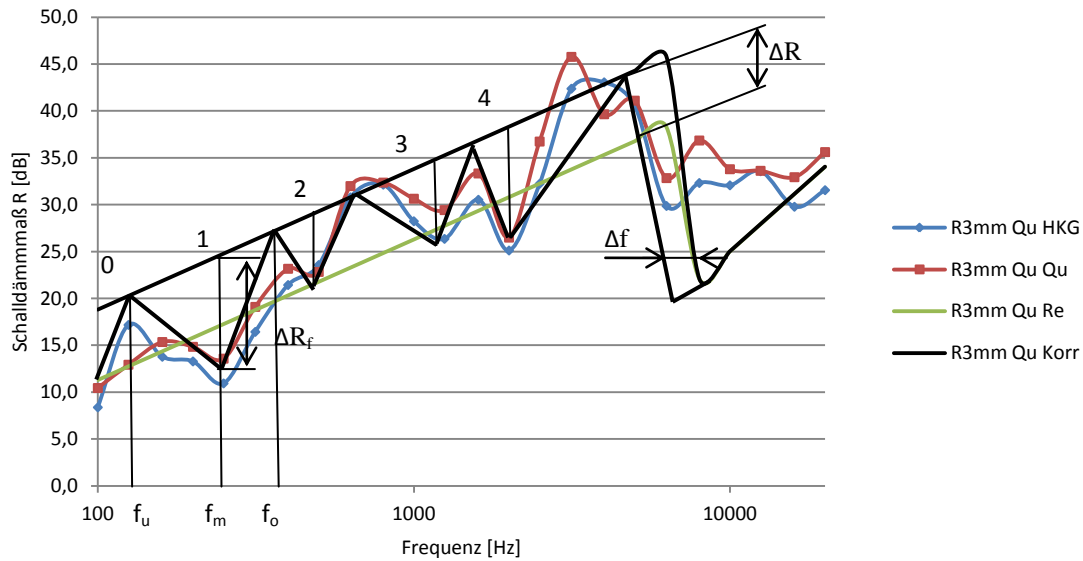


Abbildung 6-24 angepasster Schalldämmmaß Kompressor, Quader 3 mm

Die Amplitudenabnahme ΔR_f variiert um einige Dezibel, ist aber sehr stark vom Spektrum der Schallquelle abhängig.

Tabelle 6.11 Schalldämmmaßverlauf Kompressor, Quader 3 mm

Nr.	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	125	8
1	125	190	360	12
2	360	450	630	8
3	630	1100	1500	10
4	1500	1600	4800	12

6.5 Einschalige Kunststoffkapselung

Da die Ergebnisse aus Kapitel 6.4 nur einen geringen Unterschied in Abhängigkeit der quader- oder halbkugelförmigen Messfläche zeigen, wurden die Messung nur mehr mit der halbkugelförmigen Messfläche durchgeführt.

6.5.1 Würfel mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-25 und Abbildung 6-26 ist das Schalldämmmaß der würfelförmigen Kapselung aus Polyamid mit 3 mm Wandstärke bei weißem Rauschen und mit dem Kompressor als Quelle dargestellt. Die Dämmungseinbrüche bei den Eigenfrequenzen sind ebenso wie bei den Stahlkapseln erkennbar. Bei den Bereichen im Diagramm handelt es sich

um dieselben. Im unteren Bereich dominiert die Biegesteifigkeit das Schalldämmmaß, ehe das Massengesetz gültig wird und die Resonanzfrequenzen zum Einbruch des Verlaufes führen. Danach wird wieder eine stetige Dämmung erzielt. Jedoch spielt die Koinzidenzfrequenz bei dieser Wandstärke keine Rolle, da diese bei Kunststoffen durch die werkstoffspezifischen Eigenschaften, wie Elastizitätsmodul, Dichte und Poisson'sche Zahl, deutlich höher ist als bei den Stahlkapselungen. Die Eigenfrequenzen sind in den Abbildungen mit dem Kürzel EF gekennzeichnet.

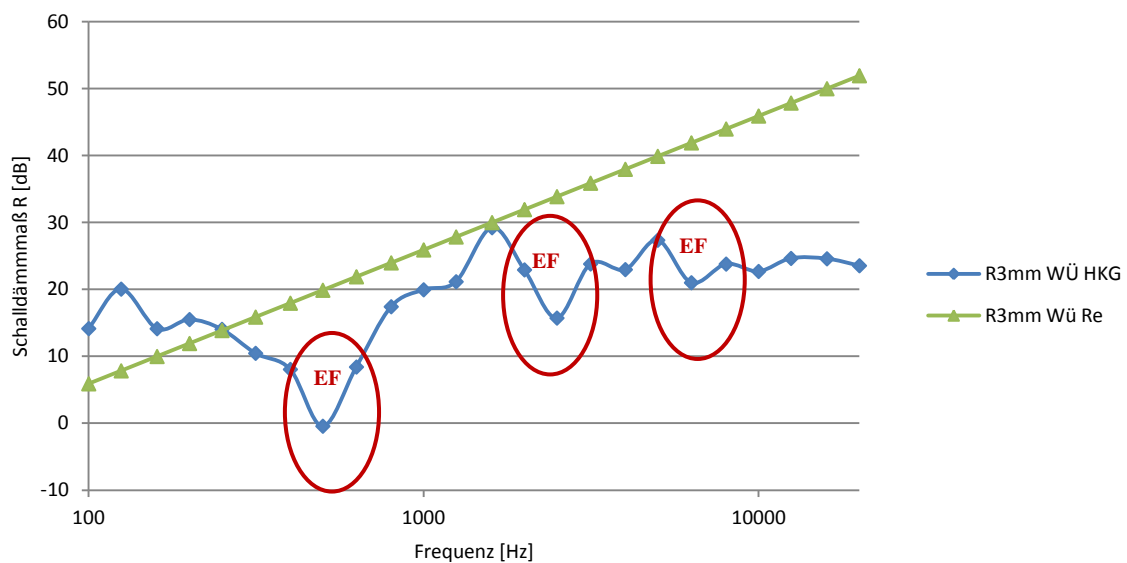


Abbildung 6-25 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Polyamidwürfel 3 mm

Aus den vorigen Kapiteln kann nun darauf geschlossen werden, dass die 3 mm starke Kunststoffkapselung nun die besten schalldämmenden Eigenschaften aufweist. Auch die Schallquellenart hat wieder einen Einfluss. Dieser ist jedoch erheblich geringer. So zeigt der Schalldämmmaßverlauf beim weißen Rauschen nur mehr einen geringen Unterschied, als bei der Messung mit dem Kompressor, da Kunststoffe eine geringere Festigkeit aufweisen als vergleichsweise Stahl. Somit ergibt sich eine ganz andere Anregungscharakteristik, die nicht mehr so stark von der Schallquelle abhängt.

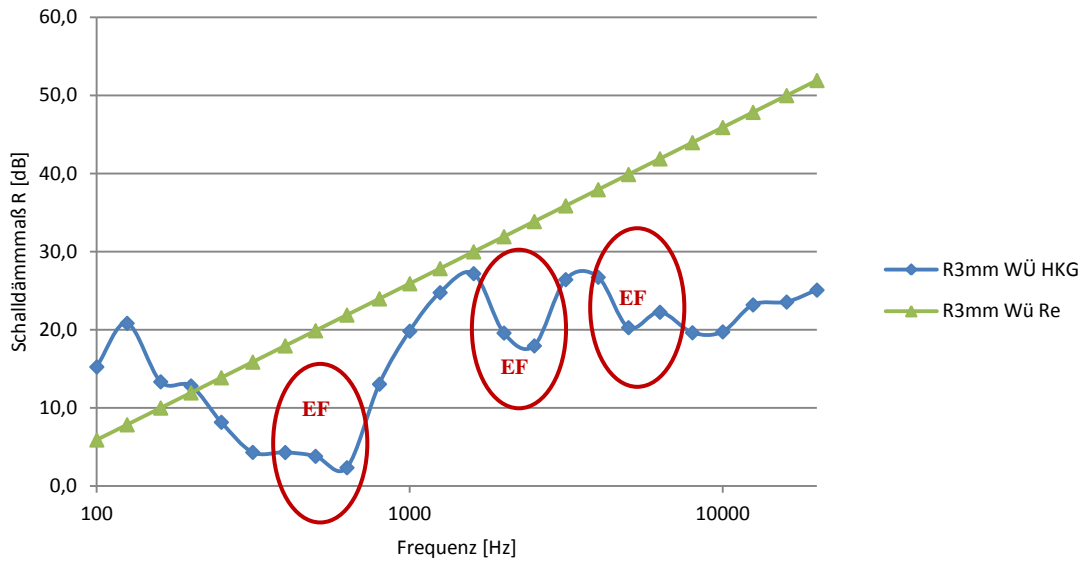


Abbildung 6-26 Schalldämmmaß Kompressor, Polyamidwürfel 3 mm

Bei den Verläufen bemerkt man jedoch eine deutliche Abweichung des Schalldämmmaßes, wie in Abbildung 6-27 ersichtlich. Diese Abweichung des berechneten Schalldämmmaßes scheint im Mittel eine Art Steigungsabweichung im logarithmischen Maßstab zu sein.

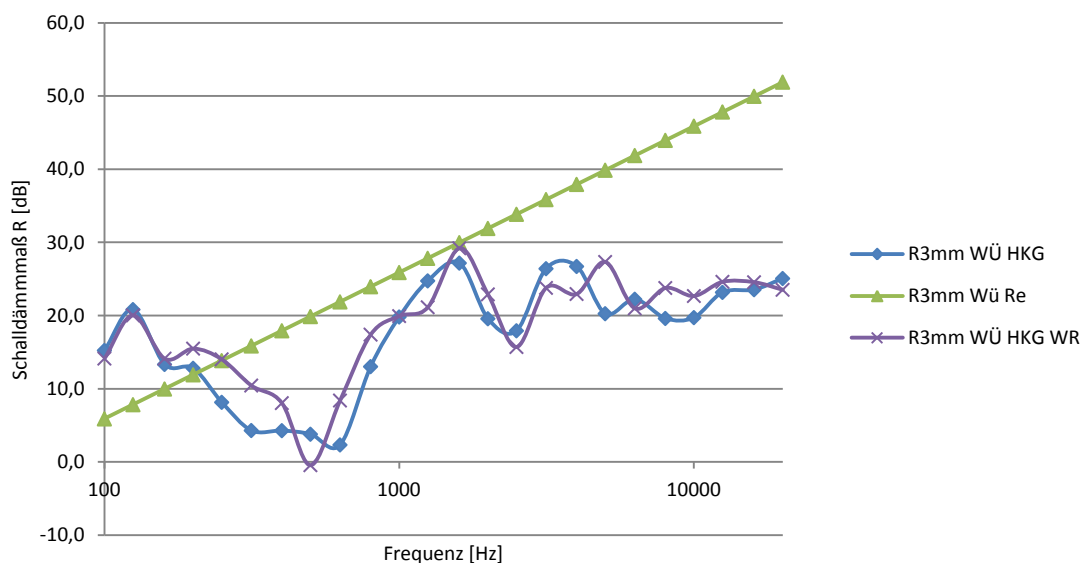


Abbildung 6-27 Schalldämmmaß Polyamidwürfel 3 mm

Der deutliche Unterschied im Schalldämmmaß zwischen berechnetem (grün) und gemessenem (blau) Schalldämmmaß findet sich ebenfalls in Abbildung 6-28, also dem Schalleistungspegelverlauf wieder. Hier sieht man den mit größer werdender Frequenz steigenden Pegelunterschied. Die Maxima und Minima bleiben jedoch bei den gleichen Frequenzen. Im Anhang, Kapitel 11.1.2, sind die Kapselungen mit 2 mm Wandstärke

angeführt. Diese weisen idente Eigenschaften auf wie die 2 mm Kunststoffkapselungen, also auch einen Steigungsunterschied im Schalldämmmaß.

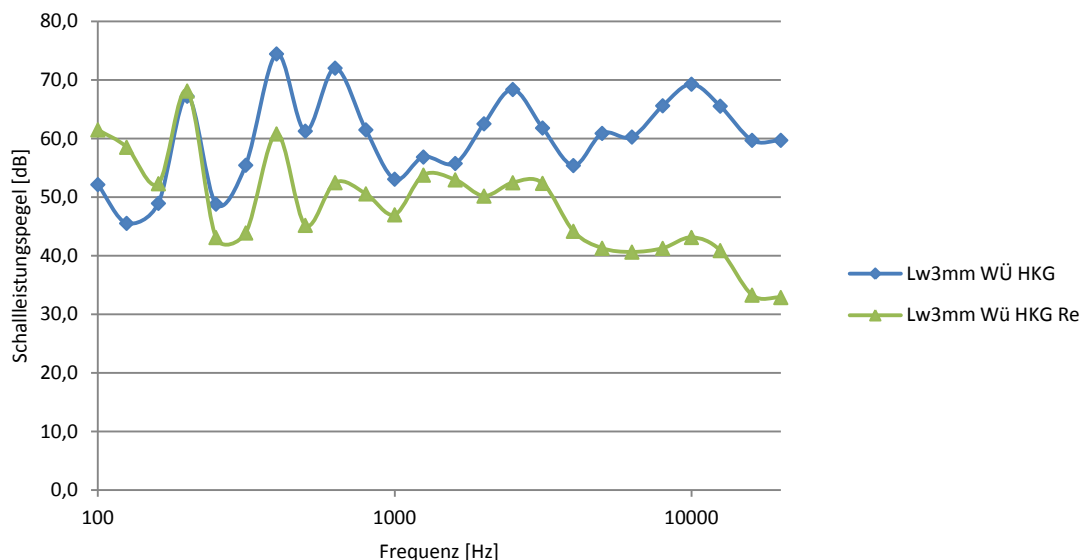


Abbildung 6-28 Schalleistungspegel Kompressor, Polyamidwürfel 3 mm

6.5.2 Quader mit 3 mm Wandstärke

Bei der quaderförmigen Kapselung mit 3 mm Wandstärke zeigen Abbildung 6-29 und Abbildung 6-30 kaum unterschiedliche Verläufe. Beim Quader verhält sich der Schalldämmmaßverlauf gleich wie der des Würfels mit 3 mm Wandstärke.

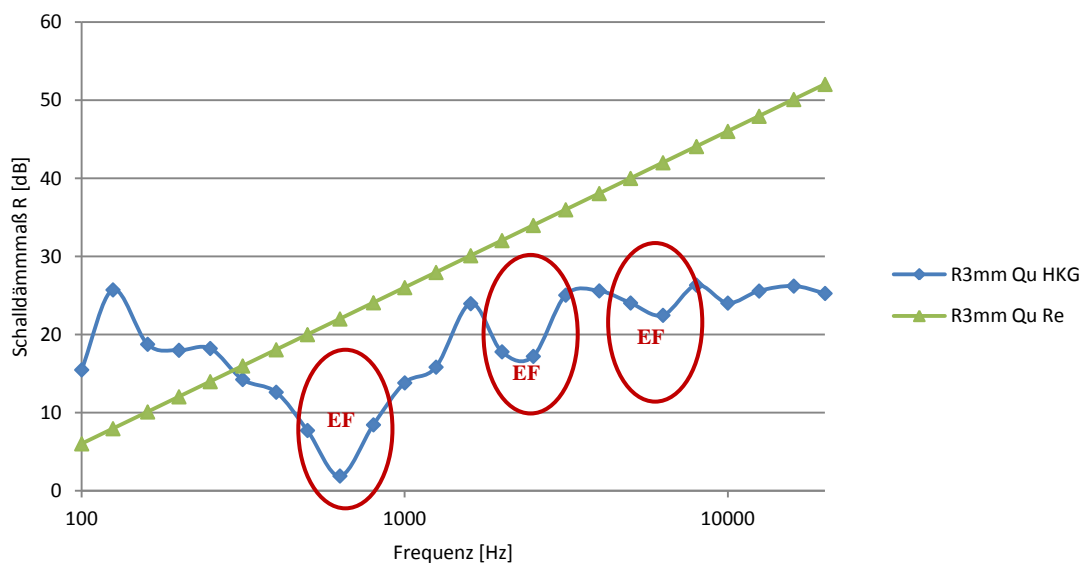


Abbildung 6-29 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Polyamidquader 3 mm

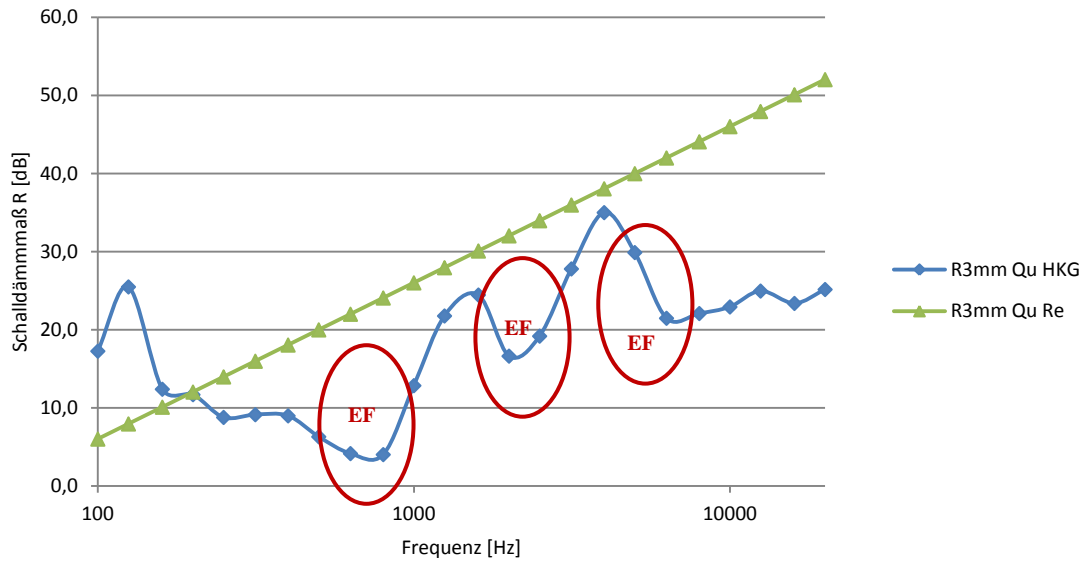


Abbildung 6-30 Schalldämmmaß Kompressor, Polyamidquader 3 mm

Der Vergleich der Schalldämmmaße der beiden unterschiedlichen Schallquellen ist in Abbildung 6-31 dargestellt. Die Verläufe besitzen eine große Ähnlichkeit, da die Schalldämmungseinbrüche bei denselben Frequenzen liegen und auch ihre Amplituden recht gut übereinstimmen.

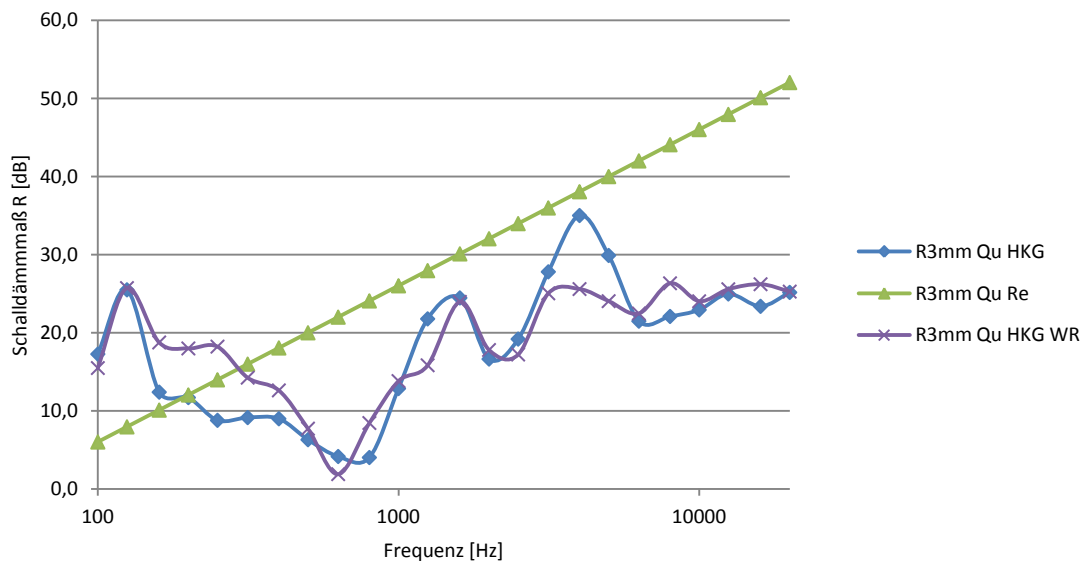


Abbildung 6-31 Schalldämmmaß Polyamidquader 3 mm

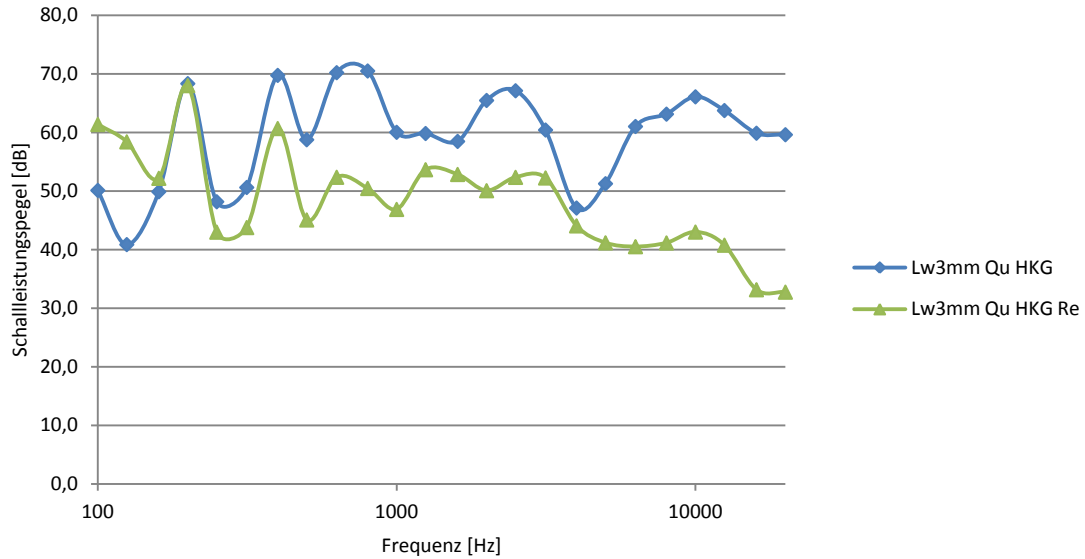


Abbildung 6-32 Schallleistungspegel Kompressor, Polyamidquader 3 mm

6.5.3 Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke

Im Vergleich der unterschiedlichen Geometrien lässt sich aus Abbildung 6-33 und Abbildung 6-34 schlussfolgern, dass der geometriebedingte Schalldämmungsunterschied sehr gering ist. Die Eigenfrequenzen scheinen auch ähnlich, nur ein bisschen verschoben zu sein, da der Quader eine steifere Form besitzt.

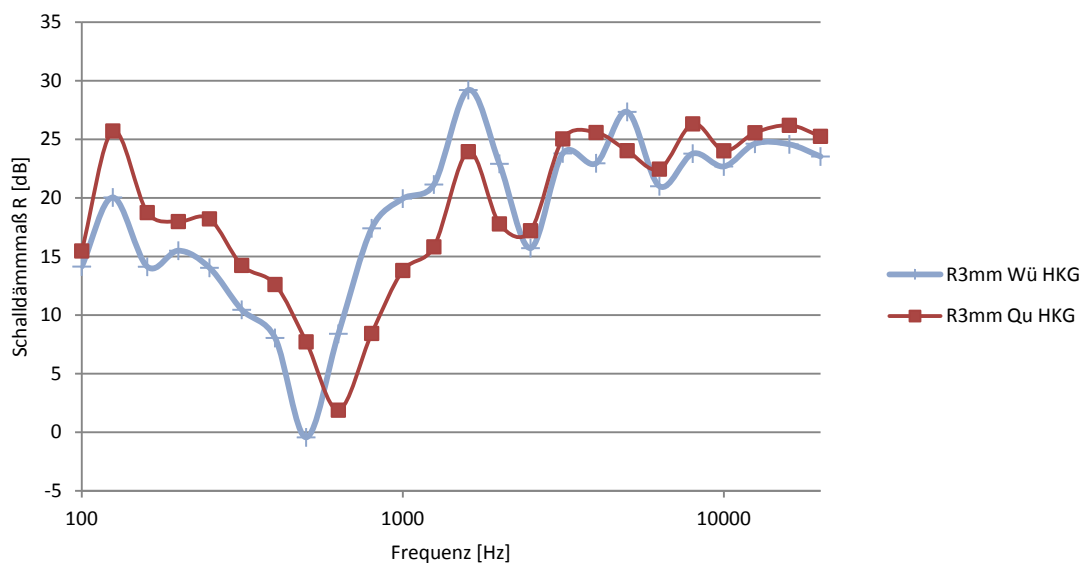


Abbildung 6-33 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 3 mm

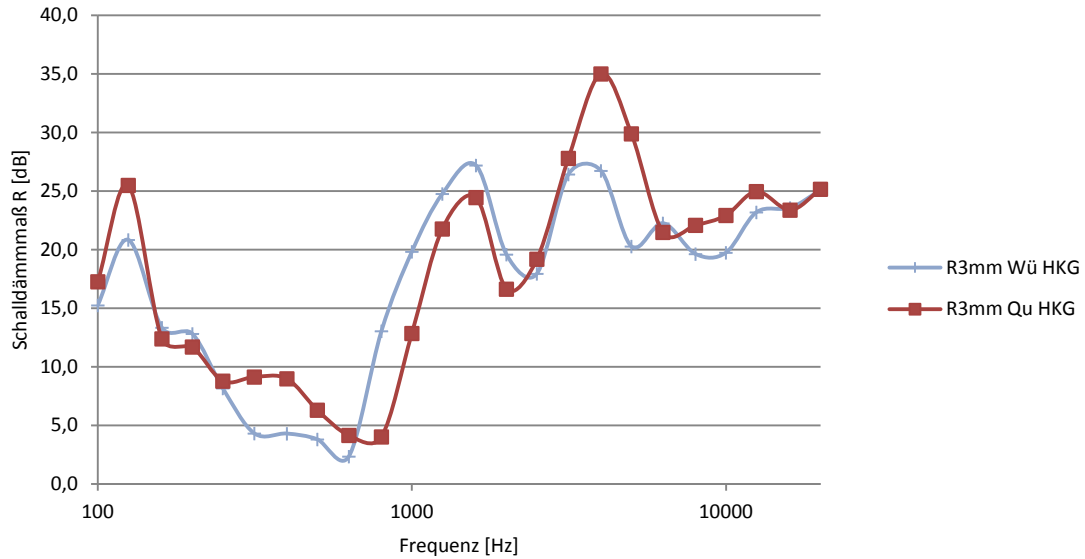


Abbildung 6-34 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 3 mm

6.5.4 Summenschalleistungspegel

In Abbildung 6-35 und in Abbildung 6-36 sind die Summenschallpegelverläufe für das weiße Rauschen und für den Kompressor als Schallquelle dargestellt. Der Unterschied zwischen Berechnung und Messung ist deutlich als Pegeldifferenz bemerkbar.

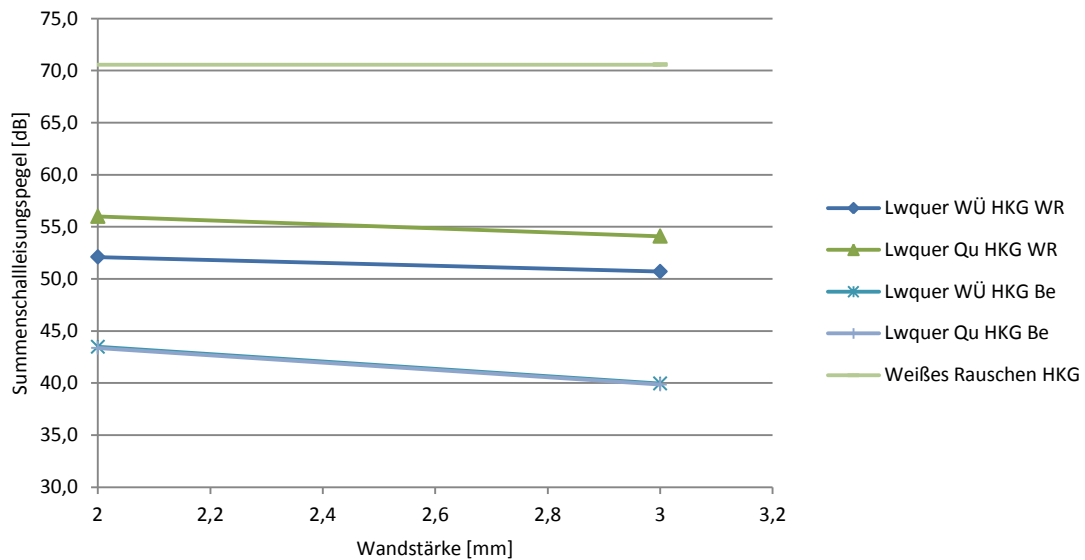


Abbildung 6-35 Summenschalleistungspegel weißes Rauschen Polyamidkapsel

Je dicker die Wandstärke ist desto größer die Pegelminderung. Die 2 mm und 3 mm Kapselungen unterscheiden sich bei der Messung um immerhin 3,8 dB.

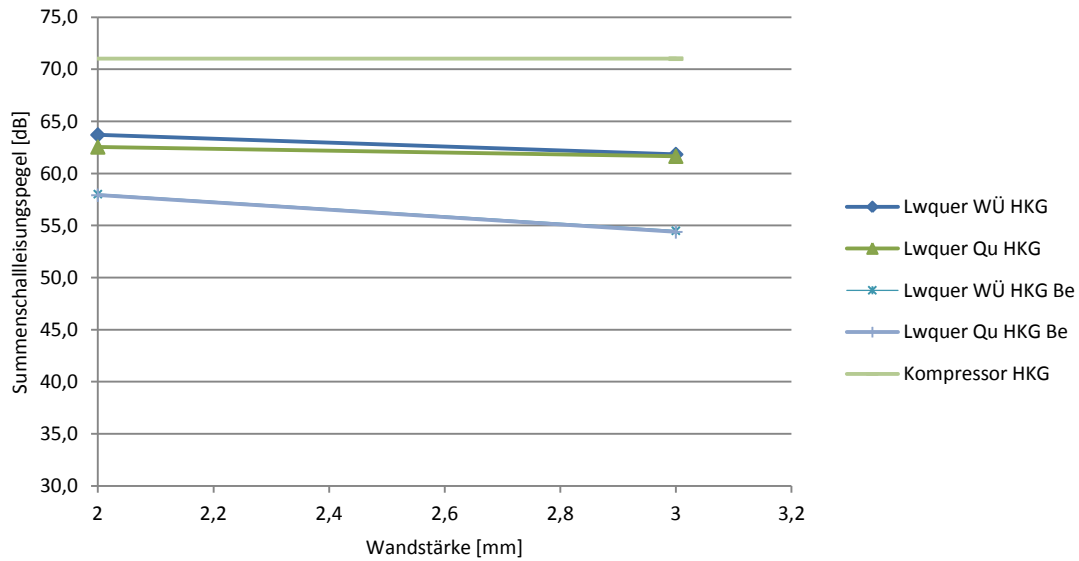


Abbildung 6-36 Summenschalleisungspegel Kompressor Polyamidkapsel

6.5.5 Korrektur der Rechenwerte

Um an Korrekturwerte zu gelangen, wurde die Differenz zwischen den gemessenen und den berechneten Schalldämmmaßen der verschiedenen Wandstärken und Quellen gemittelt. Daraus ergab sich die Erkenntnis, dass die Berechnung mithilfe der nachfolgenden Formel (6.31) durchaus einen Korrekturwert verlangt. Betrachtet man die Diagramme, so ist ersichtlich, dass lediglich die Steigung der Verläufe nicht übereinstimmt. Eine Anpassung kann mittels des Faktors ξ erreicht werden.

$$R = 20 \xi \lg \frac{\omega m''}{2\rho c} - 3 \text{ für } f < f_K \quad (6.31)$$

Die Formeln (6.32) bis (6.34) beschreiben die Umrechnung mittels eines geometriebedingten Transmissionsgrades.

$$\tau = 10^{-\frac{10}{R}} \quad (6.32)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{\tau \cdot S_{Oberfl}}{S_{Oberfl} + S_{Boden}} \quad (6.33)$$

$$R_N = 10 \lg \left(\frac{1}{\bar{\tau}} \right) \quad (6.34)$$

Wird der Korrekturwert mit $\xi = 0,5$ gewählt, so wird im Mittel eine sehr gute Anpassung der Schalldämmmaßverläufe und Schalleistungspegelverläufe laut Abbildung 6-37 bis Abbildung 6-39 erreicht. Die korrigierten Verläufe (grün) der anderen Kunststoffkapselungen finden sich im Anhang, Kapitel 11.1.2 wieder. In Tabelle 6.12 ist die Abweichung des korrigierten, berechneten Schalldämmmaßverlaufes bei der erwähnten Winkelkorrektur angegeben.

Tabelle 6.12 Abweichungen Winkelkorrektur

Schallquelle	weißes Rauschen	Kompressor
mittlere Abweichung [dB]	2,4	1,8
max. Abweichung [dB]	20	22
min. Abweichung [dB]	-12	-10

Um die Verläufe jedoch besser nachzubilden, ist es auch notwendig, den winkelkorrigierten Verlauf (grün) noch parallel um $\Delta R_{WÜ}=13$ dB und $\Delta R_{Qu}=8$ dB (schwarz), laut Abbildung 6-37, beim weißen Rauschen als Schallquelle, zu versetzen und die Schalldämmmaßeinbrüche einzuzeichnen. Die Frequenzbreiten und Schalldämmmaßeinbrüche sind in Tabelle 6.13 aufgelistet. Durch die Anwendung dieser Bedingungen scheint es möglich zu sein, den Verlauf sehr gut zu approximieren.

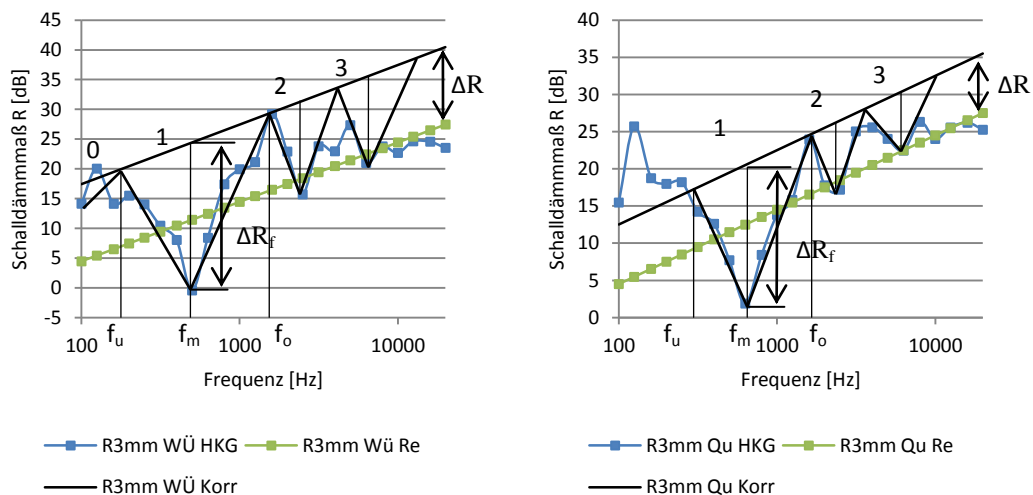


Abbildung 6-37 korrigierte Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen Polyamidkapsel 3mm

Tabelle 6.13 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen

Nr.	Würfel 3 mm				Quader 3 mm			
	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	180	4	-	-	-	-
1	180	500	1250	24	280	630	1600	19
2	1250	2500	4000	15	1600	2300	3300	9
3	4000	6300	12600	14	3300	6300	11000	9

Der nachgebildete Verlauf des Schalldämmmaßes der 3 mm dicken, quader- und würfelförmigen Kunststoffkapselung beim Kompressor als Schallquelle ist in Abbildung 6-38 dargestellt. Die dazugehörigen Parameterwerte sind in Tabelle 6.14 aufgelistet. Der Schalldämmmaßverlauf wurde um denselben Werten von $\Delta R_{WÜ}=13$ dB und $\Delta R_{Qu}=8$ dB wie beim weißen Rauschen versetzt. Eine sehr gute Übereinstimmung kann durch die Annäherung der Schalldämmmaßeinbrüche erzielt werden.

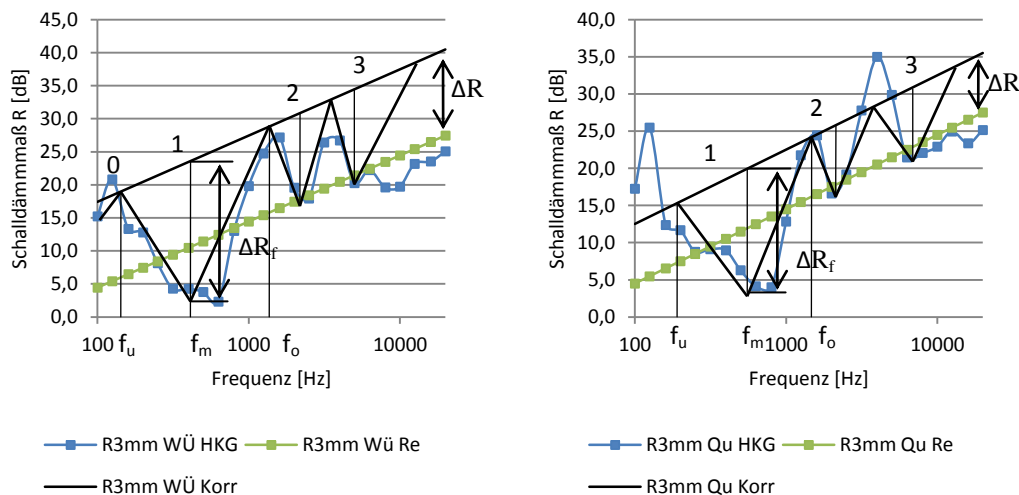


Abbildung 6-38 korrigierte Schalldämmmaßverläufe, Kompressor Polyamidkapsel 3 mm

Tabelle 6.14 Schalldämmmaßverlauf Kompressor

Nr.	Würfel 3 mm				Quader 3 mm			
	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
0	-	0	140	3	-	-	-	-
1	140	400	1350	20	200	580	1600	17
2	1350	2400	3400	13	1600	2300	4000	10
3	3400	5000	12100	13	4000	6300	11000	10

In Abbildung 6-39 sind nun die Schallleistungspegel der gemessenen und der um die Winkelkorrektur korrigierten berechneten Werte dargestellt. Eine deutlich bessere Übereinstimmung kann durch einen einzigen Korrekturwert erzielt werden. Wird der

berechnete Schalldämmmaß wie oben gezeigt approximiert, so würden die Schalleistungspegelverläufe auch fast ident mit der Messung sein.

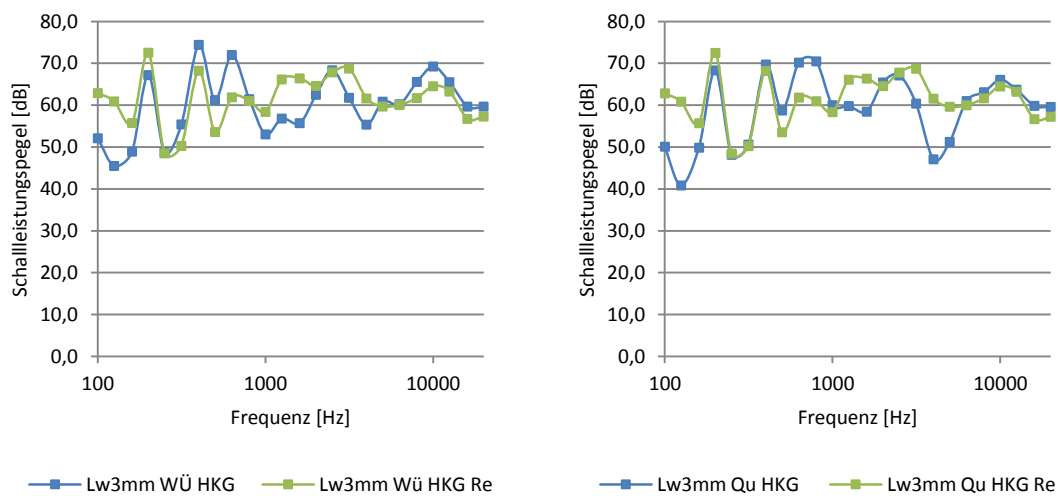


Abbildung 6-39 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor Polyamidkapsel 3 mm

6.6 Doppelwandige Stahlkapselung

6.6.1 Würfel mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-40 ist das Schalldämmmaß der doppelwandigen würfelförmigen Innenschale mit 3 mm Wandstärke, Vorsatzschale mit 1 mm Wandstärke und einer eingeschlossenen 4 mm dicken Luftschicht bei weißem Rauschen als Quelle dargestellt. Auch hier sind wie bei den einschaligen Kapselungen Dämmungseinbrüche bei den Eigenfrequenzen erkennbar. Es ist klar ersichtlich, dass der berechnete Schalldämmungsverlauf mit der Näherungsformel für Doppelwände nur etwa bis zum Einbruch des Verlaufes bei der Koppelfrequenz beider Schalen gültig ist. Danach ist ein zu großer Schalldämmmaßanstieg erkennbar, der nicht mehr mit der Messung übereinstimmt. Bei den Verläufen aus Punkt- und Linienübertragung ist eine deutlich bessere Übereinstimmung bemerkbar. Hierbei ist jedoch anzumerken, dass im unteren Frequenzbereich, also jenem Bereich in welchem eine Verbesserung des Schalldämmmaßes durch die Punkt- beziehungsweise Linienübertragung auftreten sollte, die Verläufe nicht zusammenpassen. Ab der jeweiligen Abstimmfrequenz tritt jedoch das Massegesetz für einwandige Kapselungen in Kraft. Wird nun eine Ausgleichsgerade zwischen die verschiedenen Messpunkte gelegt, so lässt sich ein parallel zum berechneten Schalldämmmaß versetzter Verlauf laut Abbildung 6-40 erkennen.

Es ist jedoch auch wieder auf die Koinzidenzfrequenz zu achten, die je nach Wandstärke der Kapselung einen Einfluss auf das Schalldämmmaß besitzt oder nicht. Grundsätzlich lässt sich aus allen gemessenen Verläufen, siehe Kapitel 11.1.1, ablesen, das bei geringen Wandstärken, also auch bei einer geringen Massebelegung die Koinzidenzfrequenz im hochfrequenten Bereich zu finden ist. Bei der Koinzidenzfrequenz entsteht eine konphase, entgegengesetzte Wirkung der Massenträgheit und der Steifigkeit, die zu einem Zusammenbruch des Schalldämmmaßes in Abhängigkeit des Verlustfaktors η führt. Dies wurde in der Berechnung durch Einführung des Schalldämmmaßes oberhalb der Grenzfrequenz berücksichtigt. Der Verlauf ab der Koinzidenzfrequenz stimmt sehr gut mit dem gemessenen Verlauf überein.

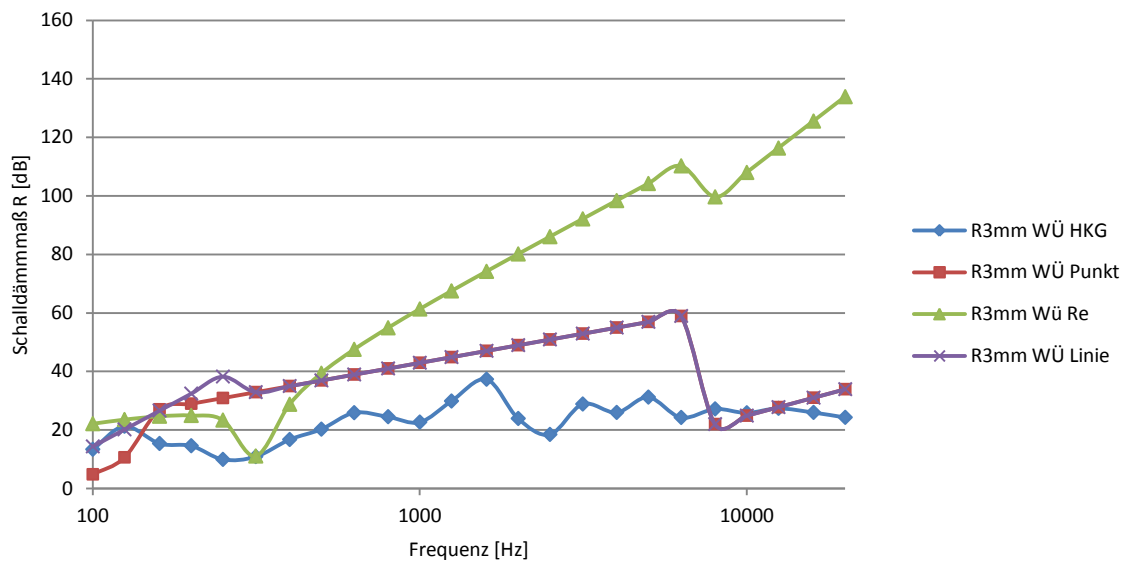


Abbildung 6-40 Schalldämmmaß weißes Rauschen, doppelwandiger Würfel 3 mm

Im niederfrequenten und hochfrequenten Bereich erfolgt nämlich ein sehr großer Abfall der schalldämmenden Wirkung. Dies kann sicherlich der Vorsatzschale zugeschrieben werden. Lediglich im mittelfrequenten Bereich ist eine kleine Verbesserung zu verzeichnen.

Wird nun anstatt des weißen Rauschens das tatsächliche Spektrum des Kompressors verwendet, so führt die Messung auf den in Abbildung 6-41 abgebildeten Schalldämmmaßverlauf mit ähnlichen Schalldämmmaßeinbrüchen wie beim weißen Rauschen.

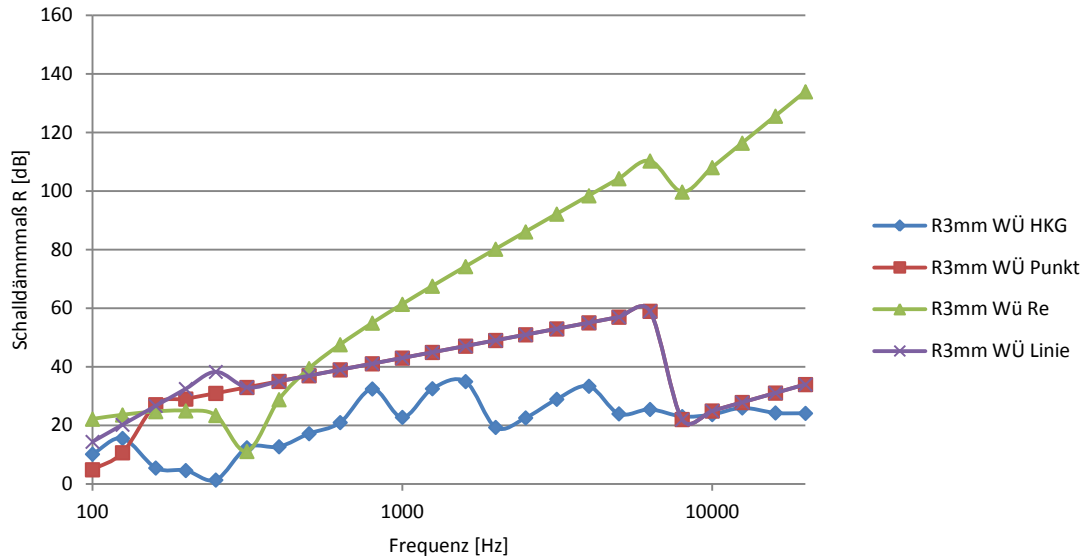


Abbildung 6-41 Schalldämmmaß Kompressor, doppelwandiger Würfel 3 mm

Vergleicht man diese Verläufe wieder mit denen der einschaligen Stahlkapselung, so ist die Abhängigkeit des Schalldämmmaßverlaufes, genauso wie bei den Kunststoffkapselungen, nicht mehr so stark von der Art der Schallquelle abhängig. Der Vergleich beider Schallquellen ist in Abbildung 6-42 dargestellt.

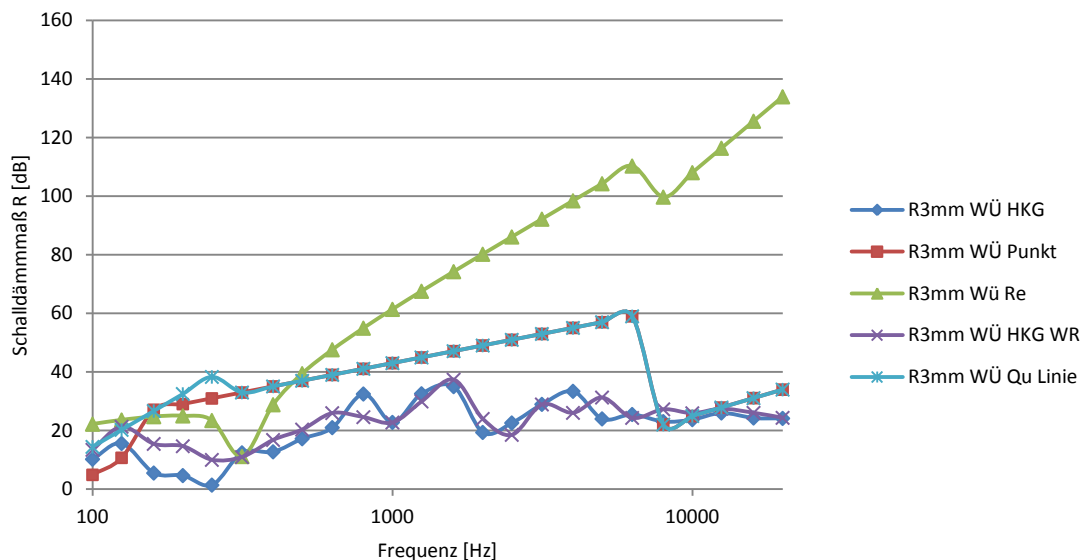


Abbildung 6-42 Schalldämmmaß doppelwandiger Würfel 3 mm

Der Vergleich des berechneten, also Kompressorspektrum minus Schalldämmmaß und Korrekturterm, und des gemessenen Schalleistungspiegelverlaufs des Kompressors zeigt nun den invertierten Verlauf des Schalldämmmaßes. Die gemessenen und berechneten

Schalleistungsverläufe sind in Abbildung 6-43 dargestellt und liefern dieselben Resultate wie die Schalldämmmaßverläufe.

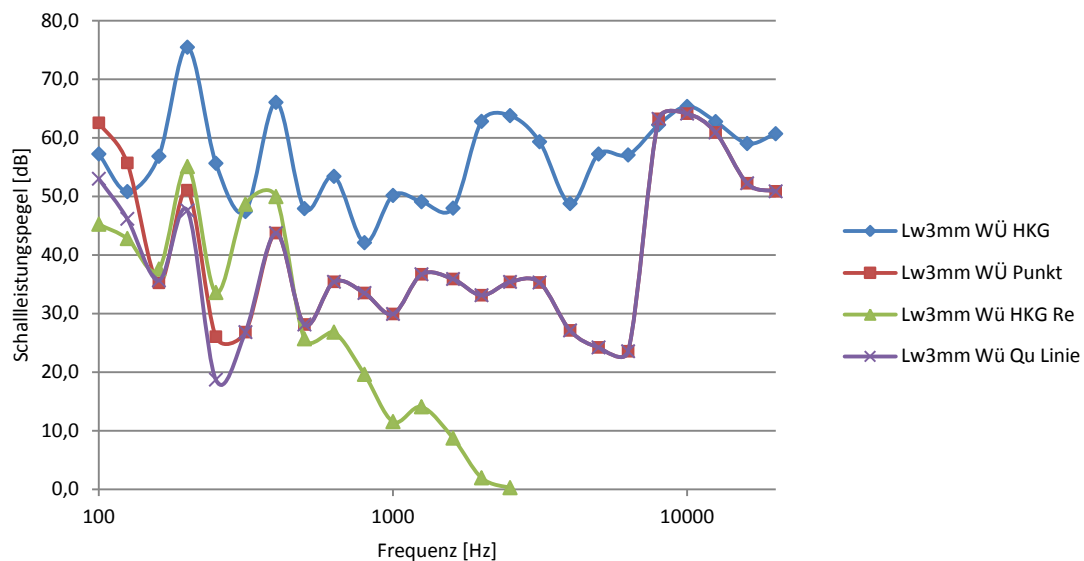


Abbildung 6-43 Schalleistungspegel Kompressor, doppelwandiger Würfel 3 mm

6.6.2 Quader mit 3 mm Wandstärke

In Abbildung 6-44 ist das Schalldämmmaß der quaderförmigen Kapselung mit 3 mm Wandstärke, Vorsatzschale mit 1 mm Wandstärke und einer eingeschlossenen 4 mm dicken Luftschicht bei weißem Rauschen als Quelle dargestellt. Der Schalldämmmaßverlauf besitzt dieselben Eigenschaften wie der Verlauf der würfelförmigen Kapselung, also einen parallel zur Abszisse verschobenen Verlauf des Massengesetzes zwischen Rechnung und Messung. Die Näherungsformel für Doppelwände zeigt auch wieder eine sehr gute Übereinstimmung bis zu der Koppelfrequenz. Nur Punkt- und Linienübertragung stimmen in ihrem Geltungsbereich nicht. Dieses Resultat war vorherzusehen, da die Konstruktion keine Schallbrücken beinhaltet.

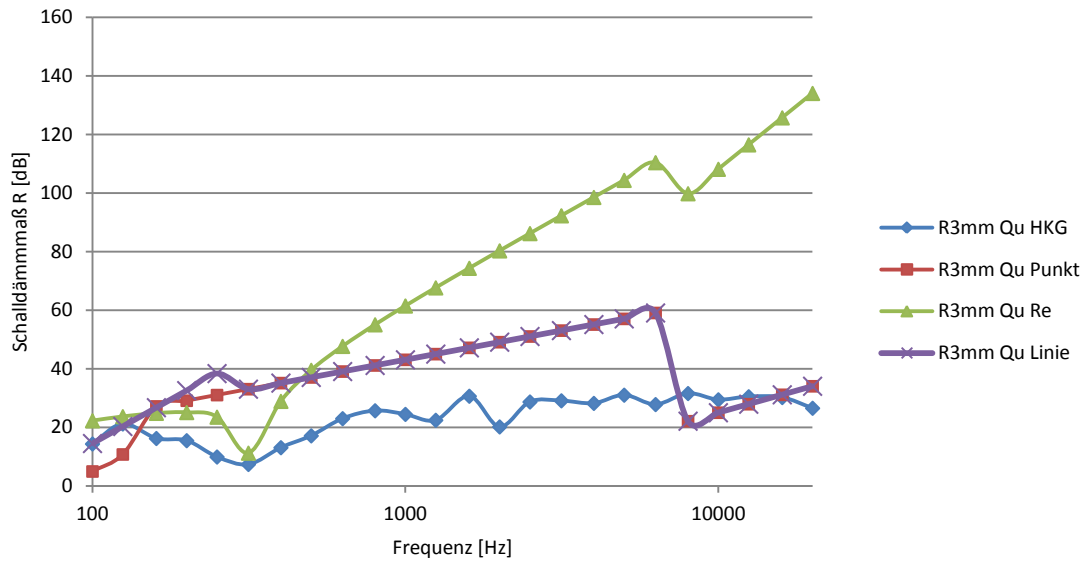


Abbildung 6-44 Schalldämmmaß weißes Rauschen, doppelwandiger Quader 3 mm

Die quaderförmige Kapselung besitzt ganz andere Eigenfrequenzen als die würfelförmige Kapselung, welche natürlich stark von den geometrischen Abmessungen und den Wandstärken abhängen. Abbildung 6-45 zeigt den Schalldämpfungsverlauf für das Kompressorspektrum.

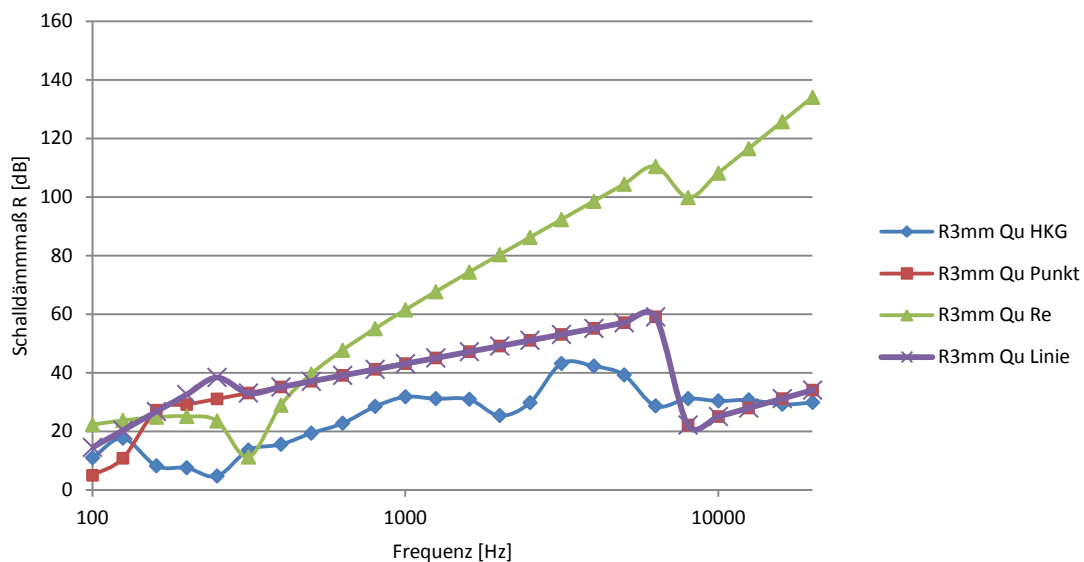


Abbildung 6-45 Schalldämmmaß Kompressor, doppelwandiger Quader 3 mm

Abbildung 6-46 bestätigt auch wieder die Annahme, dass doppelwandige Kapselungen eine schwächere Abhängigkeit von der Schallquelle besitzen.

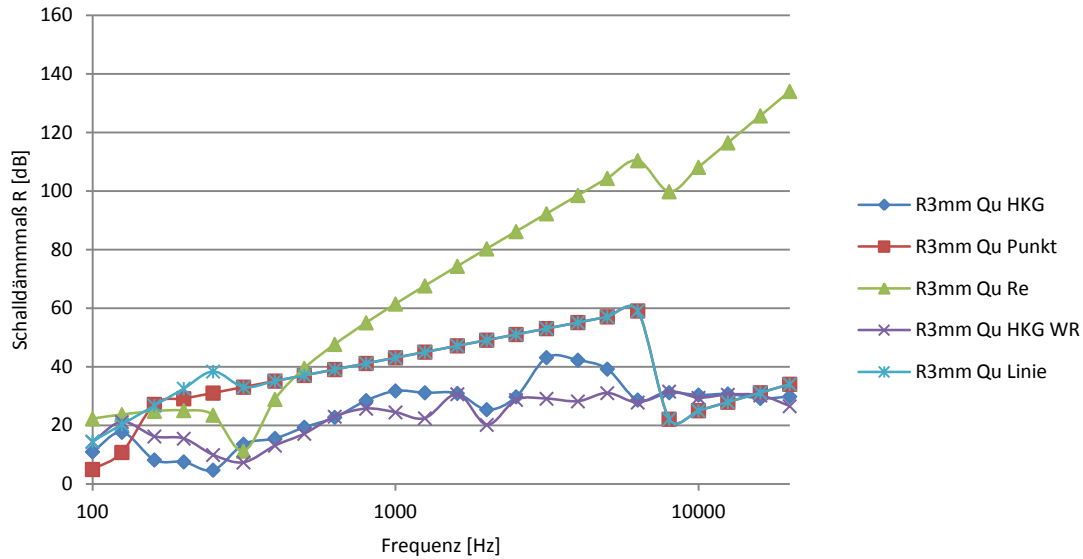


Abbildung 6-46 Schalldämmmaß doppelwandiger Quader 3 mm

In Abbildung 6-47 ist der Schalleistungspegelverlauf der Berechnung und der Messung dargestellt.

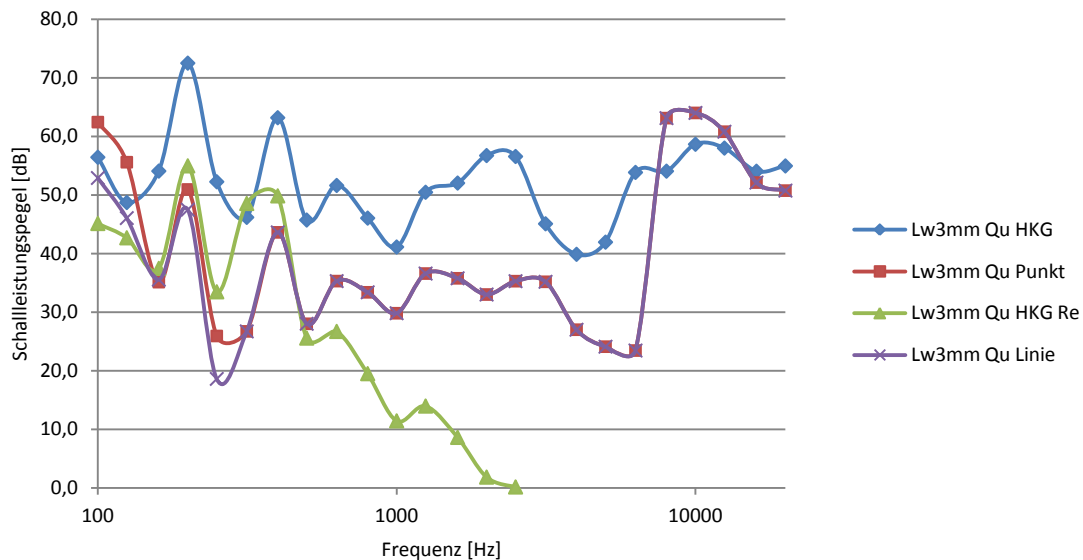


Abbildung 6-47 Schalleistungspegel Kompressor, doppelwandiger Quader 3 mm

6.6.3 Vergleich Würfel und Quader mit 3 mm Wandstärke

Die Verläufe in Abbildung 6-48 und Abbildung 6-49 zeigen nun die direkten Vergleiche zwischen der würfelförmigen und der quaderförmigen doppelwandigen Kapselung. Eine Ähnlichkeit im Verlauf ist bemerkbar. Da der Quader kleinere Abmessungen besitzt als die würfelförmige Kapsel und daher viel steifer ist, zeichnen sich teilweise große

Pegeldifferenzen im Großteil des betrachteten Frequenzraumes ab. Im Bereich der mittleren Frequenzen jedoch besitzt der Würfel eine größere Schalldämmung als der Quader.

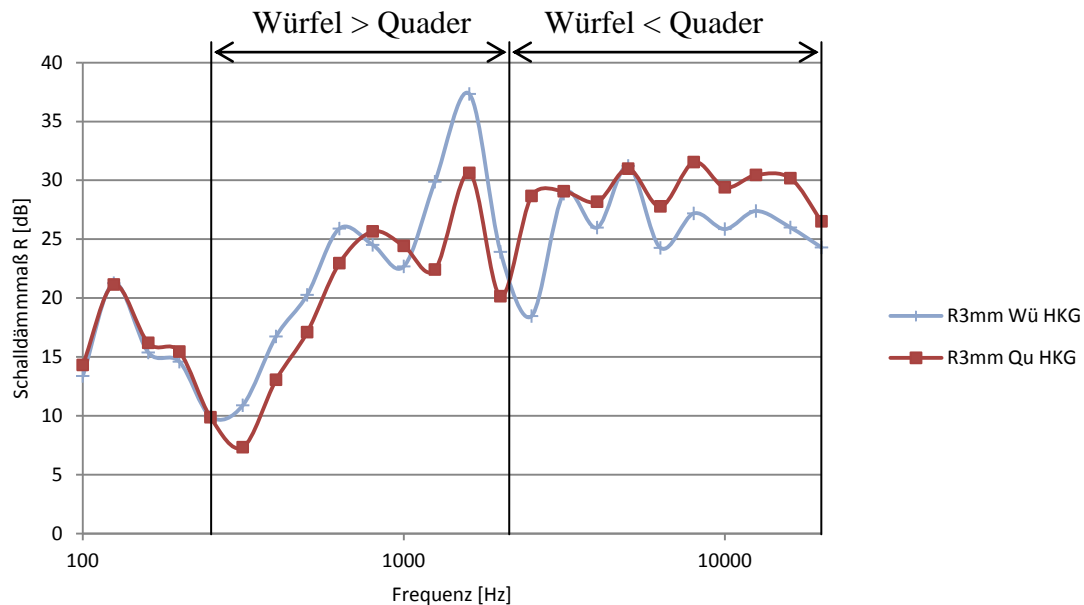


Abbildung 6-48 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 3 mm

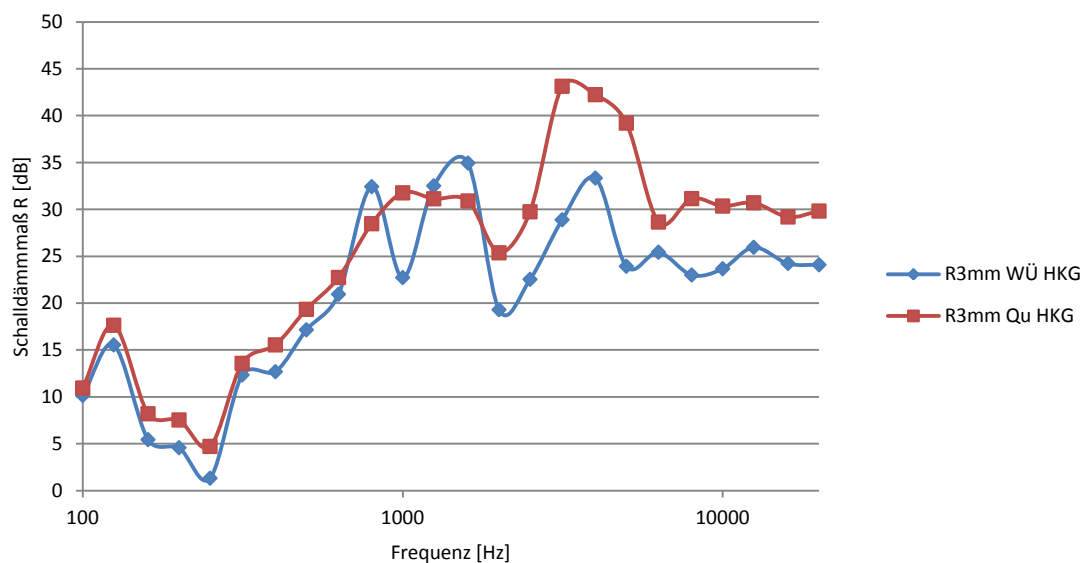


Abbildung 6-49 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 3 mm

6.6.4 Korrektur der Rechenwerte

Um an Korrekturwerte zu gelangen, wurde die Differenz zwischen den gemessenen und den berechneten Schalldämmmaßen der verschiedenen Wandstärken und Quellen gemittelt.

Da das Schalldämmmaß bei Punkt- und Linienübertragung in diesem Fall nicht zu den Messwerten passt, kann dieses auch nicht korrigiert werden. Für das Schalldämmmaß für

Doppelwände unterhalb der Grenzfrequenzen wurde kein Korrekturfaktor eingeführt. Hierbei ist zu sagen, dass der Verlauf unterhalb der Koppelfrequenz, einem sehr kleinen Frequenzbereich, sehr gut mit der Berechnung übereinstimmt. Darüber hinaus sind sehr starke Abweichungen festzustellen und eine Korrektur kann nicht mehr in Betracht gezogen werden. Bei der Punkt- und Linienübertragung wurde gezeigt, dass die Gesetze nur bis zur jeweiligen Abstimmfrequenz Gültigkeit besitzen, danach wurde wieder das Massengesetz für einschalige Wände herangezogen. Dieses erzielte eine gute Übereinstimmung, ausgenommen eines parallelen Versatzes zur Abszisse, der mittels des Faktors ξ korrigiert wurde. Der Verlauf ab der Koinzidenzfrequenz stimmt auch, wie in Abbildung 6-46 ersichtlich, ohne Korrekturwert sehr gut mit dem gemessenen Verlauf überein.

Durch Formel (6.35) und (6.36) lassen sich die Abstimmfrequenzen und die Koppelfrequenzen für doppelwandige Stahlkapselungen berechnen. Formel (6.37) zeigt das Schalldämmmaß für Doppelwände unterhalb der Koppelfrequenz, die sich nach Formel (6.36) berechnen lassen. Oberhalb verliert die Formel ihre Gültigkeit. Die Schalldämmmaßverläufe können nun durch die folgenden korrigierten Gleichungen im Mittel berechnet werden.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{s''}{m_1''}} \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{s''}{m_2''}} \quad (6.35)$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{s''} \sqrt{\frac{m_1'' + m_2''}{m_1'' \cdot m_2''}} = \sqrt{\rho c^2} \sqrt{\frac{m_1'' + m_2''}{m_1'' \cdot m_2'' \cdot d \cdot \kappa}} \quad (6.36)$$

$$R = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega m_1'' \cos(\vartheta)}{2\rho c} \right)^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2} \right)^2 \right] \quad \text{für } \omega < \omega_{1,2} \quad (6.37)$$

Wie gezeigt wurde, ist oberhalb der Koppelfrequenz das Massegesetz laut Formel (6.38) gültig. Dieses zeigt jedoch in seinem Verlauf einen parallelen Versatz zur Abszisse, welcher durch die Einführung des Korrekturwertes ξ korrigiert wurde.

$$R = 20 \lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| - 3 - \xi \quad \text{für } f_{1,2} < f < f_K \quad (6.38)$$

Formel (6.39) gibt das Schalldämmmaß oberhalb der Koinzidenzfrequenz an. Hierbei galt es, aufgrund der sehr guten Übereinstimmung mit der Messung, keinen Korrekturwert einzuführen.

$$R = 20 \lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| + 10 \lg \frac{f}{f_{GR}} + 10 \lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_K \quad (6.39)$$

Die Formeln (6.40) bis (6.42) beschreiben die Umrechnung mittels eines geometriebedingten Transmissionsgrades.

$$\tau = 10^{-\frac{10}{R}} \quad (6.40)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{\tau \cdot S_{Oberfl}}{S_{Oberfl} + S_{Boden}} \quad (6.41)$$

$$R_N = 10 \lg \left(\frac{1}{\bar{\tau}} \right) \quad (6.42)$$

Wird $\xi = 15,3$ gewählt, so wird eine sehr gute Anpassung der Schalldämmmaßverläufe und Schalleistungspegelverläufe im Mittel, laut Abbildung 6-50 bis Abbildung 6-52, erreicht. Die korrigierten Verläufe der anderen doppelwandigen Kapselungen finden sich im Anhang wieder. Es stellt sich also die Frage, ob es nicht sinnvoller wäre, den Verlauf exakt, inklusive der Schalldämmmaßeinbrüche bei den Eigenfrequenzen nachzubilden. In Abbildung 6-50 ist der korrigierte und der angenäherte Schalldämmmaßverlauf der würfel- und quaderförmigen doppelwandige Stahlkapselung mit 3 mm Wandstärke bei weißem Rauschen dargestellt.

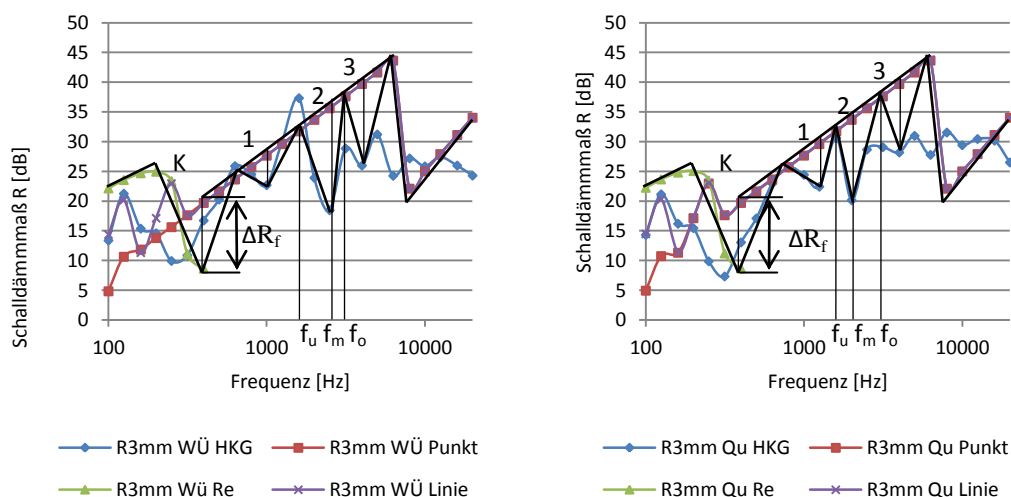


Abbildung 6-50 korrigiert Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen doppelwandige Kapselung 3mm

Der approximierte Verlauf (schwarz) setzt sich aus dem Gesetz der Doppelwand (grün) bis zur Koppelfrequenz und dem Massegesetz für Einfachwände ab der Koppelfrequenz inklusive

der Koinzidenzfrequenz (violett und rot) zusammen. Die Schalldämmmaßeinbrüche sind in Tabelle 6.15 mit ihrer Frequenzbreite dargestellt.

Tabelle 6.15 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen

Nr.	Würfel				Quader			
	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
K	-	400	630	-	-	400	480	-
1	630	1000	1600	6	480	1000	1250	8
2	1600	2400	3100	19	1250	2000	2500	15
3	3100	6300	5000	15	2500	3150	5000	10

In Abbildung 6-51 ist der approximierte Verlauf (schwarz), sowie das Gesetz der Doppelwand (grün) bis zur Koppelfrequenz und dem Massegesetz für Einfachwände ab der Koppelfrequenz inklusive der Koinzidenzfrequenz (violett und rot) für eine würfel- und quaderförmige, doppelwandige Stahlkapselung mit 3 mm Innenschale beim Kompressor als Schallquelle dargestellt. Die Schalldämmmaßeinbrüche sind in Tabelle 6.16 mit ihrer Frequenzbreite dargestellt.

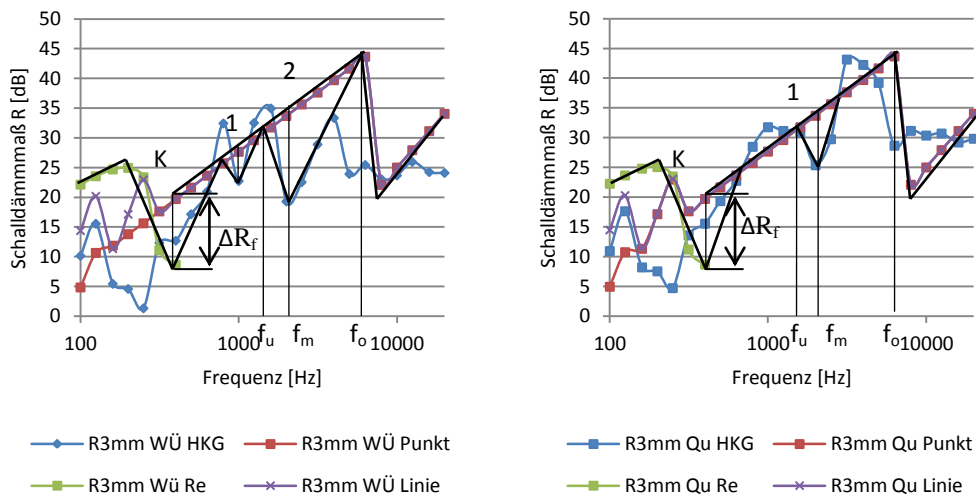


Abbildung 6-51 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor doppelwandige Kapselung 3mm

Tabelle 6.16 Schalldämmmaßverlauf Kompressor

Nr.	Würfel				Quader			
	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]	f_u [Hz]	f_m [Hz]	f_o [Hz]	ΔR_f [dB]
K	-	315	630	-	-	315	480	-
1	630	1000	1400	6	1250	2000	2900	9
2	1400	1600	6300	15				

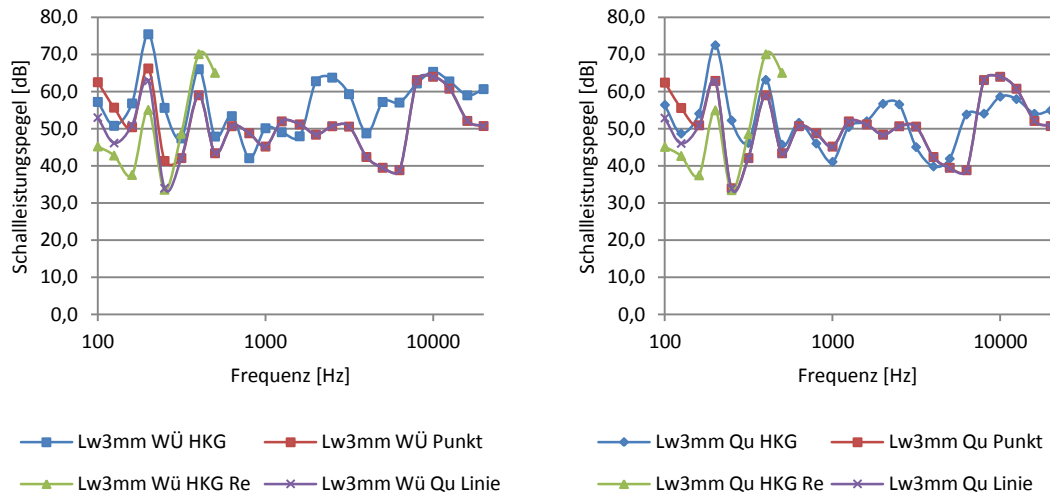


Abbildung 6-52 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor doppelwandige Kapselung 3mm

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass die Näherungsformeln aus der Literatur für das Schalldämmmaß eine recht gute Übereinstimmung im Mittel mit den tatsächlichen Messungen ergeben. Für sehr dünne einwandige Stahlkapselungen war keine Einführung eines Korrekturfaktors notwendig. Folgende Gleichungen nähern den Schalldämmmaßverlauf dünner, einwandiger Stahlkapselungen sehr gut an

$$R = 15 \lg \frac{f}{\text{Hz}} + 5 \lg \frac{s}{\text{mm}} + 10 \lg \frac{a}{\text{m}} - 12 \text{ dB} \quad \text{für } f < f_K \quad (7.1)$$

$$R = 20 \lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| + 10 \lg \frac{f}{f_{GR}} + 10 \lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_K \quad (7.2)$$

Betrachtet man jedoch die einwandigen Kunststoffkapselungen, so ergaben die Messungen und die Auswertung, dass bei diesen ein Steigungsfehler aufgrund der materialbedingten sehr hohe Schalldämpfung besteht. Diese können daher entweder nur mit einem Korrekturfaktor berechnet werden, oder man bezieht den frequenzabhängigen Schallabsorptionskoeffizienten in die Geräuschkinderung mit ein. Folgende Gleichung gibt eine sehr gute Näherungsformel für dünne, einwandige Kunststoffkapselungen an

$$R = 20 \xi \lg \frac{\omega m''}{2\rho c} - 3 \quad \text{für } f < f_K \quad (7.3)$$

ξ ist der entsprechende Korrekturfaktor und kann in Tabelle 7.1 nachgelesen werden.

Bei den doppelwandigen Stahlkapselungen konnte gezeigt werden, dass die Näherungsgleichungen für Punkt- und Linienübertragung beziehungsweise die Formel für Doppelwände ohne Schallbrücken nur in einem sehr geringen Frequenzbereich auftreten. Danach gilt wiederum das Massegesetz für einwandige Stahlwände beziehungsweise oberhalb der Koinzidenzfrequenz das Schalldämmmaß oberhalb der Grenzfrequenz, wobei das Massegesetz durch einen parallelen Versatz des gemessenen Verlaufes korrigiert werden musste. Bei doppelwandigen Kapselungen wird in der Literatur oft der Begriff der biegeweichen Vorsatzschale verwendet. Dabei wird jedoch auch von ganz anderen Werkstückdimensionen gesprochen als die hier verwendenden, doch recht dünnwandigen Bauteile. Biegeweich bedeutet in diesem Fall nämlich im Vergleich zur sehr dicken inneren

Kapselung mit einer sehr hohen spezifischen Masse, eine im Vergleich dazu sehr dünne Vorsatzschale mit daraus resultierender sehr geringen flächenbezogenen Masse und hohem Absorptionsgrad. Folgende Gleichungen können für die Berechnung von Doppelkapseln im Mittel verwendet werden

$$R = 10lg \left[1 + \left(\frac{\omega m_1'' \cos(\vartheta)}{2\rho c} \right)^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2} \right)^2 \right] \quad \text{für } \omega < \omega_{1,2} \quad (7.4)$$

$$R = 20lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| - 3 - \xi \quad \text{für } f_{1,2} < f < f_K \quad (7.5)$$

$$R = 20lg \left| \frac{\omega m''}{2\rho c} \right| + 10lg \frac{f}{f_{GR}} + 10lg \frac{2\eta}{\pi} \quad \text{für } f > f_K \quad (7.6)$$

Die Korrekturfaktoren für sämtliche Gleichungen sind in Tabelle 7.1 angegeben.

Tabelle 7.1 Korrekturwerte

	Stahlkapsel		Kunststoffkapsel		Stahldoppelwände	
	Quader	Würfel	Quader	Würfel	Quader	Würfel
ξ	0		0,5		15,3	
ΔR	7,5		8	13	0	

In der Literatur wird immer von unendlich großen Wänden ausgegangen. Durch Einbeziehen einer Transmissionskorrektur konnte eine geometriebedingte Abhängigkeit des Schalldämmmaßes eingeführt werden. Der Unterschied fällt aber sehr gering aus. Betrachtet man nun aber die gemessenen Schalldämmmaßverläufe, so erkennt man den geometrischen Einfluss nicht in einem parallelen Versatz, der vom Schalldämmmaß abhängigen Kapselung, sondern eher bei den Schalldämmmaßeinbrüchen, die bei den jeweiligen Eigenfrequenzen und der Koinzidenzfrequenz stattfinden. Diese Schalldämmmaßeinbrüche werden in den Näherungsformeln nicht berücksichtigt, spielen jedoch eine wesentliche Rolle, da gegebenenfalls sogar eine Verstärkung des Schalleistungspegels stattfindet. Die Eigenfrequenzen sind von der Dimension und der Geometrie der Kapselung abhängig. So besitzt der, im Vergleich zum Würfel, kleinere und steifere Quader eine viel bessere schalldämmende Wirkung. Dass heißt je kleiner die schallabstrahlende Oberfläche und je

steifer die Kapselungsgeometrie ist, desto höher ist die Schalldämmung die erzielt werden kann.

Wendet man die bisherigen Erkenntnisse nun auf den Schallleistungspegel an, so kann man mit den Näherungsformeln, eben aufgrund der Schalldämmmaßeinbrüche, nur mehr sehr schwer auf eine gute Übereinstimmung zum tatsächlich gemessenen Schallleistungspegel schließen. Die Schalldämmmaßeinbrüche wiegen sich zwar im Mittel auf, jedoch muss bei der Schallquelle auf das Spektrum ihrer Schallabstrahlung geachtet werden. Denn hierbei gilt natürlich wiederum die logarithmische Addition der einzelnen Terz-Pegel um auf den Summenschallleistungspegel zu schließen. Dies stellt den entscheidenden Faktor dar, da sich bei der logarithmischen Addition diese Schalldämmmaßeinbrüche nicht mehr im Mittleren aufheben.

Reicht eine Mittelung der Schalldämmmaßverläufe nicht aus, so muss der Verlauf inklusive der Schalldämmmaßeinbrüche bei den Eigenfrequenzen approximiert werden. Hierzu ist es teilweise notwendig, die im Mittel korrigierten Verläufe um den Wert ΔR laut Tabelle 7.1 zu verschieben. Auch eine Anpassung der Koinzidenzfrequenz kann möglich sein. Bei den einwandigen Stahlkapselungen konnte der gemessene Schalldämmmaßverlauf sehr gut nachgebildet und sogar eine Formel für die Frequenzbreite der Schalldämmmaßeinbrüche mit $f_m \cong f_u \sqrt{2} \cong \frac{f_0}{\sqrt{2}}$ gefunden werden. Bei den einschaligen Kunststoffkapselungen und den doppelwandigen Stahlkapselungen konnten die Verläufe sehr gut nachgebildet werden.

Betrachtet man nun die Kosten der Fertigung und des Materiales, wie im Anhang aufgelistet, so können nur eher vage Aussagen getroffen werden, da die gefertigten Kapselungen lediglich Prototypen darstellen und in einer etwaigen Serienfertigung anders konstruiert und günstiger gebaut werden könnten. Alle Kapselungen wurden selbst in der institutseigenen Werkstätte angefertigt. Die Form einer halbkugelförmigen und rotationsparabolischen Kapselung konnten leider nicht selber hergestellt werden. Auf Anfrage bei diversen Firmen wurden leider nur Absagen erteilt, da diese nur in der Serienfertigung günstig angeboten werden können und eine Einzelanfertigung weitaus zu teuer gewesen wäre.

Schlussendlich kann nun gefolgert werden, dass zwar die Näherungsformeln eine gute Abbildung der Realität darstellen, jedoch ein Schallleistungsspektrum beziehungsweise ein Summenschallleistungspegel nur schwer richtig berechnet werden kann. Für den Konstrukteur



gilt deshalb, bei der Anwendung einiges an Fingerspitzengefühl und Erfahrung vorzuweisen, um an brauchbare Ergebnisse zu gelangen. Auch Versuchsreihen können durch die Näherungsformeln nicht ersetzt werden.

8 Literaturverzeichnis

- Andreas Marn, Peter Pirker. 2011.** *Technische Akustik und lärmarm Konstruieren*. Graz : Vorlesungsskriptum, 2011.
- Diehl, George M. 1973.** *Machinery Acoustics*. Canada : John Wiley & Sons, Inc., 1973. ISBN 0-471-21360.
- EN ISO3744, Austrian-Standards-Institut, 2011.** *Akustik- Bestimmungen der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen- Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im Wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene*. Wien : Austrian Standards plus GmbH, 2011.
- Franz Gustav Kollmann, Thomas Franz Schösser, Roland Angert. 2006.** *Praktische Maschinenakustik*. Berlin Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg New York, 2006. ISBN-10 3-540-20094-0.
- Göttlich, Emil. 2011, 2012.** *Energie- und umwelttechnisches Mess- und Versuchswesen*. Graz : Vorlesungsskriptum Teil 3, 2011, 2012.
- Kloninger, Paul. 2009, 2012.** *Pro/MECHANICA® verstehen lernen*. Berlin Heidelberg : Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2009, 2012. ISBN 978-3-642-24840-5.
- Manfred Vogel, Thomas Ebel. 2009.** *Pro/Engineer und Pro/Mechanica*. München : Carl Hanser Verlag München, 2009. ISBN 978-3-446-41692-5.
- Michael Möser, Wolfgang Kropp. 1967, 1995, 2010.** *Körperschall Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin Heidelberg : Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 1967, 1995, 2010. ISBN 978-3-540-40336-4.
- Möser, Michael. 2012.** *Technische Akustik*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag , 2012. ISBN 978-3-642-30932-8.
- Reinhard Lerch, Gerhard M. Sessler, Dietrich Wolf. 2009.** *Technische Akustik Grundlagen und Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg : Springer Dordrecht Heidelberg London New York, 2009. ISBN 978-3-540-23430-2.
- Schirmer, Werner. 1996, 2006.** *Technischer Lärmschutz*. Berlin Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg New York, 1996, 2006. ISBN-10 3-540-25507-9.
- Stephan, Postl. 1995.** *Schwingungen elastischer Kontinua*. Stuttgart : Teubner, 1995.
- Weselak, Werner. 2012.** *DutyBook CC2012 ITTM*. Fürstenfeld : s.n., 2012.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 Schalleistungspegel Kältekompressor	2
Abbildung 1-2 Kältekompressor	3
Abbildung 3-1 Kurven gleicher Lautstärke, Quelle: (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 10)	13
Abbildung 3-2 Einfluss des Filtertyps a) Schmalbandanalyse b) Terzbandanalyse	18
Abbildung 3-3 Bewertungskurven, Quelle: (Franz Gustav Kollmann, 2006 S. 11)	18
Abbildung 3-4 Schalldurchgang, Quelle: (Schirmer, 1996, 2006 S. 160)	23
Abbildung 3-5 Schallfeldstruktur, Quelle: (Schirmer, 1996, 2006 S. 35)	24
Abbildung 3-6 Einmassenschwinger	25
Abbildung 3-7 Zweimassenschwinger	27
Abbildung 3-8 Plattenauslenkung, Quelle:(Reinhard Lerch, 2009 S. 122)	29
Abbildung 3-9 Infinitesimales Plattenelement unter Drucklast, Quelle:(Reinhard Lerch, 2009 S. 120)	30
Abbildung 3-10 Kräfte und Momente, Quelle: (Reinhard Lerch, 2009 S. 121)	31
Abbildung 3-11 Schallabstrahlung von Platten, Quelle: (Reinhard Lerch, 2009 S. 128)	35
Abbildung 3-12 Anregung Platte durch ebene Schallwelle	41
Abbildung 3-13 Schema Doppelwand, Quelle: (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 395)	43
Abbildung 3-14 Kältekompressor	47
Abbildung 4-1 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, Stahl	52
Abbildung 4-2 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, Aluminium	52
Abbildung 4-3 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, PA	53
Abbildung 4-4 Schalldämmmaß unterhalb Koinzidenzfrequenz, PE	53
Abbildung 4-5 Schalldämmmaß dünner Wände ohne Absorption	55
Abbildung 4-6 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Stahl	56
Abbildung 4-7 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Aluminium	57
Abbildung 4-8 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PA	58
Abbildung 4-9 Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PE	58
Abbildung 4-10 Vergleich Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für Aluminium und Stahl	59
Abbildung 4-11 Vergleich Schalldämmmaß im gesamten Frequenzbereich für PA & PE	59
Abbildung 4-12 Korrekturfaktor	60
Abbildung 4-13 Unterschied der verschiedenen Kapselformen bezüglich der Schalldämmung bezogen auf die Quaderform	61
Abbildung 4-14 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus Stahl	62
Abbildung 4-15 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus Aluminium	63
Abbildung 4-16 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus PA	63
Abbildung 4-17 Schalldämmmaß einer kugelförmigen Kapselung aus PE	64
Abbildung 4-18 Gesamtpegelreduktion Stahl	65
Abbildung 4-19 Gesamtpegelreduktion Aluminium	65
Abbildung 4-20 Gesamtpegelreduktion PA	66
Abbildung 4-21 Gesamtpegelreduktion PE	66
Abbildung 4-22 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus Stahl	68
Abbildung 4-23 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus Aluminium	69
Abbildung 4-24 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus PA	69
Abbildung 4-25 Summenpegel kugelförmige Kapselung aus PE	70
Abbildung 4-26 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=0,5\text{mm}$, Stahl	71
Abbildung 4-27 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=2\text{mm}$, Stahl	71
Abbildung 4-28 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, Stahl	72
Abbildung 4-29 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=0,5\text{mm}$, Aluminium	73
Abbildung 4-30 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=2\text{mm}$, Aluminium	74
Abbildung 4-31 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, Aluminium	74
Abbildung 4-32 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, PA	75
Abbildung 4-33 Schalleistungspegel der kugelförmigen, einwandigen Kapselung $s=5\text{mm}$, PE	76
Abbildung 4-34 Schalldämmung Würfel, isotherm	79
Abbildung 4-35 Schalldämmung Würfel, adiabat	79
Abbildung 4-36 Schalldämmung Kugel, isotherm	80
Abbildung 4-37 Schalldämmung Kugel, adiabat	80
Abbildung 4-38 Schalleistungspegel R1 Würfel	81
Abbildung 4-39 Schalleistungspegel R2 Würfel	82
Abbildung 4-40 Schalleistungspegel R1Al Würfel	83
Abbildung 4-41 Schalleistungspegel R2Al Würfel	83

Abbildung 4-42 Schalleistungspegel R1 Kugel	84
Abbildung 4-43 Schalleistungspegel R2 Kugel	84
Abbildung 4-44 Summenschalldämmung in Abhängigkeit von Luftspalt und Innenschalenwandstärke	86
Abbildung 4-45 Summenschalleistungspegel in Abhängigkeit von Luftspalt und Innenschalenwandstärke	87
Abbildung 4-46 Schalldämmung Punktübertragung kugelförmige Kapselung aus Stahl	89
Abbildung 4-47 Schalldämmung Punktübertragung kugelförmige Kapselung aus Aluminium	89
Abbildung 4-48 Schalldämmung Linienübertragung kugelförmige Kapselung aus Aluminium	90
Abbildung 4-49 Schalldämmung Linienübertragung kugelförmige Kapselung aus Stahl	91
Abbildung 4-50 Vergleich Punkt- und Linienübertragung einer kugelförmigen Kapselung aus Stahl	91
Abbildung 4-51 Schalleistungspegel Punktübertragung; Kapselung aus Stahl, 1mm Innenwand; Würfel, Quader und Kugel (von oben nach unten)	93
Abbildung 4-52 Schalleistungspegel Linienübertragung; Kapselung aus Stahl, 1mm Innenwand; Würfel, Quader und Kugel (von oben nach unten)	94
Abbildung 4-53 Schalleistungspegel kugelförmige Kapselung aus Stahl, 4mm Innenwand; oben Punktübertragung unten Linienübertragung;	95
Abbildung 4-54 Rand- und Symmetriebedingungen Quader 3mm	98
Abbildung 4-55 Volumenelementnetz Tetraeder 20 mm links, Schalenelementnetz Dreiecke 20 mm rechts	99
Abbildung 4-56 Vergleich Eigenfrequenz Volumenelementgröße links, Schalenelementgröße rechts	100
Abbildung 4-57 Vergleich Eigenfrequenz Volumenelementanzahl links, Schalenelementanzahl rechts	100
Abbildung 4-58 Spannungsfehler Volumenelemente links, Schalenelemente rechts	101
Abbildung 4-59 Vergleich Rechendauer Schalenelement vs. Volumenelement	101
Abbildung 4-60 erste, zweite, dritte und vierte Eigenfrequenz Quader 3mm	102
Abbildung 4-61 Vergrößerungsfunktion ersten drei Eigenfrequenzen Quader 3 mm	104
Abbildung 4-62 Rand- und Symmetriebedingungen Würfel 3mm	104
Abbildung 4-63 Verschiebung erste, zweite, dritte und vierte Eigenfrequenz Würfel 3mm	105
Abbildung 4-64 Vergleich Terzbandanalyse mit FFT-Analyse	107
Abbildung 4-65 Schalldruckpegel Schmalbandanalyse, links Würfel 3mm, rechts Quader 3 mm	107
Abbildung 5-1 gebogene Mantel- und Abdeckbleche der verschiedenen Kapselungen	109
Abbildung 5-2 würfelförmige Kapsel auf Fundament	109
Abbildung 5-3 Detail Dämpfungszwischenlage-Fundament, würfelförmige Kapsel	110
Abbildung 5-4 quader- und würfelförmige Kapselungen in 1, 2 und 3mm Ausführung	110
Abbildung 5-5 quader- und würfelförmige Kapselung in 0,5mm Ausführung	111
Abbildung 5-6 Nietverbindung der quaderförmigen Kapsel 0,5 mm Ausführung	111
Abbildung 5-7 Dichtungsfuge der 0,5 mm Ausführung	112
Abbildung 5-8 Kunststoffkapselausführungen	112
Abbildung 5-9 Aufbau doppelwandige Kapselung	113
Abbildung 6-1 Messaufbau	115
Abbildung 6-2 Bezugsquader auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 21)	116
Abbildung 6-3 Mikrofonposition auf einer halbkugelförmigen Messfläche, für breitbandige Geräuschquellen, auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 47)	119
Abbildung 6-4 Mikrofonpositionen bei quaderförmiger Messfläche auf reflektierender Ebene, Quelle (EN ISO3744, 2011 S. 55)	121
Abbildung 6-5 Weißes Rauschen	127
Abbildung 6-6 Schalldruckpegel ideales weißes Rauschen, Quelle: (Andreas Marn, 2011 S. 25)	127
Abbildung 6-7 Kompressorspektrum	128
Abbildung 6-8 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Würfel 3 mm	130
Abbildung 6-9 Schalldämmmaß Kompressor, Würfel 3 mm	131
Abbildung 6-10 Schalldämmmaß Würfel 3 mm	131
Abbildung 6-11 Schalleistungspegel Kompressor, Würfel 3 mm	132
Abbildung 6-12 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Quader 3 mm	133
Abbildung 6-13 Schalldämmmaß Kompressor, Quader 3 mm	134
Abbildung 6-14 Schalldämmmaß Quader 3 mm	134
Abbildung 6-15 Schalleistungspegel Kompressor, Quader 3 mm	135
Abbildung 6-16 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich Würfel und Quader 3 mm	136
Abbildung 6-17 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich Würfel und Quader 3 mm	136
Abbildung 6-18 Summenschalleistungspegel weißes Rauschen	137
Abbildung 6-19 Näherungsgleichungen Summenschalleistungspegel, weißes Rauschen	138
Abbildung 6-20 Summenschalleistungspegel Kompressor	138
Abbildung 6-21 angepasster Schalldämmmaß weißes Rauschen, Würfel 3 mm	140
Abbildung 6-22 angepasster Schalldämmmaß Kompressor, Würfel 3 mm	141
Abbildung 6-23 angepasster Schalldämmmaß weißes Rauschen, Quader 3 mm	142

Abbildung 6-24 angepasster Schalldämmmaß Kompressor, Quader 3 mm	143
Abbildung 6-25 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Polyamidwürfel 3 mm	144
Abbildung 6-26 Schalldämmmaß Kompressor, Polyamidwürfel 3 mm	145
Abbildung 6-27 Schalldämmmaß Polyamidwürfel 3 mm	145
Abbildung 6-28 Schalleistungspegel Kompressor, Polyamidwürfel 3 mm	146
Abbildung 6-29 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Polyamidquader 3 mm	146
Abbildung 6-30 Schalldämmmaß Kompressor, Polyamidquader 3 mm	147
Abbildung 6-31 Schalldämmmaß Polyamidquader 3 mm	147
Abbildung 6-32 Schalleistungspegel Kompressor, Polyamidquader 3 mm	148
Abbildung 6-33 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 3 mm	148
Abbildung 6-34 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 3 mm	149
Abbildung 6-35 Summenschalleistungspegel weißes Rauschen Polyamidkapsel	149
Abbildung 6-36 Summenschalleistungspegel Kompressor Polyamidkapsel	150
Abbildung 6-37 korrigierte Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen Polyamidkapsel 3mm	151
Abbildung 6-38 korrigierte Schalldämmmaßverläufe, Kompressor Polyamidkapsel 3 mm	152
Abbildung 6-39 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor Polyamidkapsel 3 mm	153
Abbildung 6-40 Schalldämmmaß weißes Rauschen, doppelwandiger Würfel 3 mm	154
Abbildung 6-41 Schalldämmmaß Kompressor, doppelwandiger Würfel 3 mm	155
Abbildung 6-42 Schalldämmmaß doppelwandiger Würfel 3 mm	155
Abbildung 6-43 Schalleistungspegel Kompressor, doppelwandiger Würfel 3 mm	156
Abbildung 6-44 Schalldämmmaß weißes Rauschen, doppelwandiger Quader 3 mm	157
Abbildung 6-45 Schalldämmmaß Kompressor, doppelwandiger Quader 3 mm	157
Abbildung 6-46 Schalldämmmaß doppelwandiger Quader 3 mm	158
Abbildung 6-47 Schalleistungspegel Kompressor, doppelwandiger Quader 3 mm	158
Abbildung 6-48 Schalldämmmaß weißes Rauschen, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 3 mm	159
Abbildung 6-49 Schalldämmmaß Kompressor, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 3 mm	159
Abbildung 6-50 korrigiert Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen doppelwandige Kapselung 3mm	161
Abbildung 6-51 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor doppelwandige Kapselung 3mm	162
Abbildung 6-52 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor doppelwandige Kapselung 3mm	163
Abbildung 11-1 Schalldämmmaß Würfel 0,5 mm, weißes Rauschen links, Kompressor rechts	174
Abbildung 11-2 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Würfel 0,5 mm	174
Abbildung 11-3 Schalldämmmaß Quader 0,5 mm, links weißes Rauschen, rechts Kompressor	175
Abbildung 11-4 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 0,5 mm	175
Abbildung 11-5 Schalldämmmaß weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 0,5 mm	175
Abbildung 11-6 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts Würfel 1 mm	176
Abbildung 11-7 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Würfel 1 mm	176
Abbildung 11-8 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Quader 1 mm	176
Abbildung 11-9 Schalldämmmaß rechts, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 1 mm	177
Abbildung 11-10 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 1mm	177
Abbildung 11-11 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Würfel 2 mm	177
Abbildung 11-12 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts Würfel 2 mm	178
Abbildung 11-13 Schalldämmmaß, links weißes Rauschen, rechts Kompressor, Quader 2 mm	178
Abbildung 11-14 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 2 mm	178
Abbildung 11-15 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 2 mm	179
Abbildung 11-16 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Polyamidwürfel 2 mm	179
Abbildung 11-17 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Polyamidwürfel 2 mm	180
Abbildung 11-18 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Polyamidquader 2 mm	180
Abbildung 11-19 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Polyamidquader 2 mm	180
Abbildung 11-20 Schalldämmmaß weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 2 mm	181
Abbildung 11-21 korrigiert Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen Polyamidkapsel	181
Abbildung 11-22 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor Polyamidkapsel	182
Abbildung 11-23 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor Polyamidkapsel	182
Abbildung 11-24 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 0,5 mm	183
Abbildung 11-25 Schalldämmmaß rechts, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 0,5 mm	183

Abbildung 11-26 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 0,5 mm	184
Abbildung 11-27 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 0,5 mm	184
Abbildung 11-28 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 0,5 mm	184
Abbildung 11-29 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 1 mm	185
Abbildung 11-30 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts doppelwandiger Würfel 1 mm	185
Abbildung 11-31 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 1 mm	185
Abbildung 11-32 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 1 mm	186
Abbildung 11-33 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 1 mm	186
Abbildung 11-34 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 2 mm	186
Abbildung 11-35 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 2 mm	187
Abbildung 11-36 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 2 mm	187
Abbildung 11-37 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 2 mm	187
Abbildung 11-38 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 2 mm	188
Abbildung 11-39 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, weißes Rauschen doppelwandige Kapselung	189
Abbildung 11-40 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor doppelwandige Kapselung	190
Abbildung 11-41 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor doppelwandige Kapselung	191
Abbildung 11-42 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Würfel, links 0,5 mm rechts 1 mm Wandstärke	194
Abbildung 11-43 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Würfel, links 2 mm rechts 3 mm Wandstärke	194
Abbildung 11-44 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Quader, links 0,5 mm rechts 1 mm Wandstärke	194
Abbildung 11-45 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Quader, links 2 mm rechts 3 mm Wandstärke	195

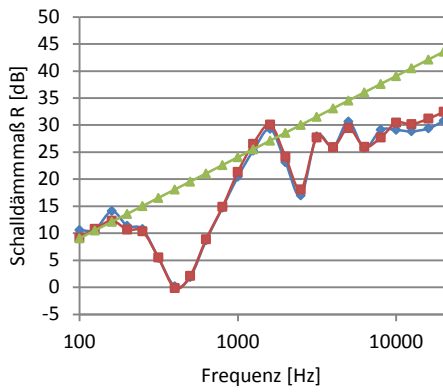
10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 Wahrnehmung der Schallpegeländerung	19
Tabelle 4.1 Stoffwerte diverser Werkstoffe, Quelle (Michael Möser, 1967, 1995, 2010 S. 178)	49
Tabelle 4.2 Stoffwerte Luft	49
Tabelle 4.3 Terzband	50
Tabelle 4.4 Blechdickenlegende	51
Tabelle 4.5 Koinzidenzfrequenz Stahl & Aluminium	55
Tabelle 4.6 Koinzidenzfrequenz PA & PE	56
Tabelle 4.7 Aufbau Doppelwände	77
Tabelle 4.8 Abstimmfrequenzen, Zwischenschicht Luft, isotherm	78
Tabelle 4.9 Abstimmfrequenzen, Zwischenschicht Luft, adiabatisch	78
Tabelle 4.10 Variation Blechstärke und Luftspalt	85
Tabelle 4.11 Wandstärkenvariationen	88
Tabelle 4.12 Eigenmode Würfel und Quader, stehende Welle	97
Tabelle 4.13 Eigenmode Quader 3 mm FEM	103
Tabelle 4.14 Eigenmode Würfel 3 mm FEM	106
Tabelle 6.1 Mikrofonpositionen für eine breitbandige Geräuschquelle	118
Tabelle 6.2 Mikrofonpositionen für würfelförmige Kapseln	120
Tabelle 6.3 Mikrofonpositionen für quaderförmige Kapseln	120
Tabelle 6.4 Messmatrix weißes Rauschen als Quelle	125
Tabelle 6.5 Messmatrix Kompressors als Quelle	126
Tabelle 6.6 Konstanten Näherungsgleichung	137
Tabelle 6.7 Abweichungen ohne Korrektur	139
Tabelle 6.8 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen, Würfel 3 mm	140
Tabelle 6.9 Schalldämmmaßverlauf Kompressor, Würfel 3 mm	141
Tabelle 6.10 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen, Quader 3 mm	142
Tabelle 6.11 Schalldämmmaßverlauf Kompressor, Quader 3 mm	143
Tabelle 6.12 Abweichungen Winkelkorrektur	151
Tabelle 6.13 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen	152
Tabelle 6.14 Schalldämmmaßverlauf Kompressor	152
Tabelle 6.15 Schalldämmmaßverlauf weißes Rauschen	162
Tabelle 6.16 Schalldämmmaßverlauf Kompressor	162
Tabelle 7.1 Korrekturwerte	165
Tabelle 11.1 Eigenfrequenzen FEM, stehende Welle würfelförmige Kapselung	192
Tabelle 11.2 Eigenfrequenzen FEM, stehende Welle quaderförmige Kapselung	193
Tabelle 11.3 Arbeitsauflistung	195
Tabelle 11.4 Materialkosten	195
Tabelle 11.5 Kosten Kunststoffkapselungen und Stahldoppelwand	196
Tabelle 11.6 Kosten Stahlkapselung	196

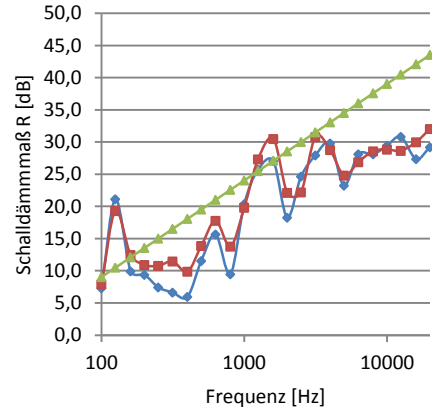
11 Anhang

11.1 Auswertung Kapselungen

11.1.1 Einschlige Stahlkapselung

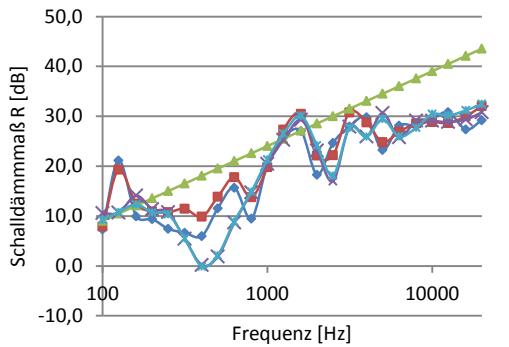


— R0,5mm WÜ HKG — R0,5mm WÜ Qu
— R0,5mm WÜ Re

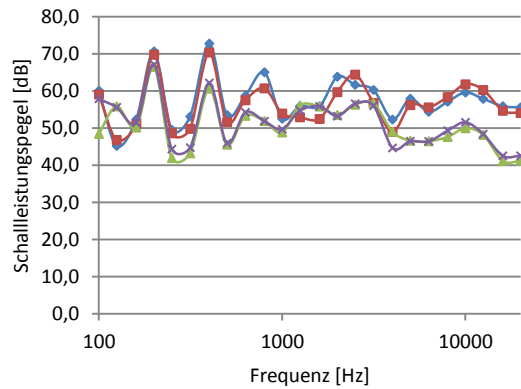


— R0,5mm WÜ HKG — R0,5mm WÜ Qu
— R0,5mm WÜ Re

Abbildung 11-1 Schalldämmmaß Würfel 0,5 mm, weißes Rauschen links, Kompressor rechts

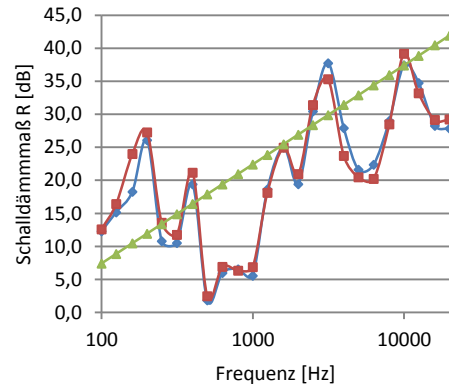
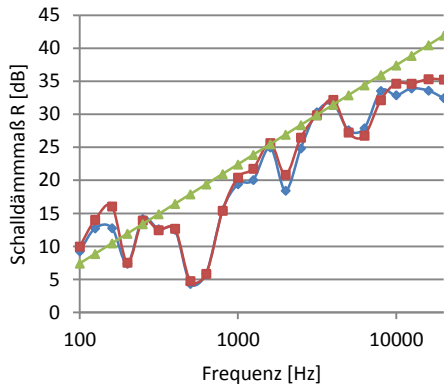


— R0,5mm WÜ HKG — R0,5mm WÜ Qu
— R0,5mm WÜ Re — R0,5 mmWÜ HKG WR
— R0,5mm WÜ Qu WR



— Lw0,5mm WÜ HKG — Lw0,5mm WÜ Qu
— Lw0,5mm WÜ HKG Re — Lw0,5mm WÜ Qu Re

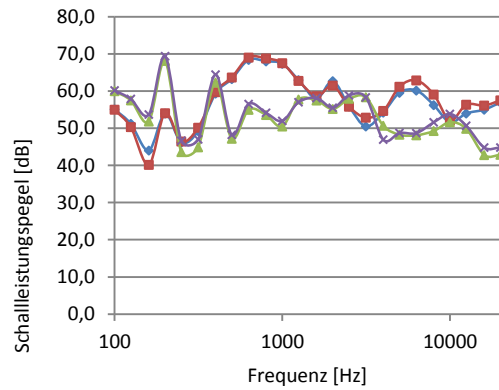
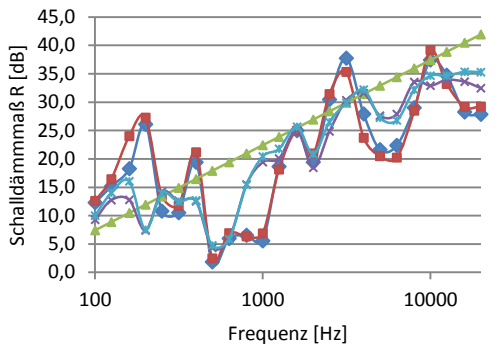
Abbildung 11-2 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Würfel 0,5 mm



— R0,5mm Qu HKG — R0,5mm Qu Qu
— R0,5mm Qu Re

— R0,5mm Qu HKG — R0,5mm Qu Qu
— R0,5mm Qu Re

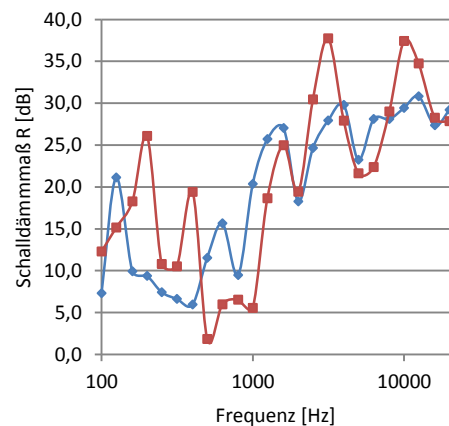
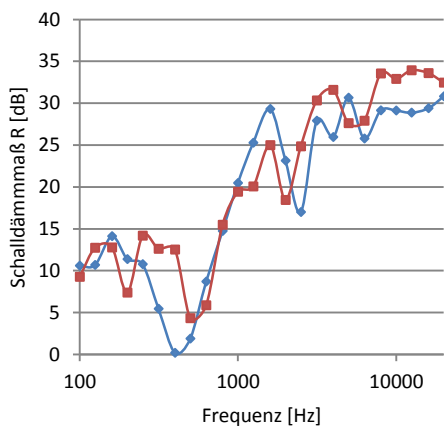
Abbildung 11-3 Schalldämmmaß Quader 0,5 mm, links weißes Rauschen, rechts Kompressor



— R0,5mm Qu HKG — R0,5mm Qu Qu
— R0,5mm Qu Re — R0,5mm Qu HKG WR
— R0,5mm Qu Qu WR

— Lw0,5mm Qu HKG — Lw0,5mm Qu Qu
— Lw0,5mm Qu HKG Re — Lw0,5mm Qu Qu Re

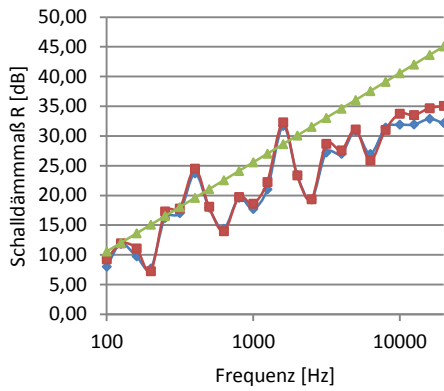
Abbildung 11-4 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 0,5 mm



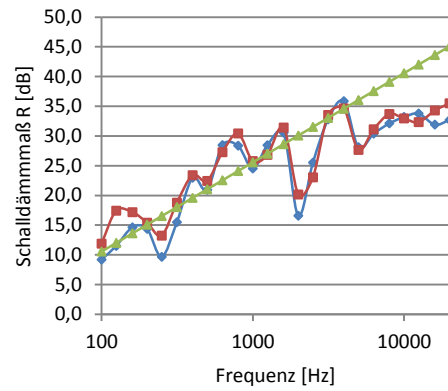
— R0,5mm Wü HKG — R0,5mm Qu HKG

— R0,5mm WÜ HKG — R0,5mm Qu HKG

Abbildung 11-5 Schalldämmmaß weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 0,5 mm

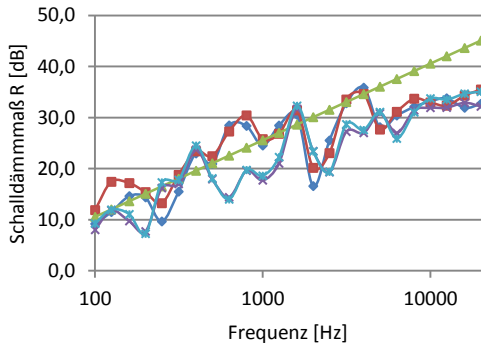


— R1mm WÜ HKG — R1mm WÜ Qu
— R1mm Wü Re

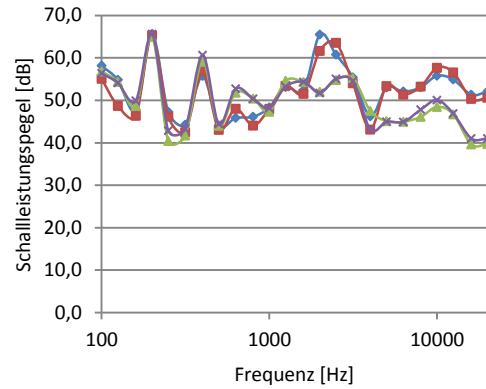


— R1mm WÜ HKG — R1mm WÜ Qu
— R1mm Wü Re

Abbildung 11-6 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts Würfel 1 mm

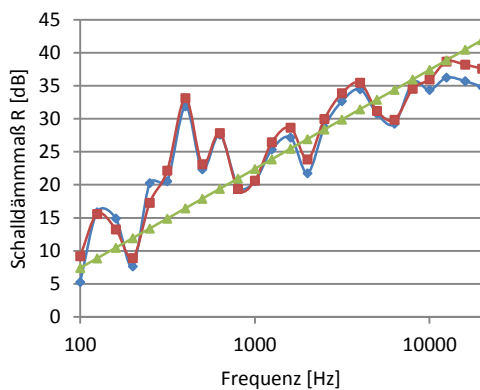


— R1mm WÜ HKG — R1mm WÜ Qu
— R1mm Wü Re — R1mm WÜ HKG WR
— R1mm WÜ Qu WR

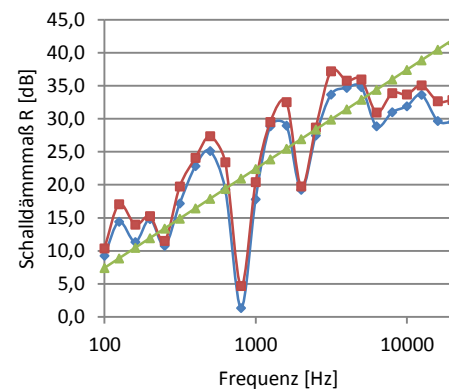


— Lw1mm WÜ HKG — Lw1mm WÜ Qu
— Lw1mm Wü HKG Re — Lw1mm Wü Qu Re

Abbildung 11-7 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Würfel 1 mm



— R1mm Qu HKG — R1mm Qu Qu
— R1mm Qu Re



— R1mm Qu HKG — R1mm Qu Qu
— R1mm Qu Re

Abbildung 11-8 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Quader 1 mm

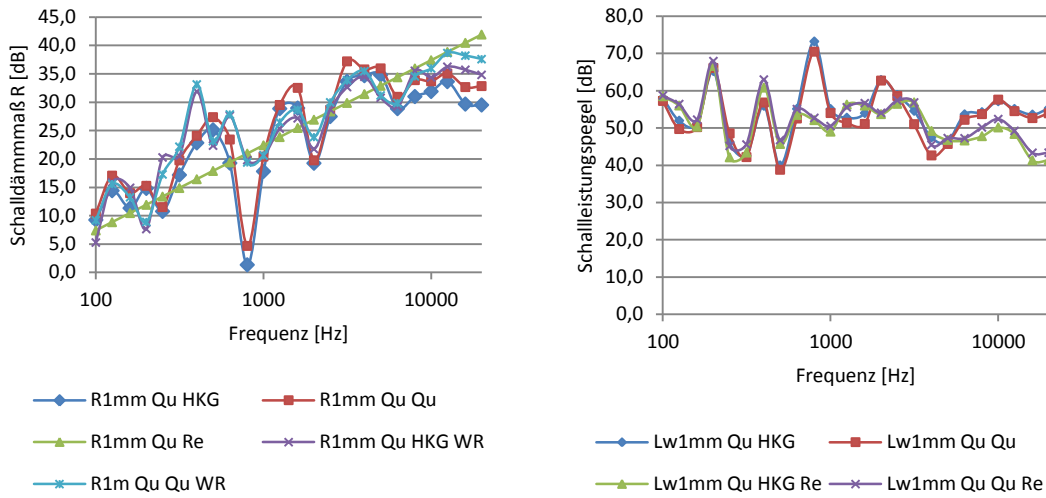


Abbildung 11-9 Schalldämmmaß rechts, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 1 mm

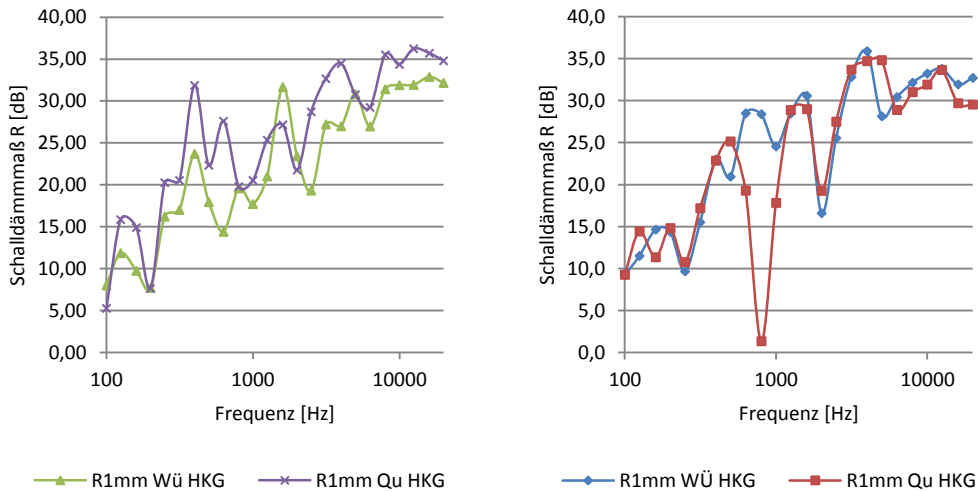


Abbildung 11-10 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 1mm

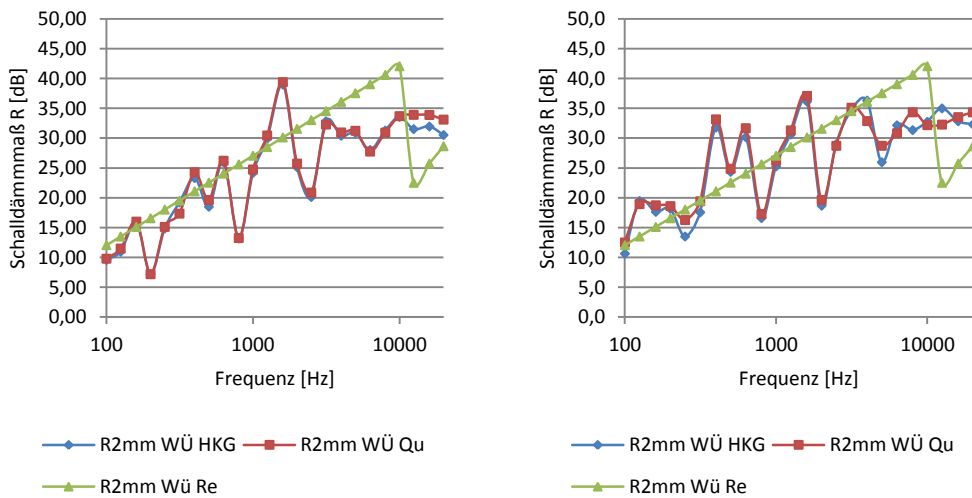


Abbildung 11-11 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Würfel 2 mm

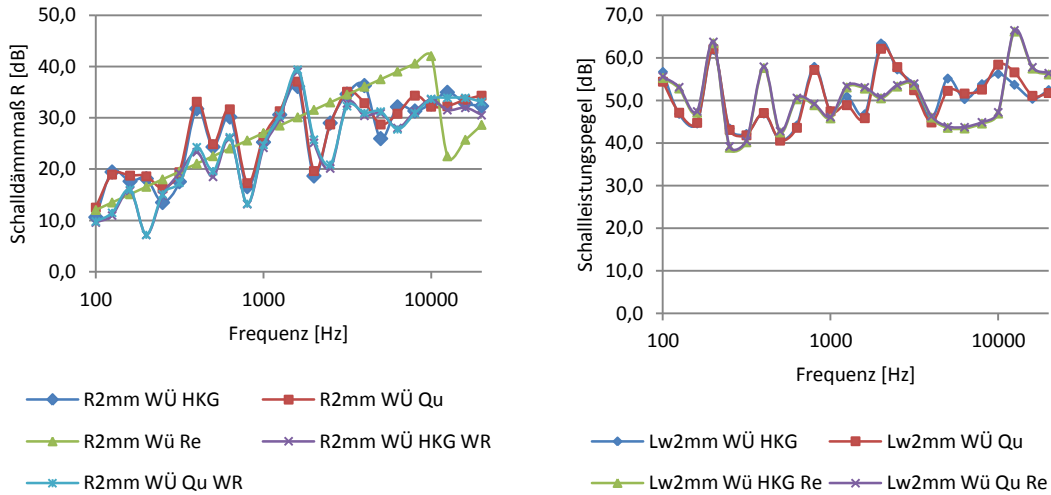


Abbildung 11-12 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts Würfel 2 mm

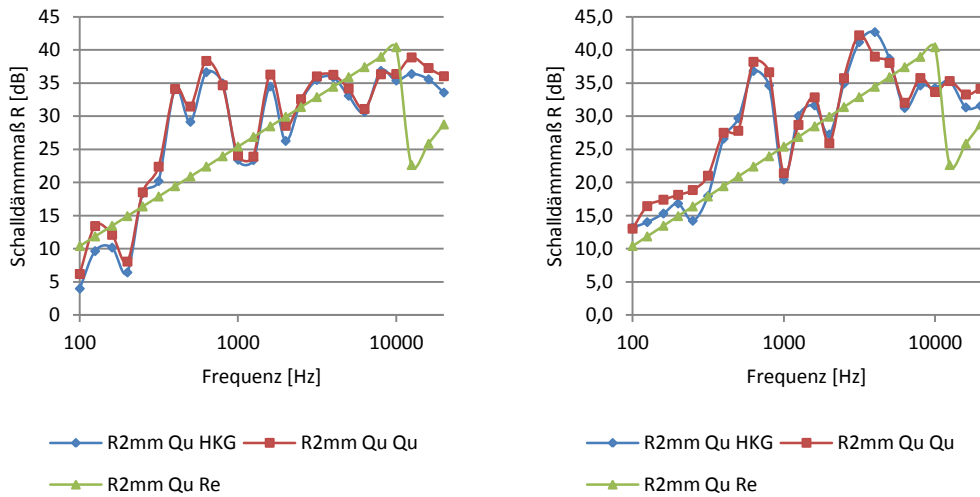


Abbildung 11-13 Schalldämmmaß, links weißes Rauschen, rechts Kompressor, Quader 2 mm

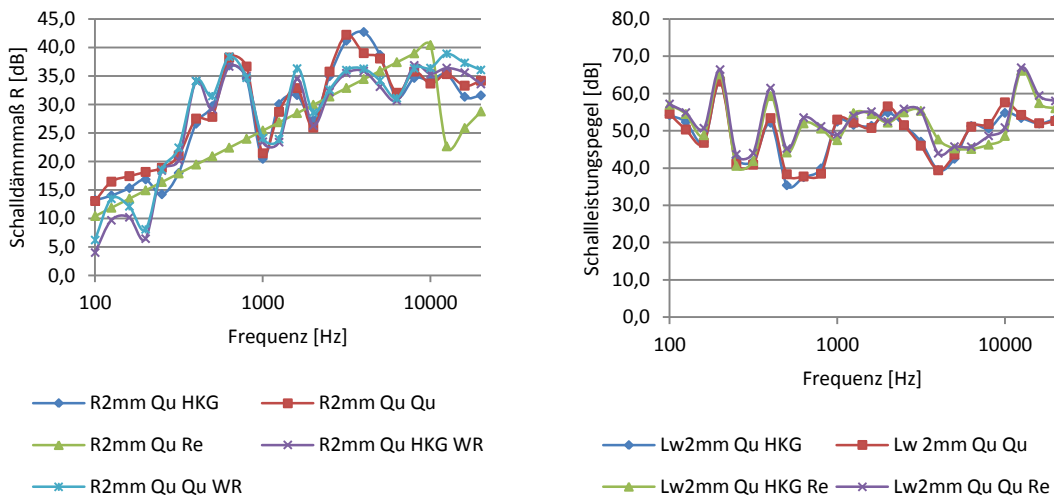


Abbildung 11-14 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Quader 2 mm

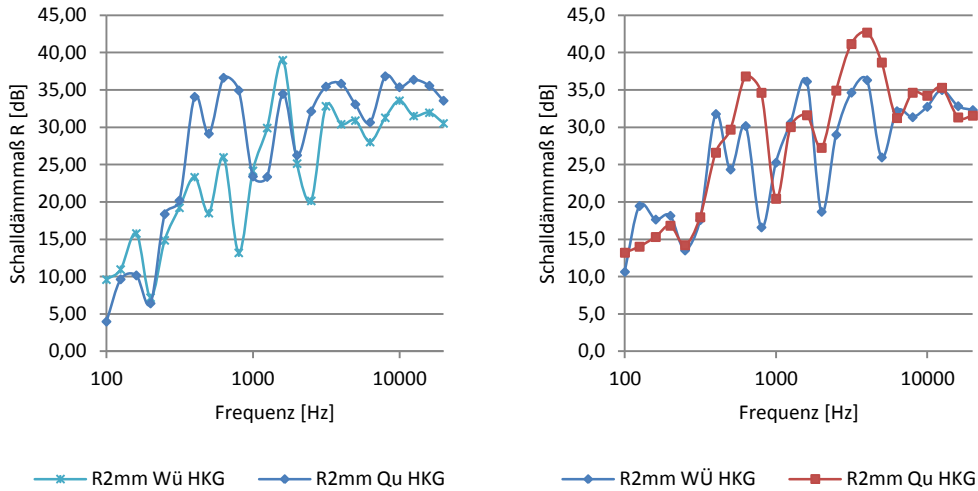


Abbildung 11-15 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Würfel und Quader 2 mm

11.1.2 Einschlige Kunststoffkapselungen

a) Messverläufe

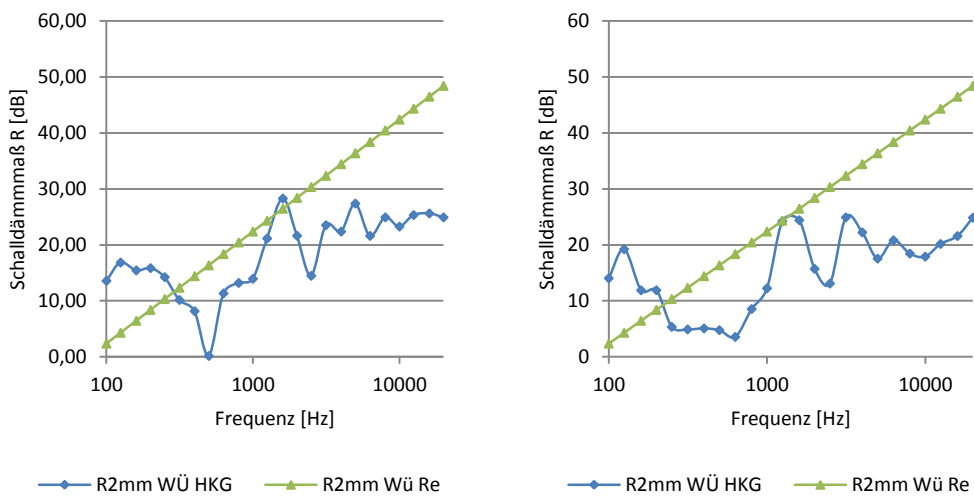


Abbildung 11-16 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Polyamidwürfel 2 mm

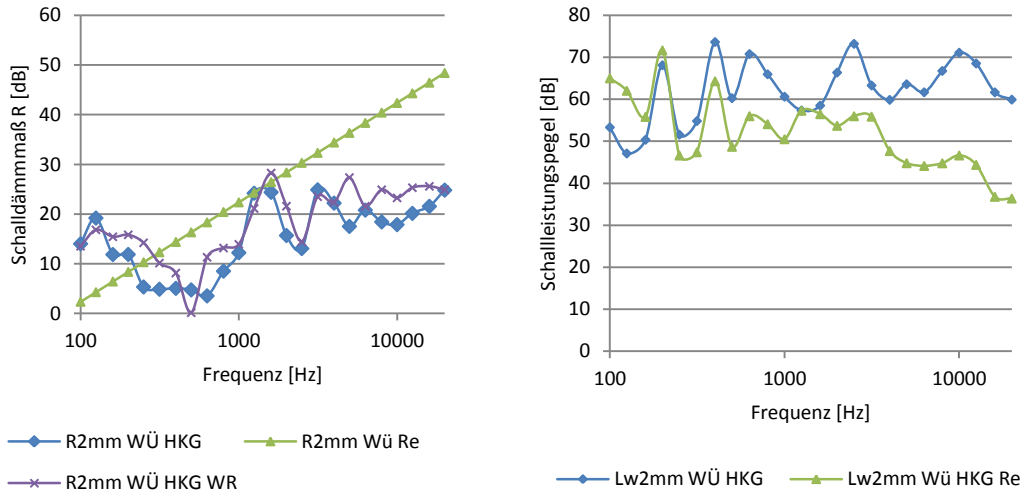


Abbildung 11-17 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Polyamidwürfel 2 mm

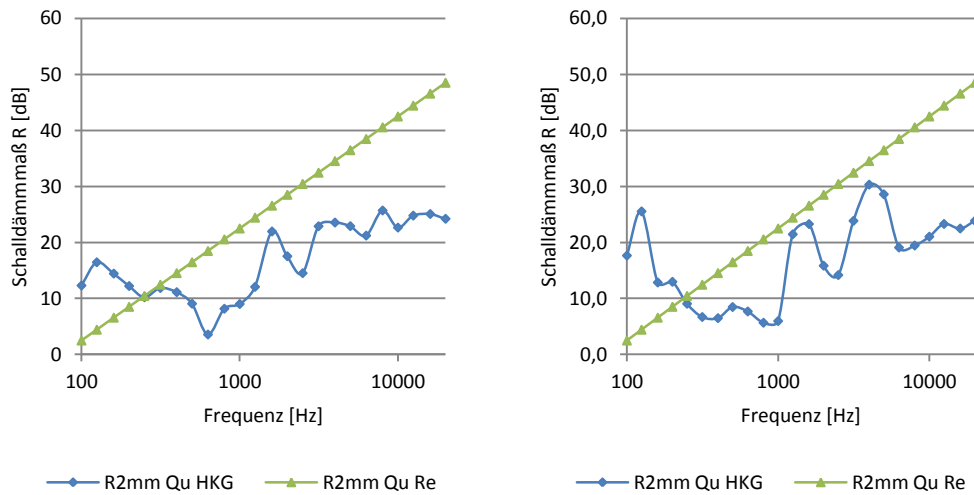


Abbildung 11-18 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Polyamidquader 2 mm

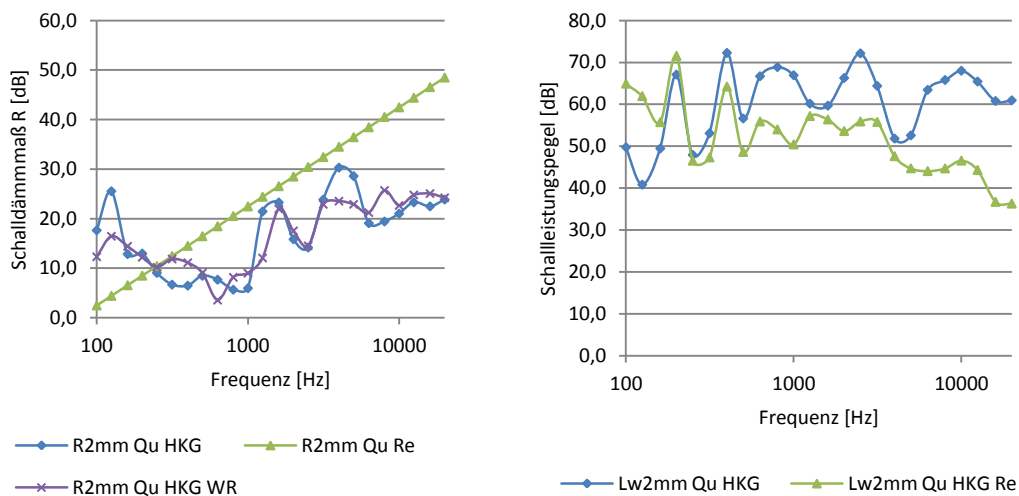


Abbildung 11-19 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, Polyamidquader 2 mm

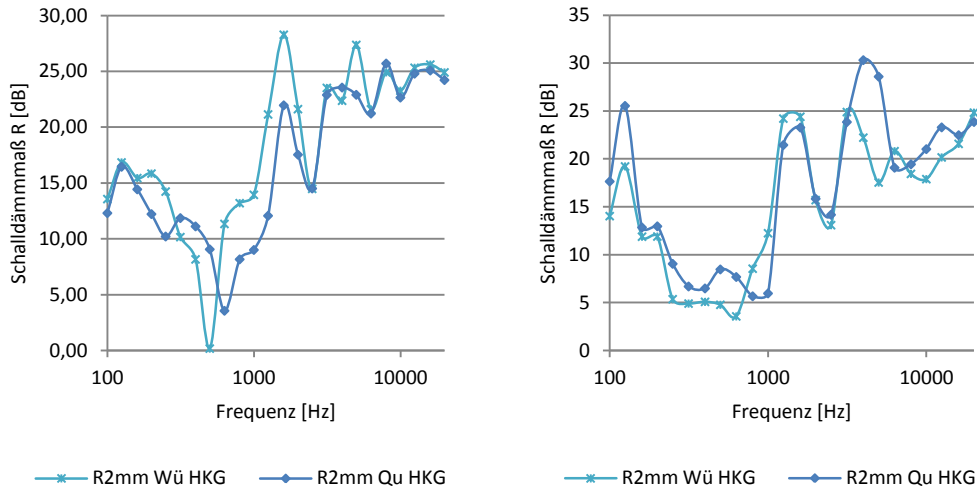


Abbildung 11-20 Schalldämmmaß weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich Polyamidwürfel und -quader 2 mm

b) Korrigierte Verläufe

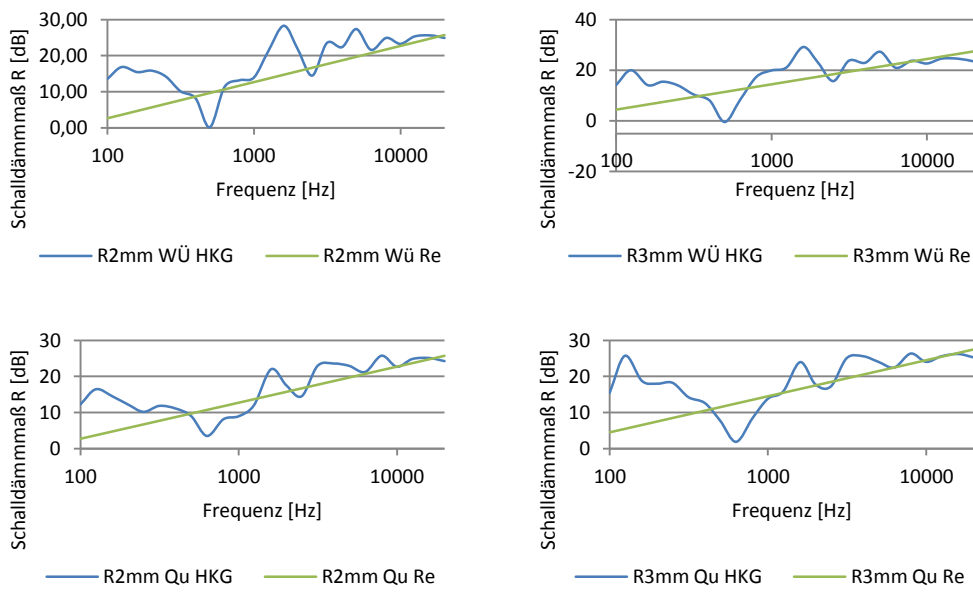


Abbildung 11-21 korrigiert Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen Polyamidkapsel

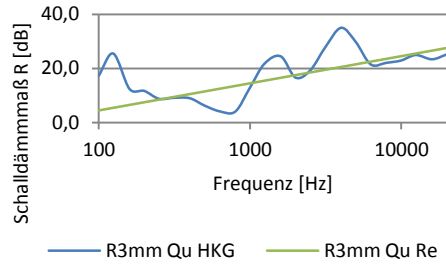
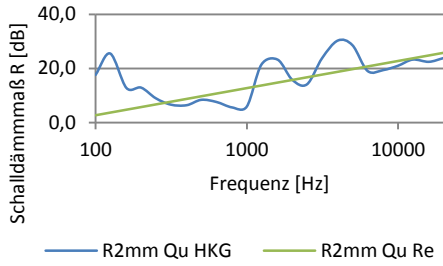
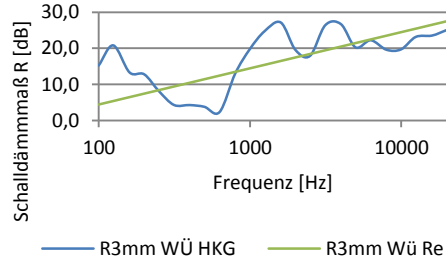
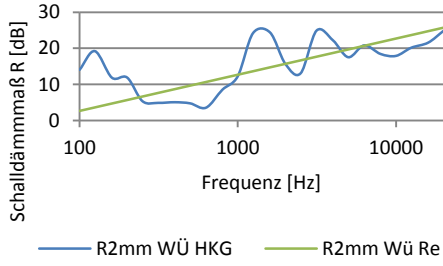


Abbildung 11-22 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor Polyamidkapsel

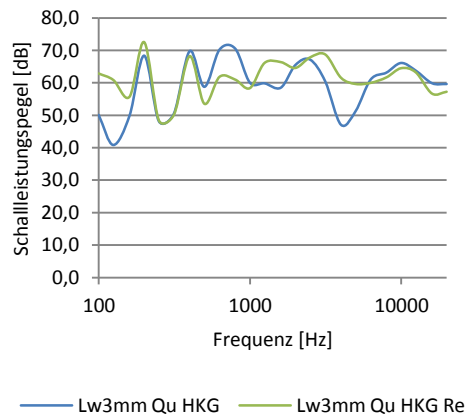
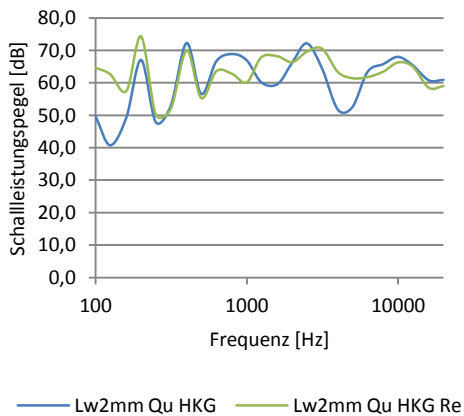
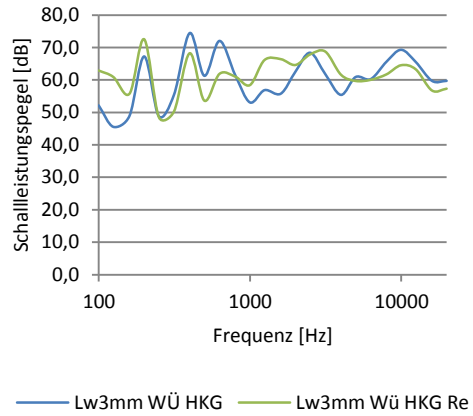
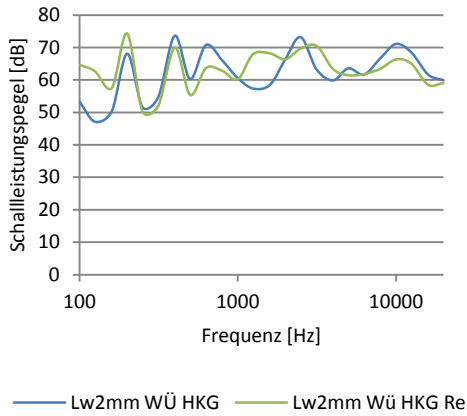


Abbildung 11-23 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor Polyamidkapsel

11.1.3 Doppelwandige Stahlkapselung

a) Messverläufe

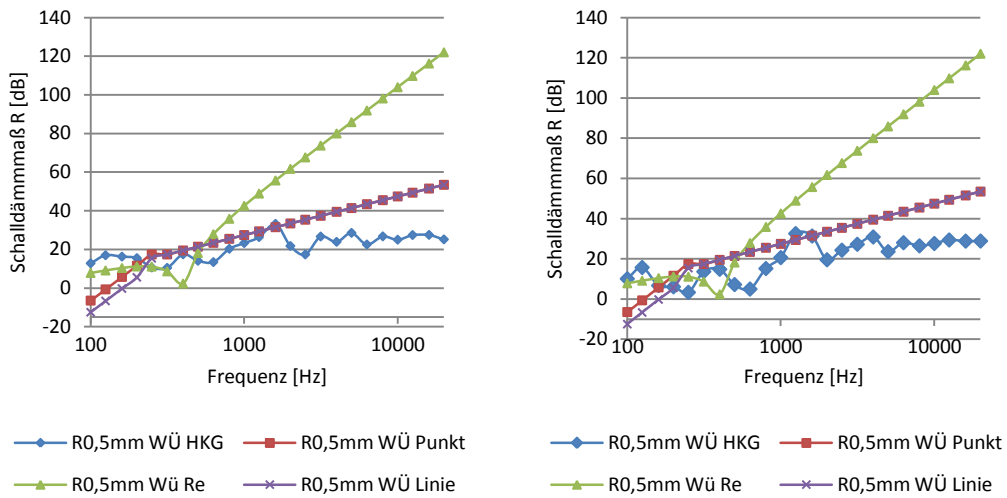


Abbildung 11-24 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 0,5 mm

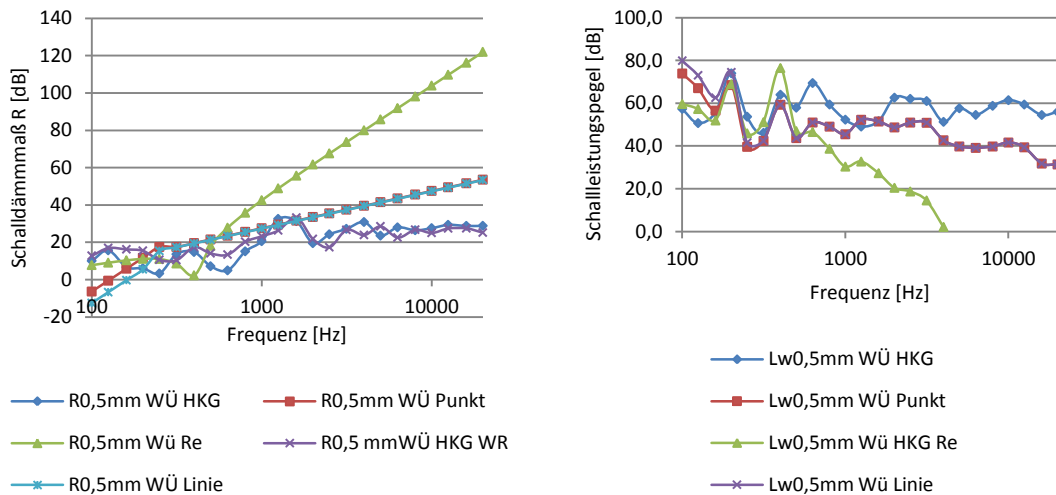


Abbildung 11-25 Schalldämmmaß rechts, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 0,5 mm

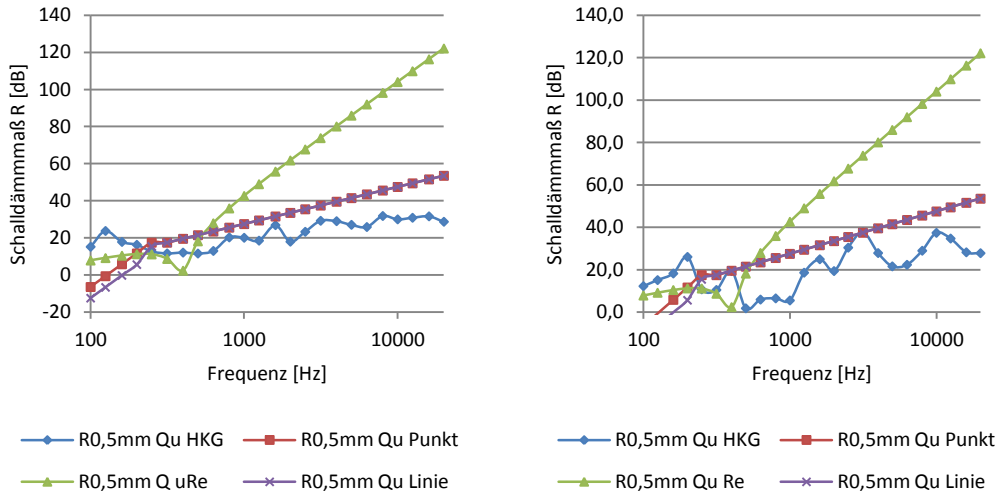


Abbildung 11-26 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 0,5 mm

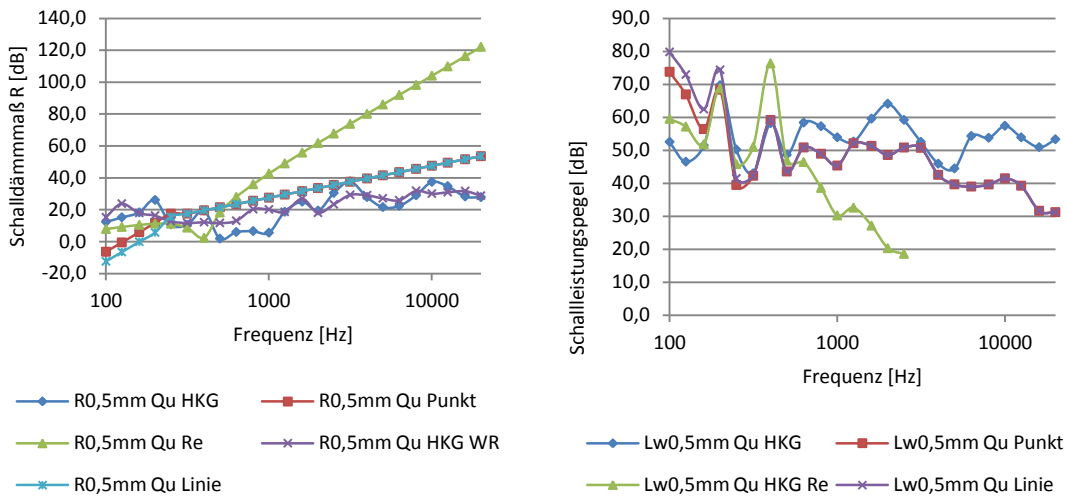


Abbildung 11-27 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 0,5 mm

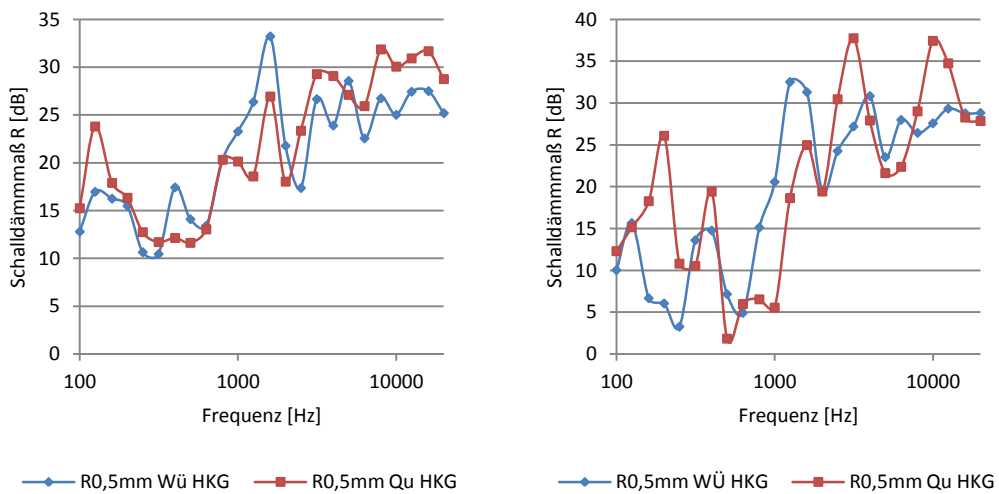


Abbildung 11-28 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 0,5 mm

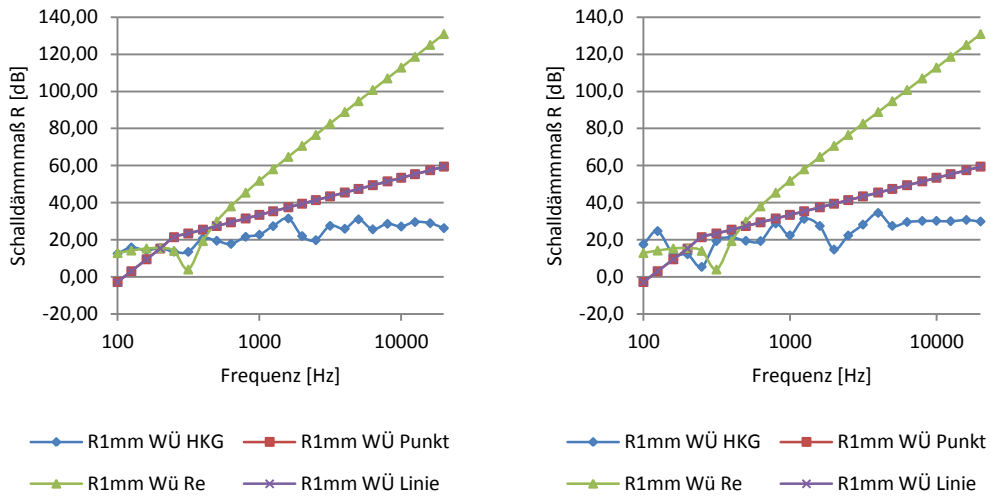


Abbildung 11-29 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 1 mm

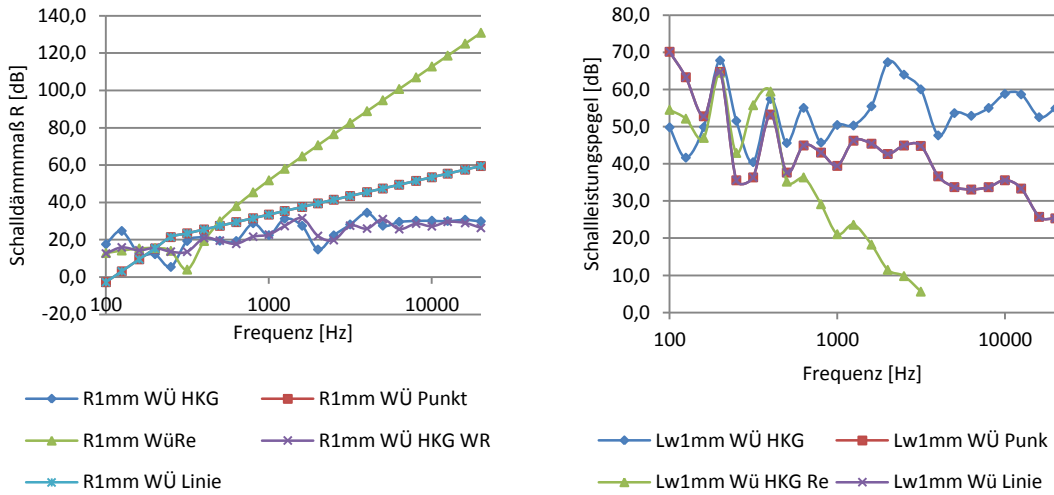


Abbildung 11-30 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts doppelwandiger Würfel 1 mm

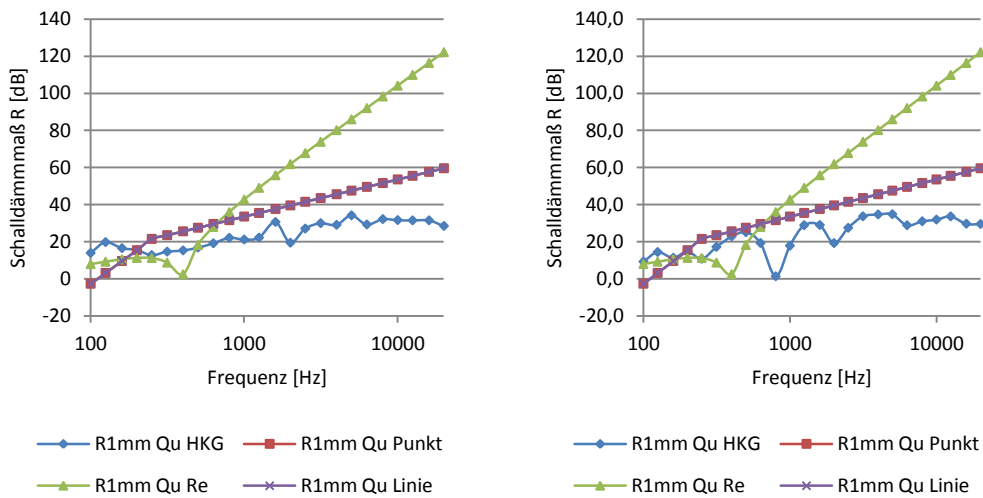


Abbildung 11-31 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 1 mm

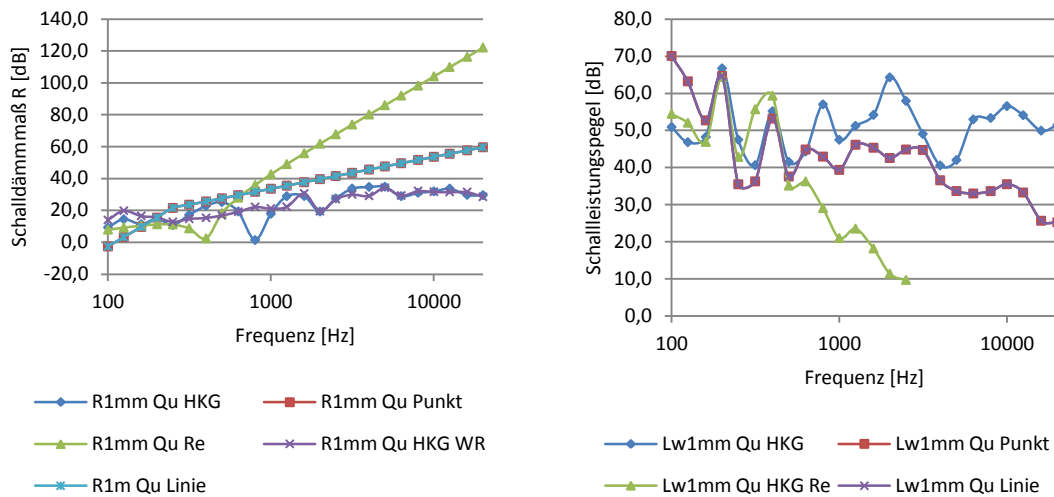


Abbildung 11-32 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 1 mm

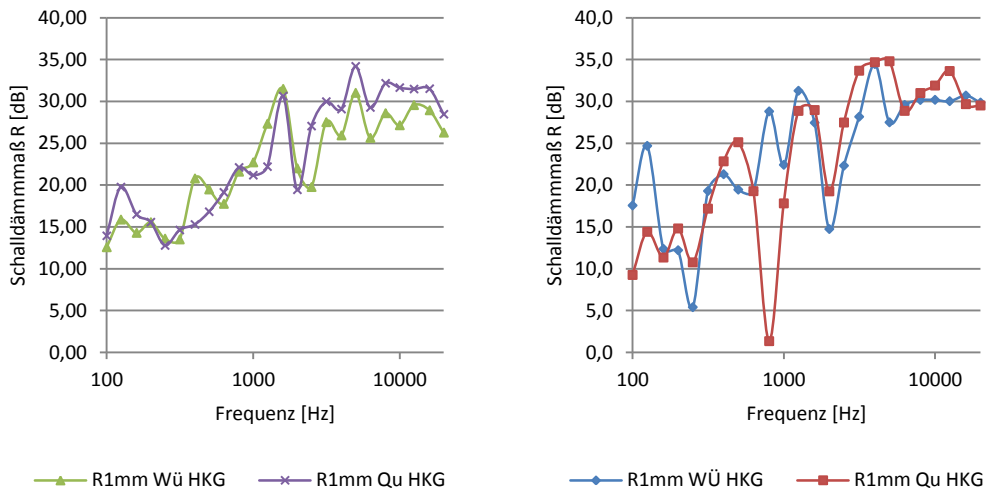


Abbildung 11-33 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 1mm

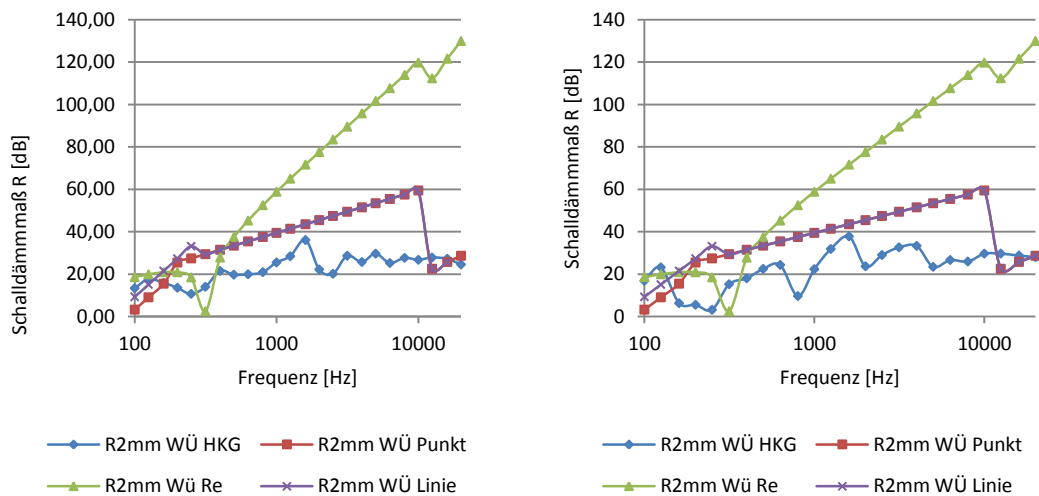


Abbildung 11-34 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 2 mm

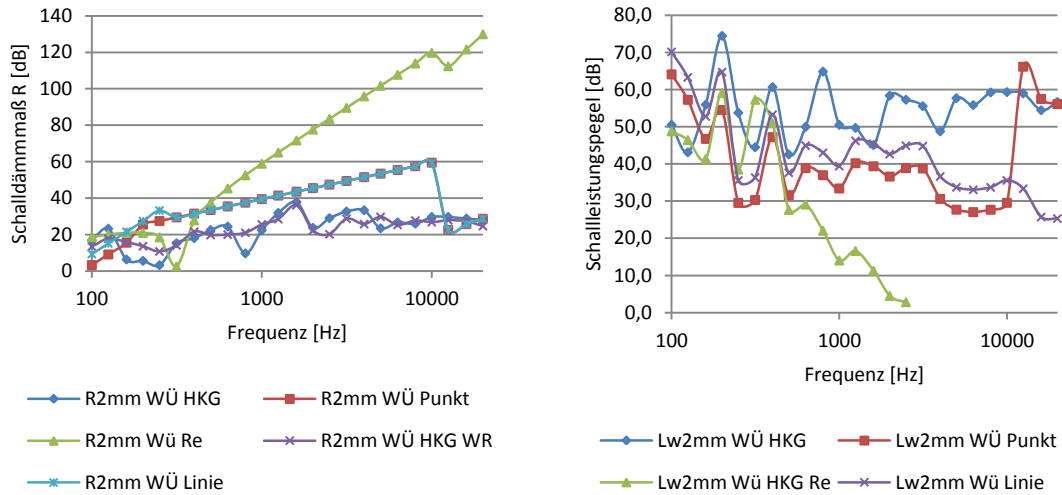


Abbildung 11-35 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Würfel 2 mm

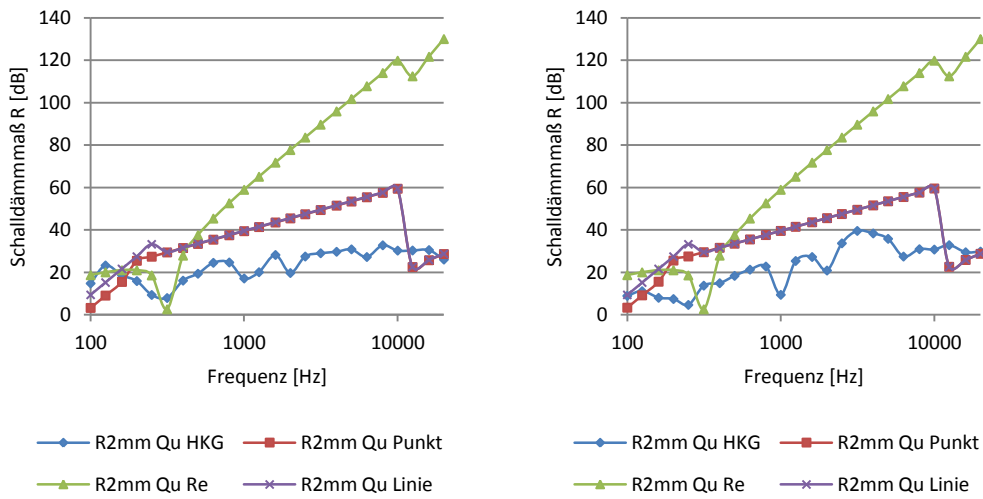


Abbildung 11-36 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 2 mm

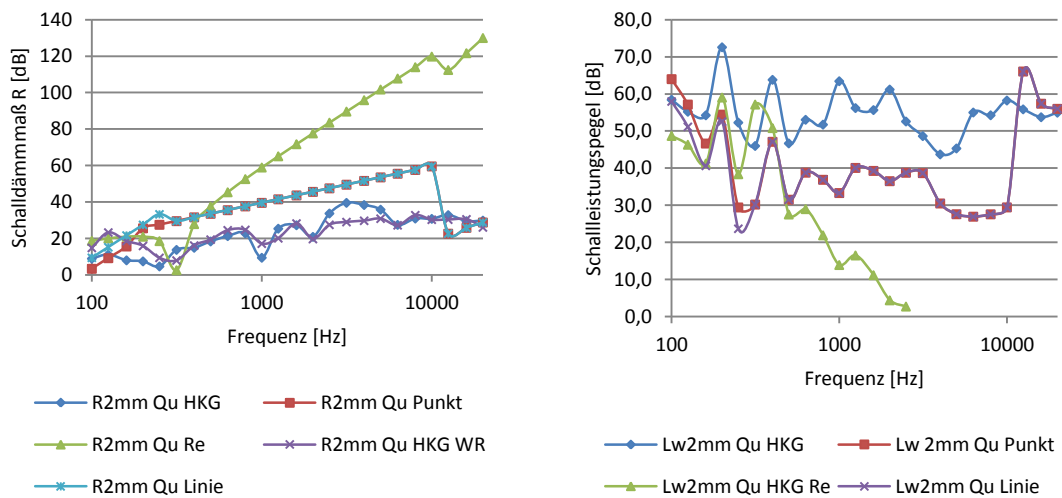


Abbildung 11-37 Schalldämmmaß links, Schalleistungspegel Kompressor rechts, doppelwandiger Quader 2 mm

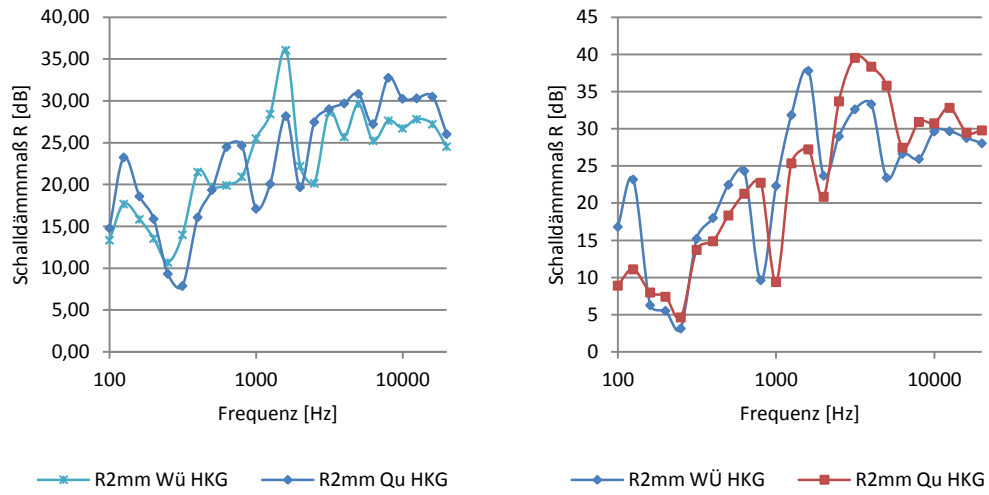


Abbildung 11-38 Schalldämmmaß, weißes Rauschen links, Kompressor rechts, Vergleich doppelwandiger Würfel und Quader 2 mm

b) *Korrigierte Verläufe*

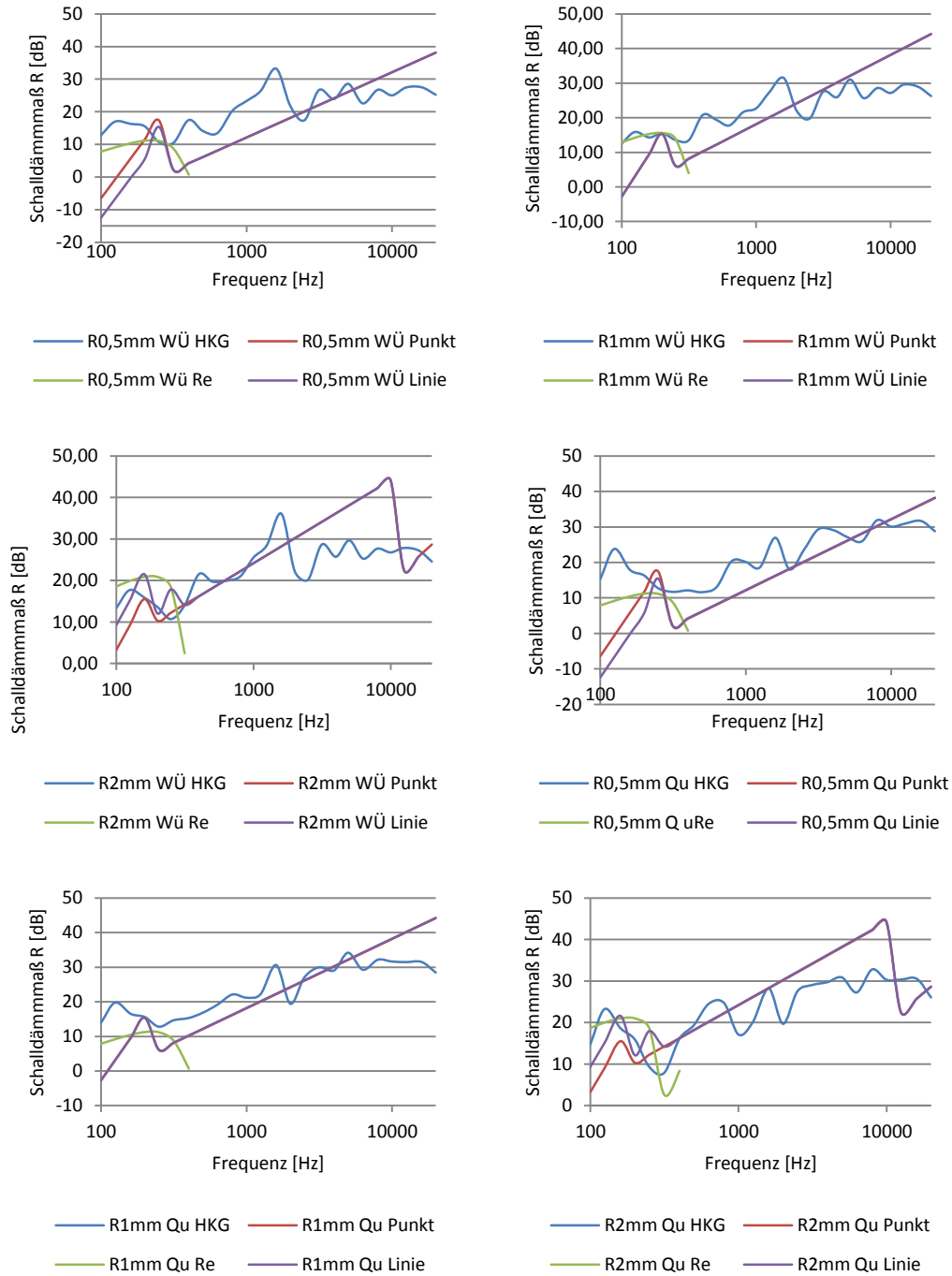


Abbildung 11-39 korrigiert Schalldämmmaßverläufe. weißes Rauschen doppelwandige Kapselung

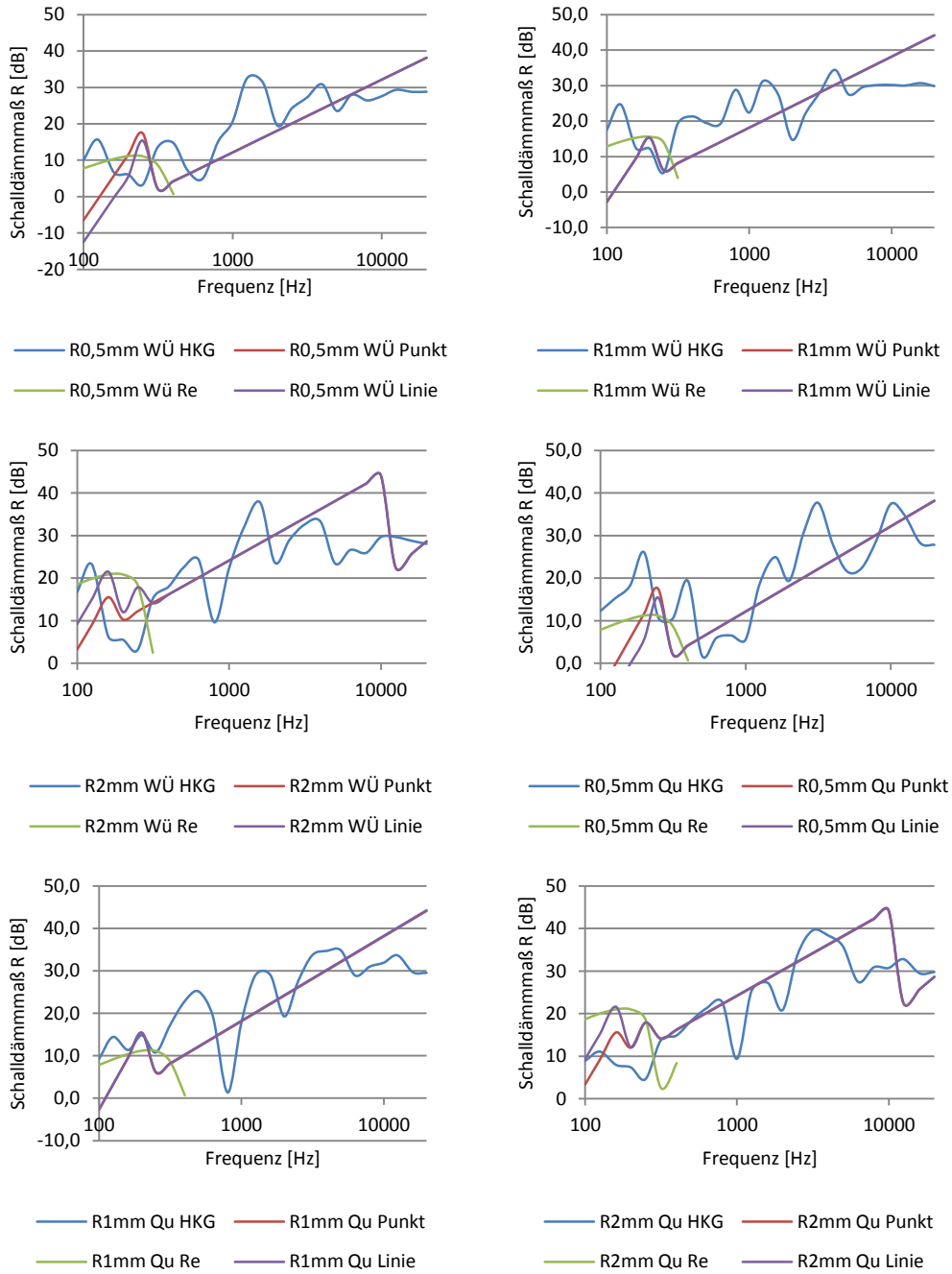


Abbildung 11-40 korrigiert Schalldämmmaßverläufe, Kompressor doppelwandige Kapselung

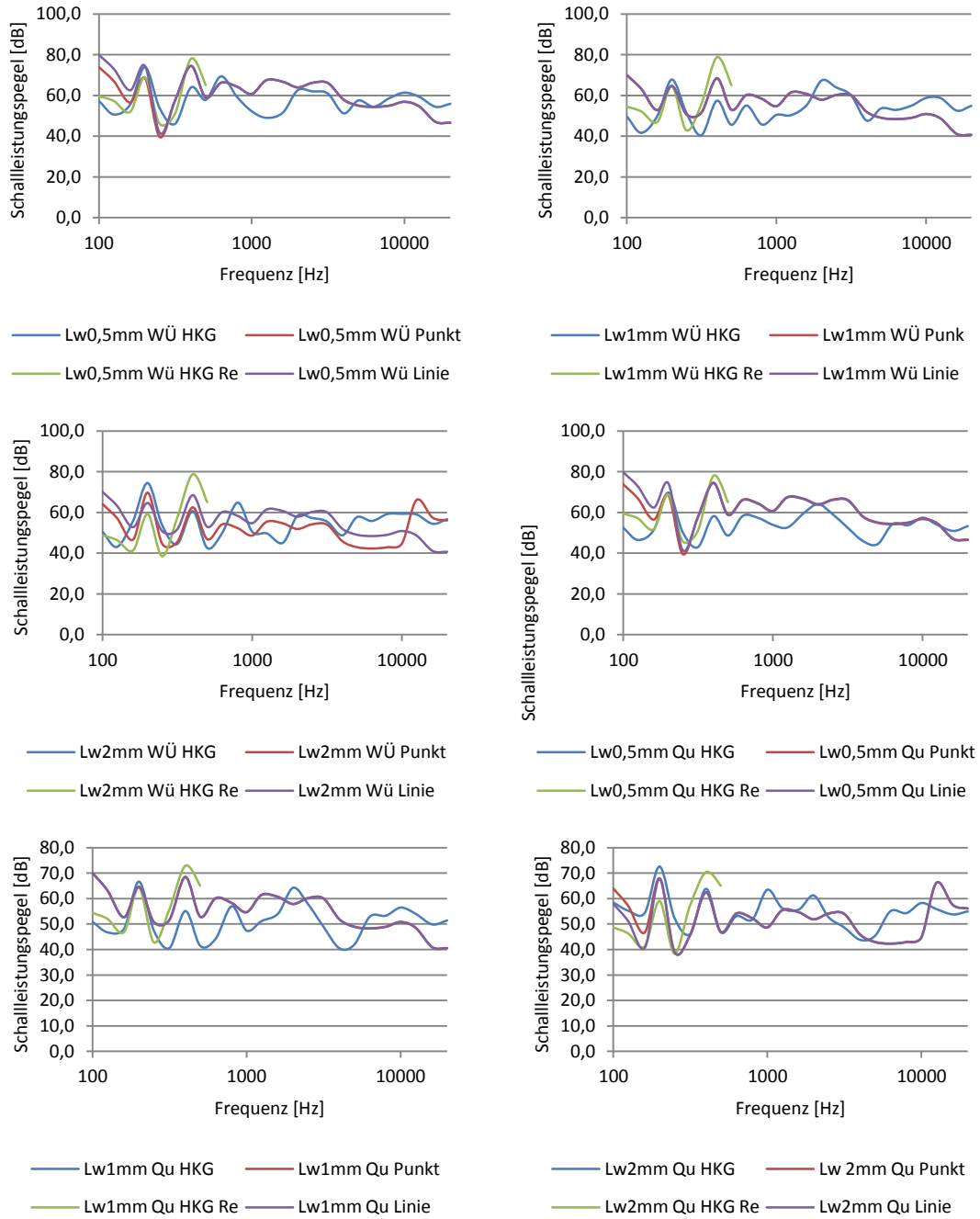


Abbildung 11-41 Schalleistungspegel korrigiert, Kompressor doppelwandige Kapselung

11.2 Eigenfrequenzen

Tabelle 11.1 Eigenfrequenzen FEM, stehende Welle würfelförmige Kapselung

stehende Welle Würfel				FEM 2 mm	FEM 0,5 mm	FEM 1 mm	FEM 3 mm	
n_x	n_y	n_z	f [Hz]	Eigenmodenummer	f [Hz]	f [Hz]	f [Hz]	f [Hz]
0	0	0	0	Eigenmode1	145	36	72	144
0	1	0	572	Eigenmode2	149	37	74	148
1	0	0	572	Eigenmode3	201	50	93	186
0	0	1	572	Eigenmode4	354	88	160	317
1	1	0	808	Eigenmode5	381	95	174	349
0	1	1	808	Eigenmode6	556	140	206	414
1	0	1	808	Eigenmode7	594	149	279	554
1	1	1	990	Eigenmode8	602	151	296	590
0	2	0	1143	Eigenmode9	723	179	300	598
2	0	0	1143	Eigenmode10	728	181	357	713
0	0	2	1143	Eigenmode11	742	184	363	723
1	2	0	1278	Eigenmode12	767	191	379	758
2	1	0	1278	Eigenmode13	903	223	381	759
0	2	1	1278	Eigenmode14	1084	270	447	890
2	0	1	1278	Eigenmode15	1091	270	538	1071
0	1	2	1278	Eigenmode16	1107	273	540	1073
1	0	2	1278	Eigenmode17	1121	277	544	1085
1	2	1	1400	Eigenmode18	1247	306	554	1105
2	1	1	1400	Eigenmode19	1424	356	614	1221
1	1	2	1400	Eigenmode20	1503	374	713	1409
2	2	0	1617	Eigenmode21	1515	375	747	1480
0	2	2	1617	Eigenmode22	1526	375	750	1488
2	0	2	1617	Eigenmode23	1624	401	751	1491
0	3	0	1715	Eigenmode24	1637	404	804	1595
3	0	0	1715	Eigenmode25	1730	427	808	1598
2	2	1	1715	Eigenmode26	1742	428	857	1698
1	2	2	1715	Eigenmode27	1764	430	860	1703
2	1	2	1715	Eigenmode28	1911	469	870	1728
0	0	3	1715	Eigenmode29	1932	477	946	1867
1	3	0	1808	Eigenmode30	2010	491	955	1889
3	1	0	1808	Eigenmode30				1950
0	3	1	1808	Eigenmode31				1968
3	0	1	1808	Eigenmode32				2107
0	1	3	1808	Eigenmode33				2142
1	0	3	1808	Eigenmode34				2188
1	3	1	1896	Eigenmode35				2249
3	1	1	1896	Eigenmode36				2266
1	1	3	1896	Eigenmode37				2343
2	2	2	1980	Eigenmode38				2544
2	3	0	2061	Eigenmode39				2670

Tabelle 11.2 Eigenfrequenzen FEM, stehende Welle quaderförmige Kapselung

stehende Welle Quader					FEM 2mm	FEM 0,5 mm	FEM 1 mm	FEM 3 mm
n_x	n_x	n_z	f [Hz]	Eigenmodenummer	f [Hz]	f [Hz]	f [Hz]	f [Hz]
0	0	0	0	Eigenmode1	224	56	112	336
0	0	1	572	Eigenmode2	285	70	142	431
0	1	0	858	Eigenmode3	354	88	177	537
1	0	0	858	Eigenmode4	484	117	240	745
0	1	1	1031	Eigenmode5	684	172	343	1027
1	0	1	1031	Eigenmode6	739	184	369	1116
0	0	2	1143	Eigenmode7	773	192	385	1174
1	1	0	1213	Eigenmode8	855	213	427	1292
1	1	1	1341	Eigenmode9	1178	293	589	1790
0	1	2	1429	Eigenmode10	1252	315	629	1887
1	0	2	1429	Eigenmode11	1356	341	682	2034
1	1	2	1667	Eigenmode12	1447	362	724	2174
0	2	0	1715	Eigenmode13	1580	392	789	2390
2	0	0	1715	Eigenmode14	1702	426	854	2585
0	0	3	1715	Eigenmode15	1716	429	859	2592
0	2	1	1808	Eigenmode16	1748	437	877	2691
2	0	1	1808	Eigenmode17	1819	454	910	2770
1	2	0	1917	Eigenmode18	1978	490	986	3047
2	1	0	1917	Eigenmode19	2143	533	1071	3339
0	1	3	1917	Eigenmode20	2392	594	1193	3619
1	0	3	1917	Eigenmode21	2454	609	1222	3703
1	2	1	2001	Eigenmode22	2513	623	1252	3846
2	1	1	2001	Eigenmode23	2641	660	1324	4041
0	2	2	2061	Eigenmode24	2851	702	1416	4414
2	0	2	2061	Eigenmode25	2908	721	1455	4510
1	1	3	2100	Eigenmode26	2922	730	1467	4527
1	2	2	2232	Eigenmode27	3012	753	1511	4570
2	1	2	2232	Eigenmode28	3275	821	1647	5034
0	0	4	2287	Eigenmode29	3352	835	1679	5212
2	2	0	2425	Eigenmode30	3470	857	1728	5285
0	2	3	2425					
2	0	3	2425					
0	1	4	2442					
1	0	4	2442					
2	2	1	2492					
0	3	0	2573					
3	0	0	2573					
1	2	3	2573					
2	1	3	2573					
1	1	4	2588					
0	3	1	2635					

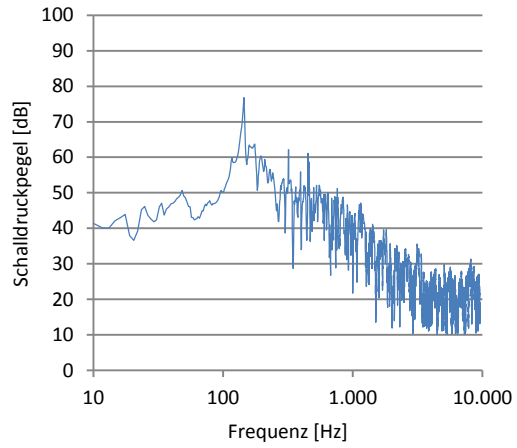
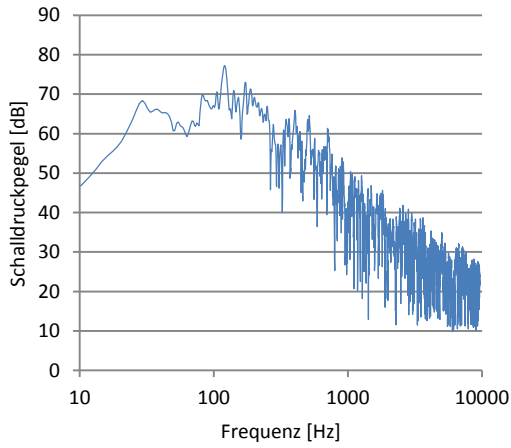


Abbildung 11-42 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Würfel, links 0,5 mm rechts 1 mm Wandstärke

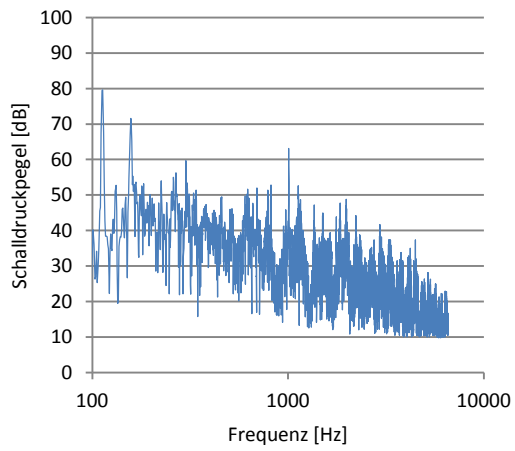
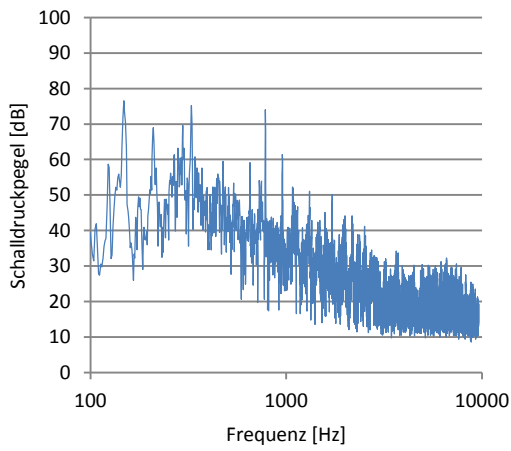


Abbildung 11-43 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Würfel, links 2 mm rechts 3 mm Wandstärke

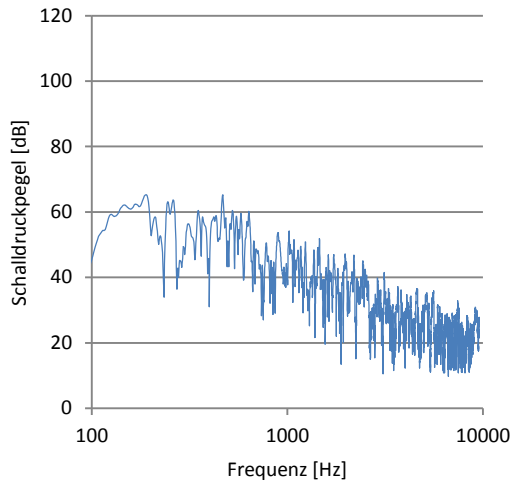
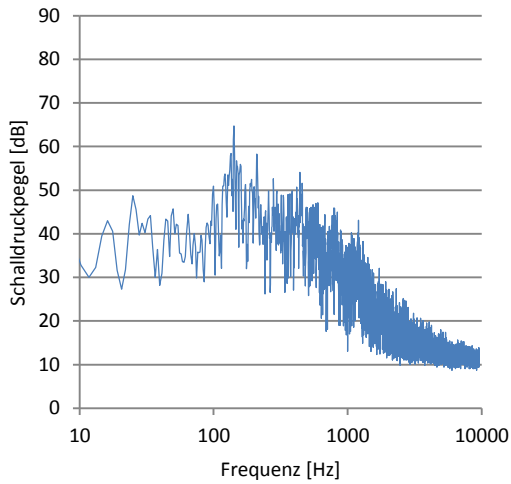


Abbildung 11-44 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Quader, links 0,5 mm rechts 1 mm Wandstärke

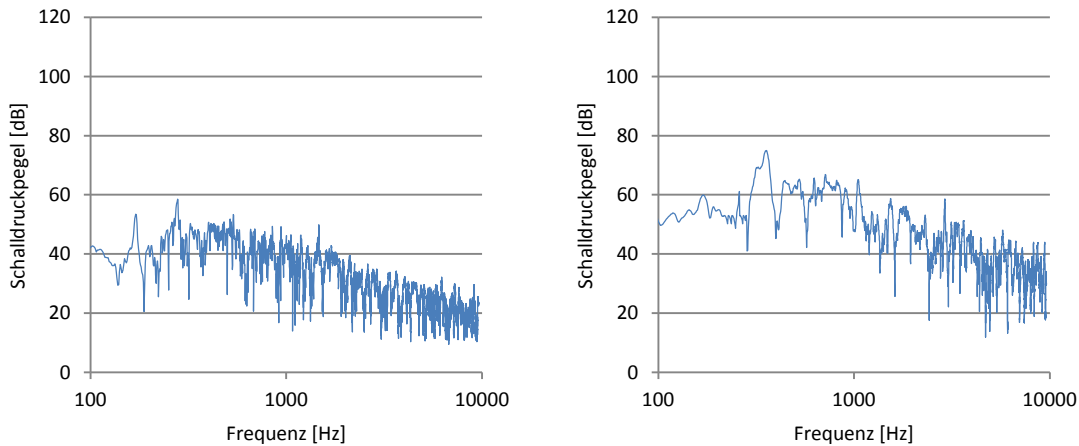


Abbildung 11-45 FFT-Analyse Eigenfrequenzen Quader, links 2 mm rechts 3 mm Wandstärke

11.3 Kostenaufstellung

Tabelle 11.3 Arbeitsauflistung

Kunststoffkapselung (4 Stk.)		Stahlkapselung (8 Stk.)		Doppelwand (2 Stk.)	
Arbeit	Dauer [h]	Arbeit	Dauer [h]	Arbeit	Dauer [h]
anreißen und zuschneiden	6	anreißen und zuschneiden	6	anreißen und zuschneiden	2
kleben	7	bohren	5	bohren	1,5
bohren und nieten	2	bohren und nieten	4	biegen	1
putzen	1	biegen	3	schweißen	1,5
		schweißen	10	nachbearbeiten	1
		nachbearbeiten	2		
Summe	16	Summe	30	Summe	7
Arbeitszeit pro Kapsel	4	Arbeitszeit pro Kapsel	3,75	Arbeitszeit pro Kapsel	3,5

Tabelle 11.4 Materialkosten

Material	Materialkosten [€]	Gewicht [kg]
2000x1000x2 mm PA	69,00	5,2
2000x1000x3 mm PA	97,80	7,7
2000x1000x0,5 mm Edelstahl	41,92	8
2000x1000x1 mm Edelstahl	72,80	16
2000x1000x2 mm Edelstahl	142,40	32
2000x1000x3 mm Edelstahl	213,12	48

Tabelle 11.5 Kosten Kunststoffkapselungen und Stahldoppelwand

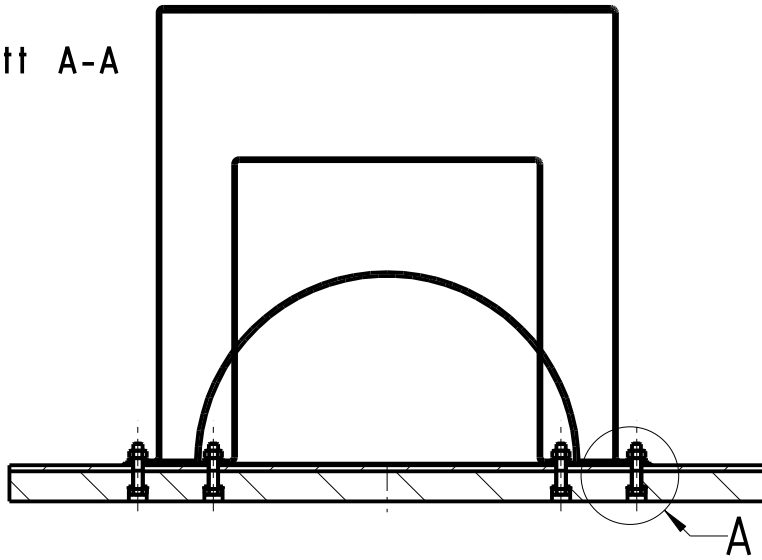
Kunststoffkapselung	2 mm Wandstärke		3 mm Wandstärke		Stahldoppelwand	0,5 mm Wandstärke	
	Quader	Würfel	Quader	Würfel		Kostenaufstellung [€]	Quader
Kostenaufstellung [€]					Kostenaufstellung [€]		
Arbeitszeit	200,00	200,00	200,00	200,00	Arbeitszeit	175,00	175,00
Halbzeug	13,80	20,70	19,56	29,34	Halbzeug	14,56	21,84
Arbeitsutensilien	10,00	10,00	10,00	10,00	Arbeitsutensilien	13,00	13,00
Summe	223,80	230,70	229,56	239,34	Summe	202,56	209,84

Tabelle 11.6 Kosten Stahlkapselung

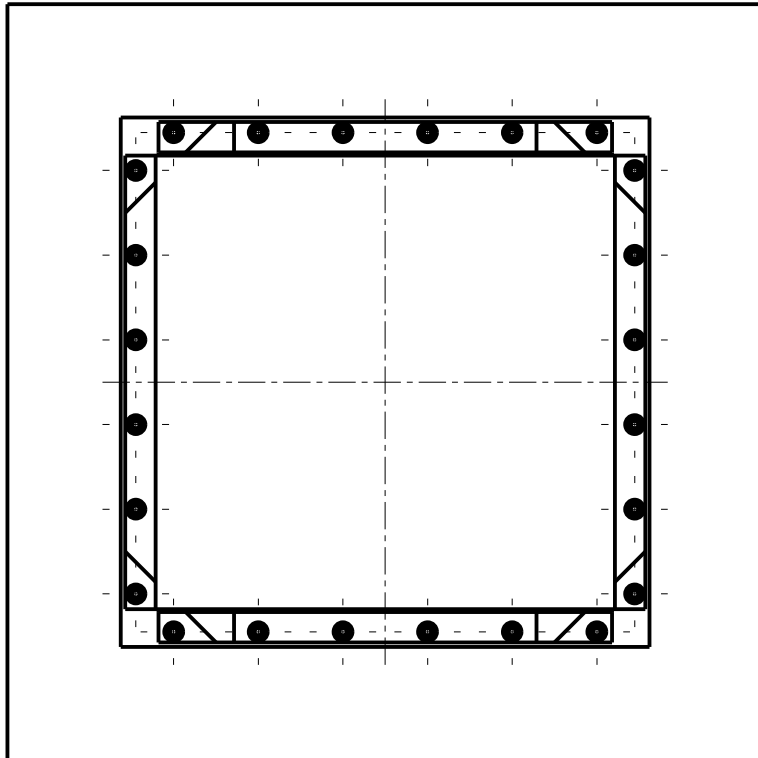
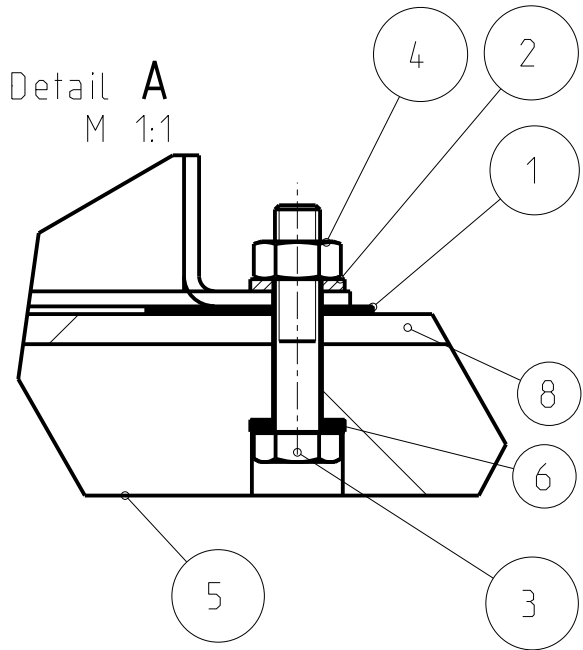
Stahlkapselung	0,5 mm Wandstärke		1 mm Wandstärke		2 mm Wandstärke		3 mm Wandstärke	
	Quader	Würfel	Quader	Würfel	Quader	Würfel	Quader	Würfel
Kostenaufstellung [€]								
Arbeitszeit	187,50	187,50	187,50	187,50	187,50	187,50	187,50	187,50
Halbzeug	8,38	12,58	14,56	21,84	28,48	42,72	42,62	63,94
Arbeitsutensilien	13,00	13,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00	11,00
Summe	208,88	213,08	213,06	220,34	226,98	241,22	241,12	262,44

11.4 Fertigungszeichnungen

Schnitt A-A



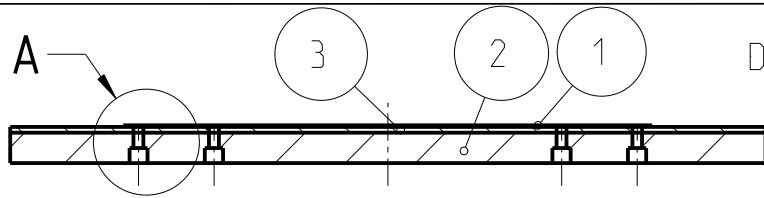
Detail A
M 1:1



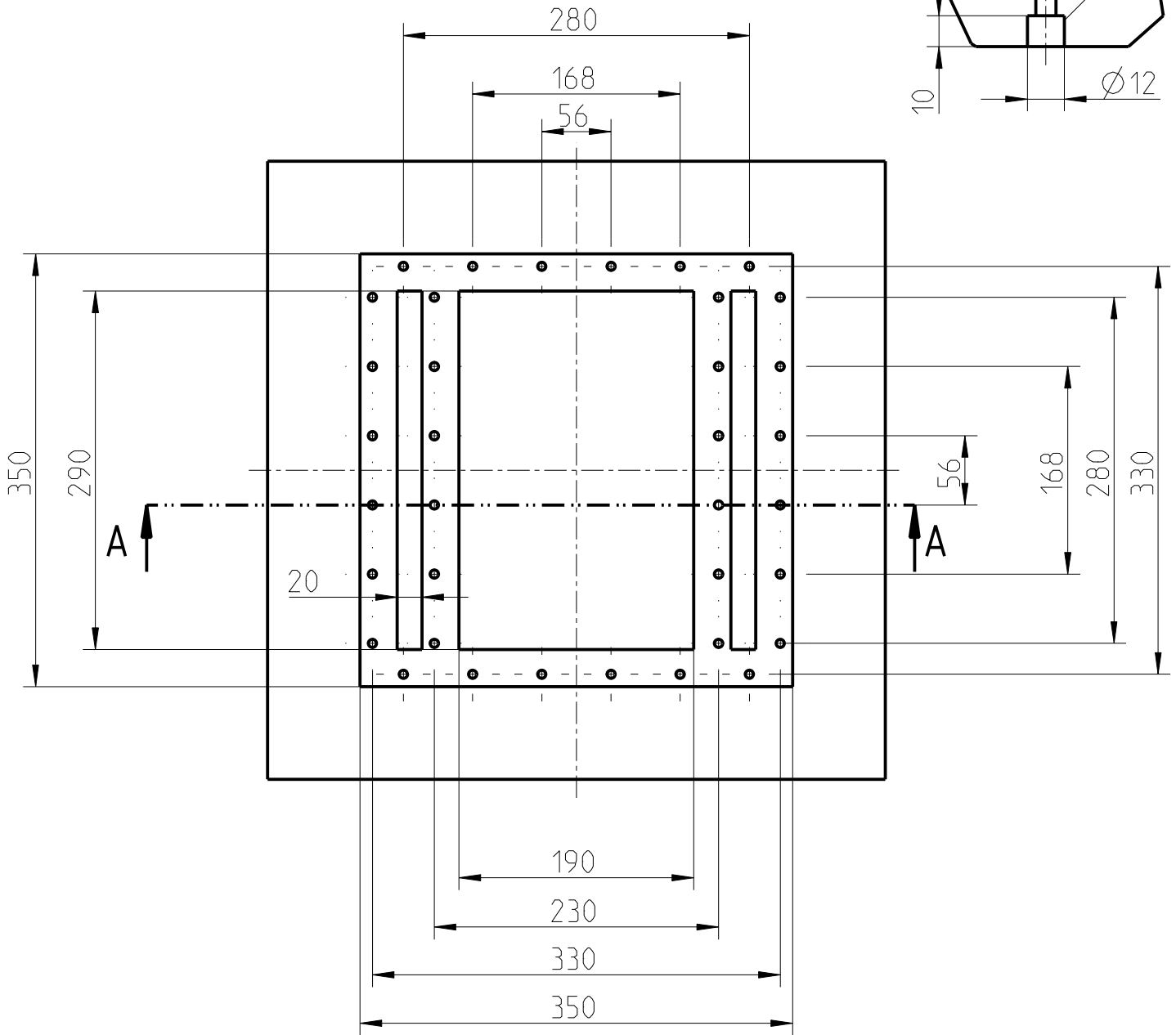
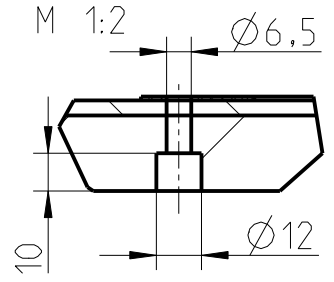
8	Reflektor		St	1	500x500x2		
7	Kapsel			1			
6	Scheibe_Dämpfung		Kunstst.	24	∅12x∅6.5x1.6		
5	Fundamentplatte		Holz	1	500x500x30		
4	Mutter	DIN 934		24	M6-6.8		
3	Sechskantschraube	DIN 931		24	M8x30-6.8		
2	Scheibe	ISO 7092		24	8-200HV-A2		
1	Dichtung		Kunstst.	1	350x350x2		
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung

<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>	
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>			
		<i>Datum</i>	<i>Name</i>	<i>Benennung</i>			
		Bearb. 18.03.2013	Bramesh.	KAPSELUNG_KAELTEKOMPR			
		Gepr.					
		Norm					
		Komm.-Nr.:					
		 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>		<i>Blatt </i>	
				KAPSELUNG_KAEKOMPR		Bl.	
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>	<i>Ers.f.:</i>		<i>Ers.d.:</i>	

Schnitt A-A



Detail A

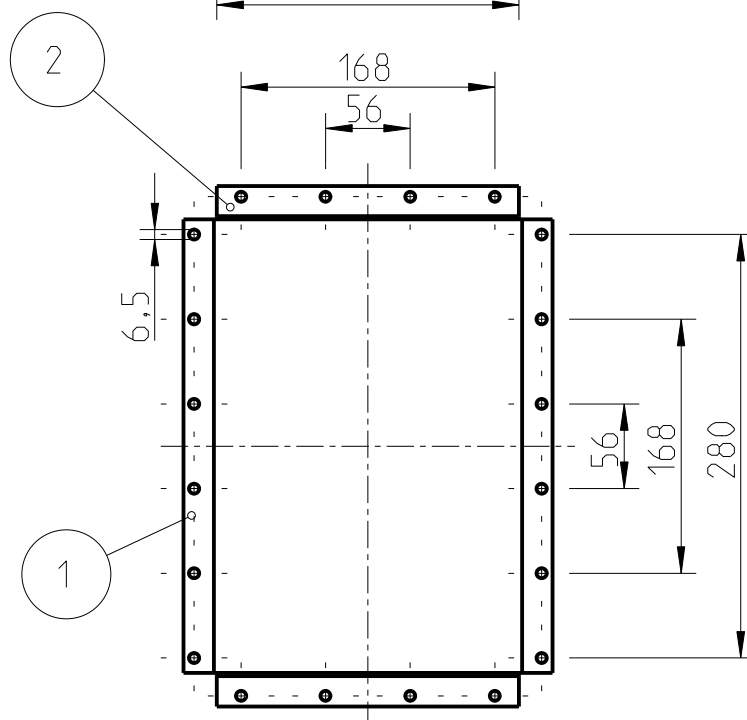
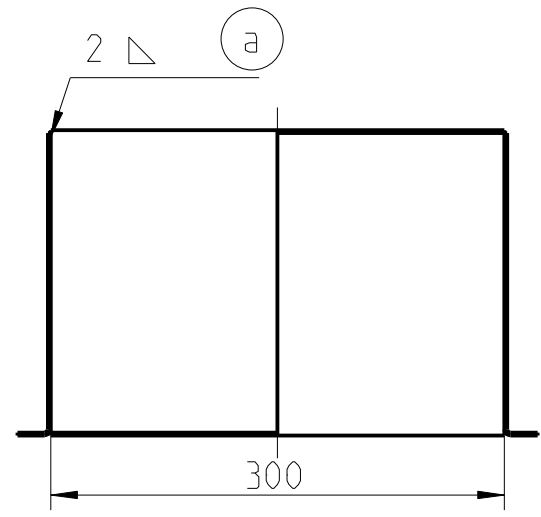
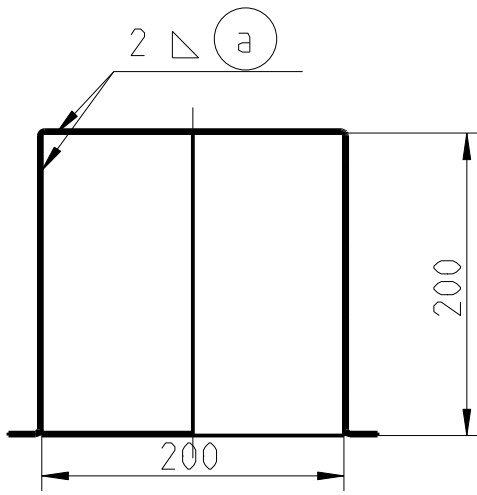


3	Reflektor		St	1	500x500x2		
2	Fundamentplatte		Holz	1	500x500x30		
1	Dichtung		Kunstst.	1	350x350x2		
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung
Verwendungsbereich		Oberflaeche		Masstab 1:5		Gewicht	
		Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug Holz/Stahl/Kunststoff			
			Datum	Name	Benennung FUNDAMENT		
		Bearb.	17.03.2013	Bramesh.			
		Gepr.					
		Norm					
		Komm.-Nr.:		Zeichnung/Sach-Nr.:			Blatt
				FUNDAMENT			Bl.
Zust.	Aenderung	Datum	Name	Ers.f.:		Ers.d.:	



Institut für
Thermische
Turbomaschinen und
Maschinendynamik

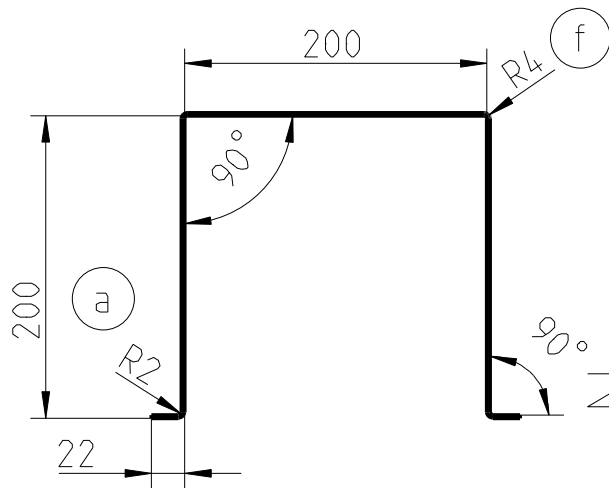
FUNDAMENT



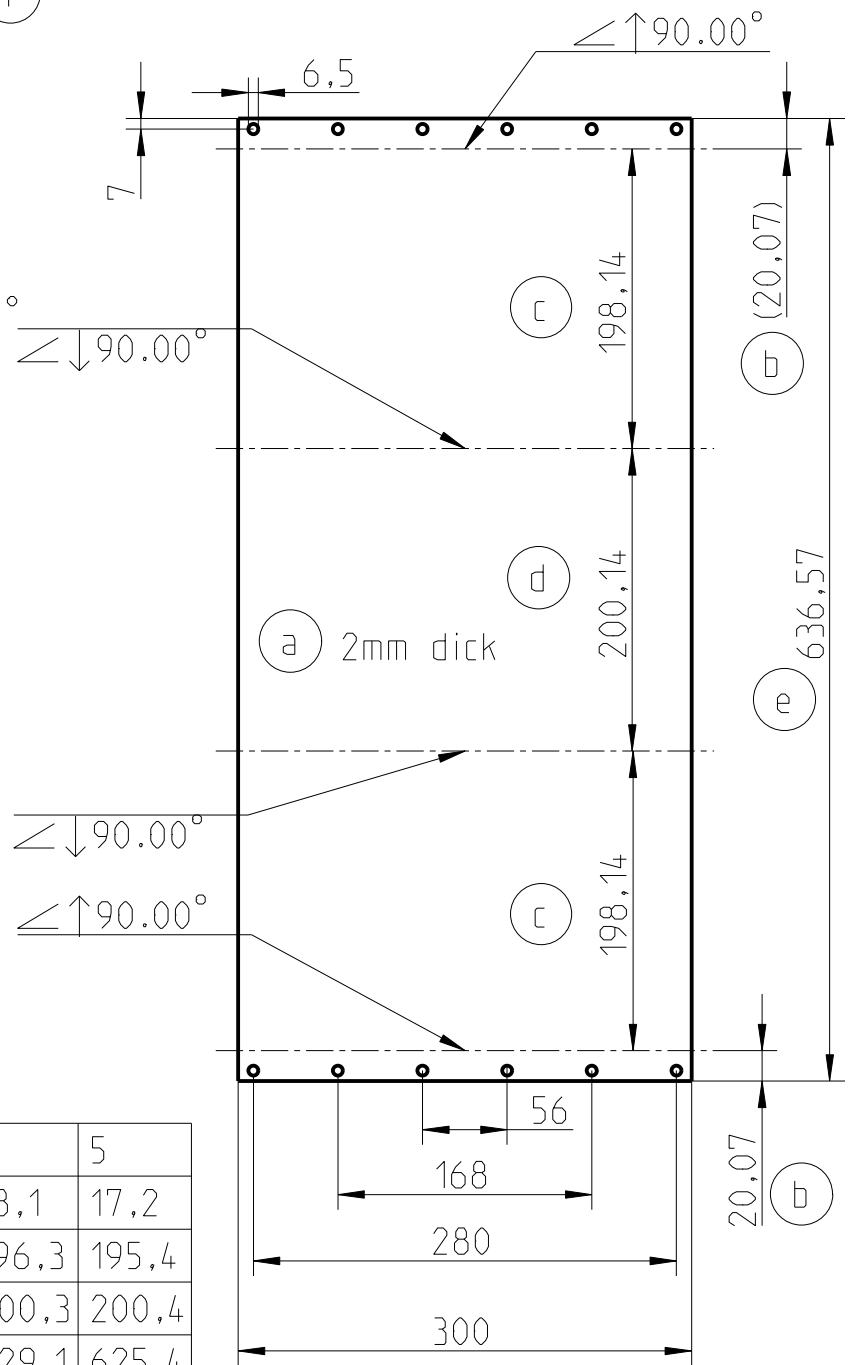
a	2	0,5	1	3	5
---	---	-----	---	---	---

2	Kapsel_Mantelblech_Quader		St	2				
1	Kapsel_Abdechblech_Quader		St	1				
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung	
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>		
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>				
				Stahl				
		<i>Datum</i>		<i>Benennung</i>				
		Bearb. 17.03.2013		Bramesh.				
		<i>Gepr.</i>		KAPSEL_QUADER				
		<i>Norm</i>						
		<i>Komm.-Nr.:</i>						
				<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>				<i>Blatt</i>
				KAPSEL_QUADER				Bl.
1	Tabelle	30.4	Bra	<i>Ers.f.:</i>				<i>Ers.d.:</i>
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>					
				Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik				


1 Stk. ✓



Abwicklung

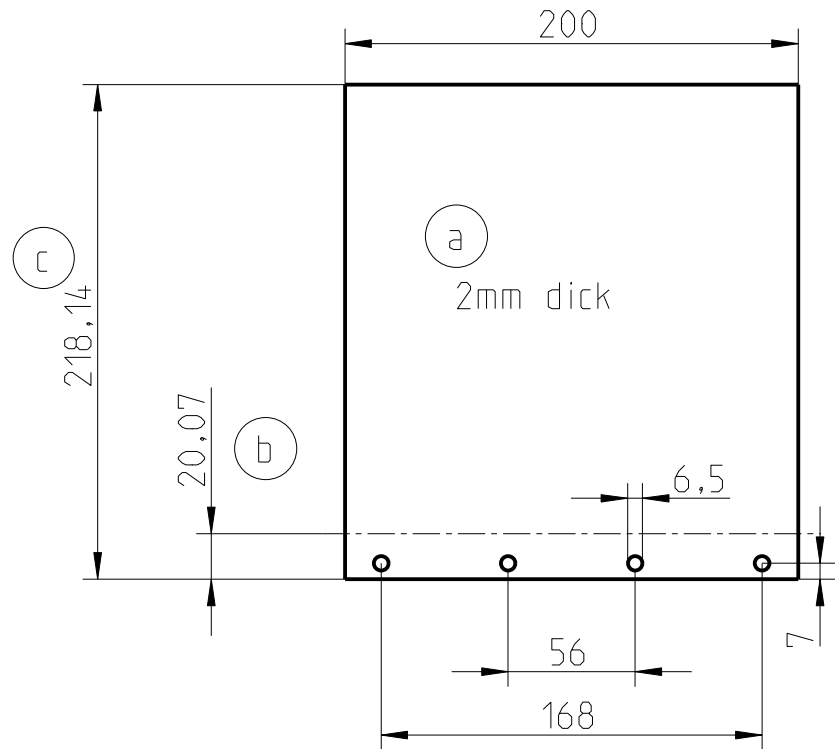
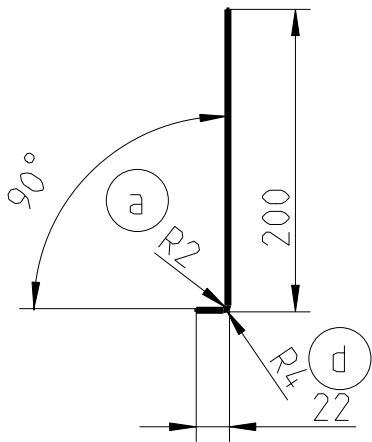


a	2	0,5	1	3	4	5
b	20,1	21,5	21	19,1	18,1	17,2
c	198,1	199,5	199,1	197,2	196,3	195,4
d	200,1	200	200,1	200,2	200,3	200,4
e	635,6	642,1	640,3	632,9	629,1	625,4
f	4	1	2	6	8	10

Verwendungsbereich			Oberflaeche			Masstab 1:5		Gewicht					
			Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"			Werkstoff/Halbzeug St							
			Datum			Benennung							
			Name			KAPSEL_ABDECKBLECH_Q							
			Bearb. 18.03.2013							Bramesh.			
			Gepr.										
			Norm										
			Komm. -Nr.:			Zeichnung/Sach-Nr.:				Blatt			
						ABDECKBLECH_QUADER				Bl.			
1	Tabelle	30.4	Bra	 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik	Ers.f.:		Ers.d.:						
Zust.	Aenderung	Datum	Name										

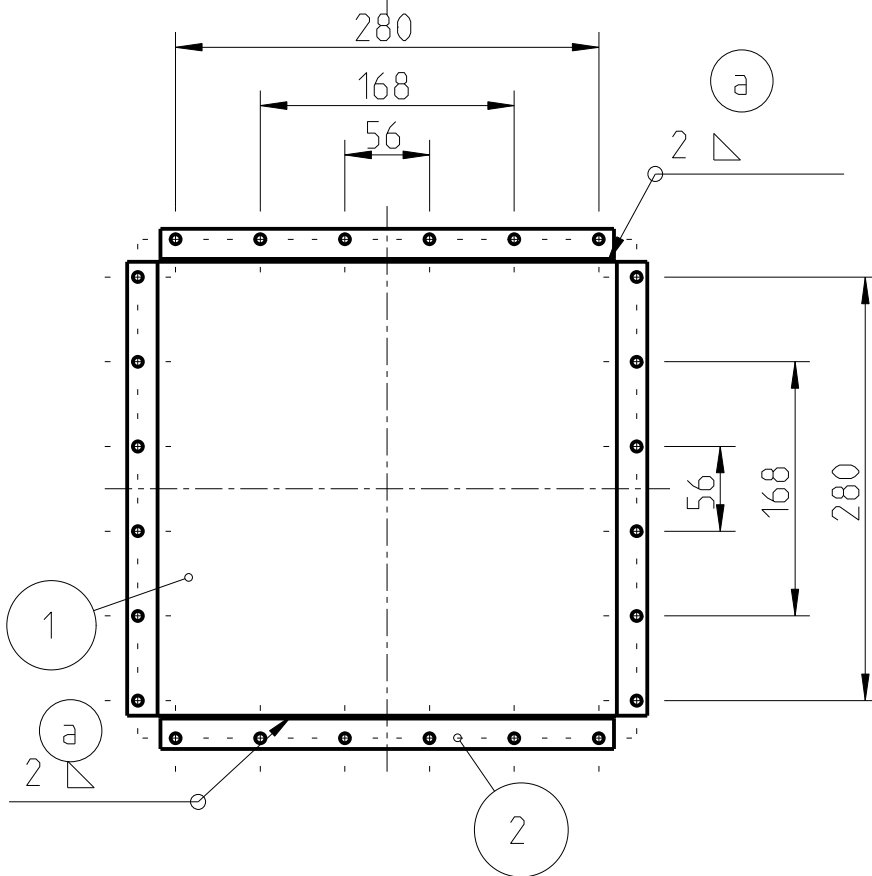
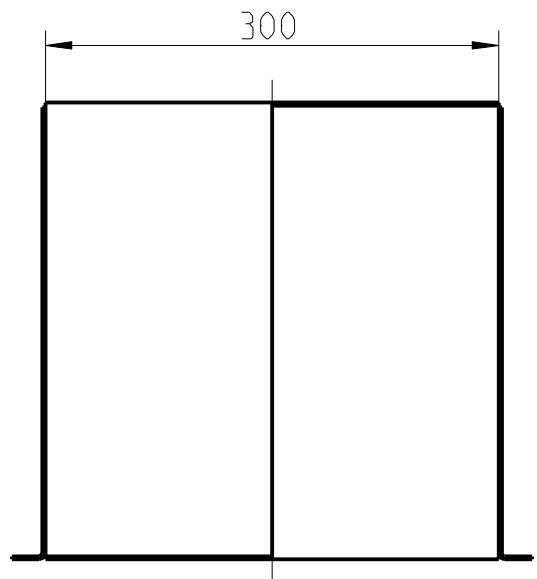
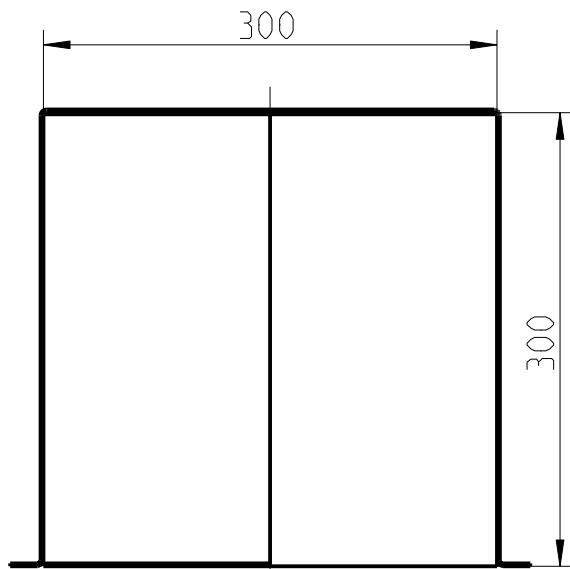
2 Stk. ✓

Abwicklung



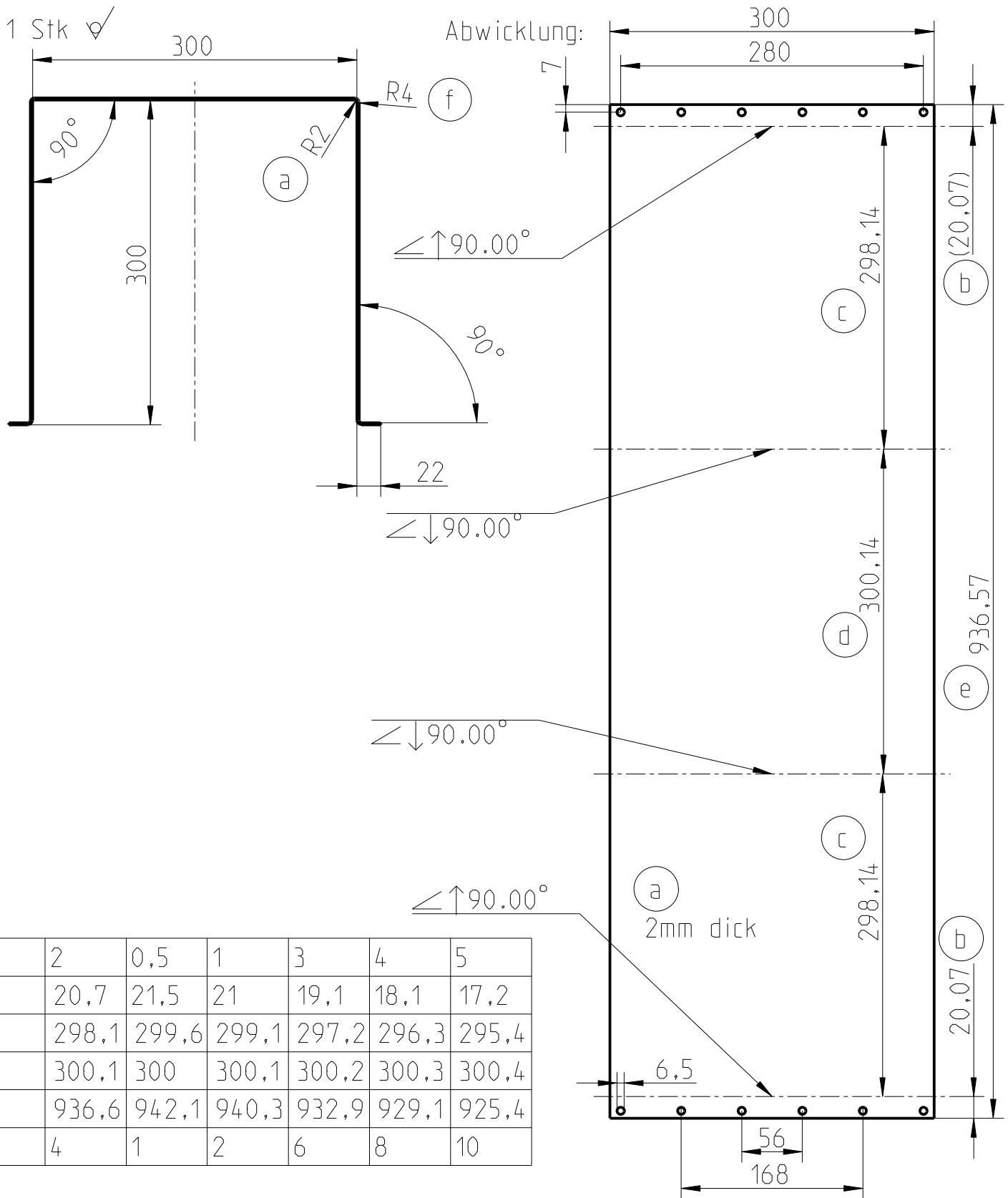
a	2	0,5	1	3	4	5
b	20,7	21,5	21,5	19,1	18,1	17,2
c	218,1	221	221,1	216,2	214,3	212,4
d	4	1	2	6	8	10

Verwendungsbereich			Oberflaeche		Masstab 1:5		Gewicht			
			Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St					
			Datum		Benennung					
			Name		KAPSEL_MANTELBLECH_Q					
			Bearb. 18.03.2013						Bramesh.	
			Gepr.							
			Norm							
			Komm.-Nr.:							
			Zeichnung/Sach-Nr.:		Blatt					
			MANTELBLECH_QUADER		Bl.					
1			Tabelle		30.4		Bra			
Zust.			Aenderung		Datum		Name			
			 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		Ers.f.:		Ers.d.:			



a	2	0,5	1	3	5
---	---	-----	---	---	---

2	Kapsel_Mantelblech_W uerfel		St	2			
1	Kapsel_Abdechblech_W uerfel		St	1			
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>	
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>			
				St			
		<i>Datum</i>		<i>Benennung</i>			
		17.03.2013		KAPSEL_WUERFEL			
		<i>Name</i>					
		Bramesh.					
		<i>Gepr.</i>					
		<i>Norm</i>					
		<i>Komm. -Nr.:</i>					
				<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>			
				KAPSEL_WUERFEL			
				<i>Blatt</i>			
				Bl.			
1	Tabelle	30.4	Bra	<i>Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik</i>		<i>Ers.f.:</i>	
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>			<i>Ers.d.:</i>	

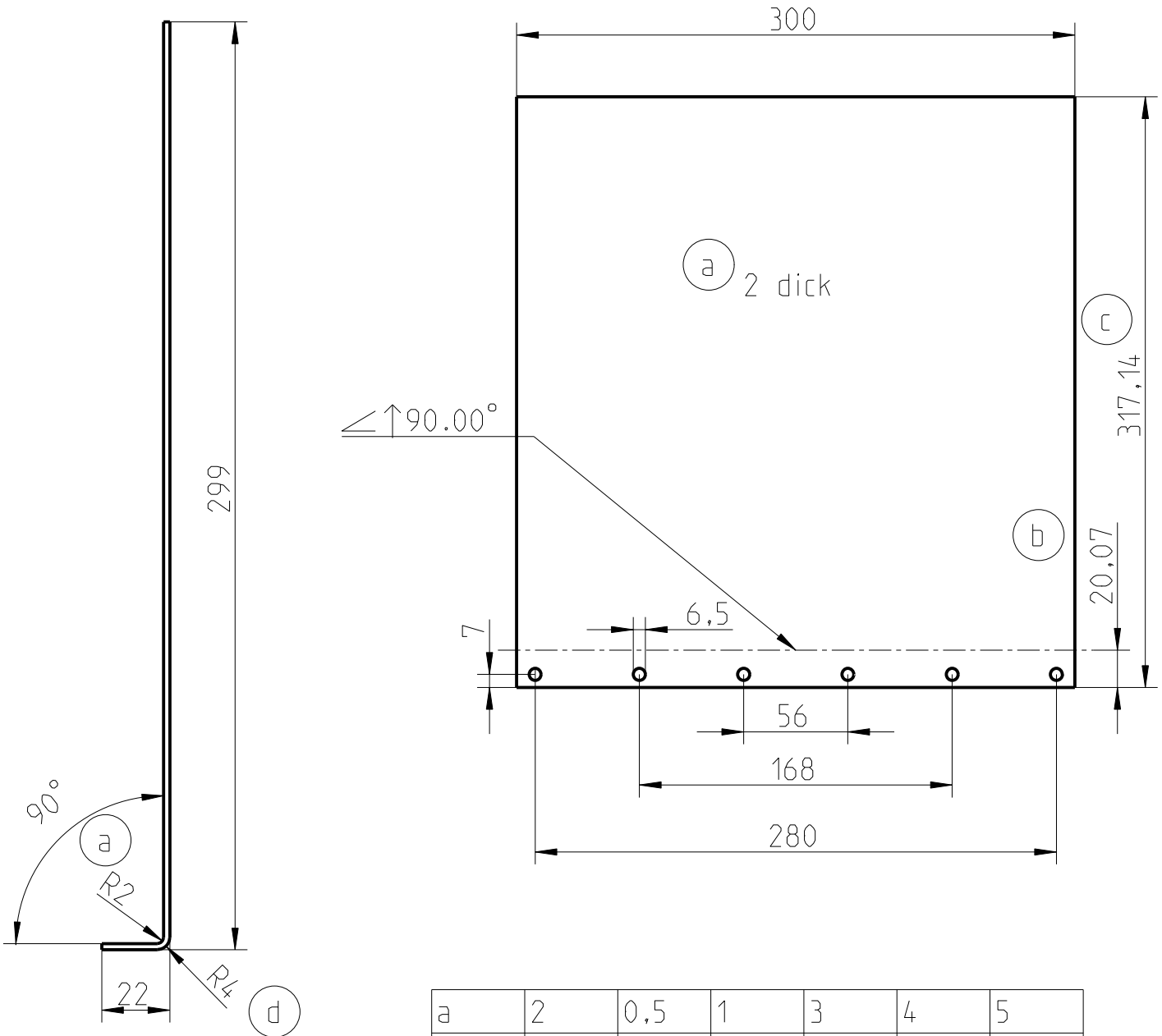


a	2	0,5	1	3	4	5
b	20,7	21,5	21	19,1	18,1	17,2
c	298,1	299,6	299,1	297,2	296,3	295,4
d	300,1	300	300,1	300,2	300,3	300,4
e	936,6	942,1	940,3	932,9	929,1	925,4
f	4	1	2	6	8	10

Verwendungsbereich			Oberflaeche			Masstab 1:5			Gewicht		
			Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"			Werkstoff/Halbzeug			St/ AL 937x300		
			Datum			Name			Benennung		
			Bearb. 18.03.2013			Bramesh.			KAPSEL_ABDECKBLECH_W		
			Gepr.								
			Norm								
			Komm.-Nr.:						Zeichnung/Sach-Nr.:		
									ABDECKBLECH_WUERFEL		
									Blatt		
									Bl.		
1			Tabelle			30.4			Bra		
Zust.			Aenderung			Datum			Name		
						 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik			Ers.f.:		
									Ers.d.:		

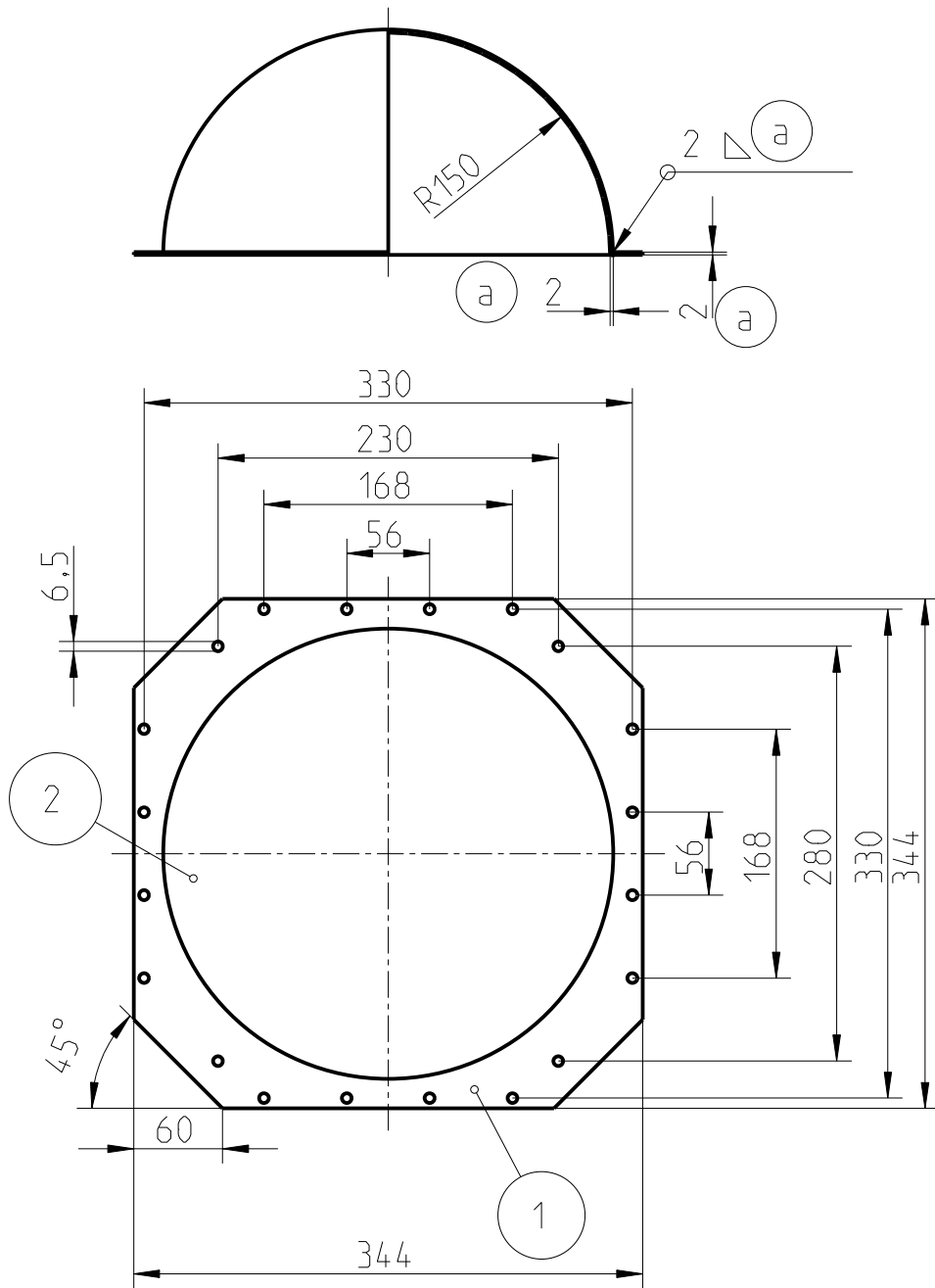
2 Stk. ✓

Abwicklung



a	2	0,5	1	3	4	5
b	20,7	21,5	21	19,1	18,1	17,2
c	317,1	320	319,1	315,2	313,3	311,4
d	4	1	2	6	8	10

Verwendungsbereich				Oberflaeche		Masstab 1:2		Gewicht		
				Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St				
				Datum		Benennung				
				18.03.2013		KAPSEL_MANTELBLECH_W				
				Name						
				Bramesh.						
				Gepr.						
				Norm						
				Komm.-Nr.:						
				Zust.		Zeichnung/Sach-Nr.:		Blatt		
1				Tabelle		30.4		Bra		
Zust.				Aenderung		Datum		Name		Bl.
				Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		MANTELBLECH_WUERFEL		Ers.f.:		Ers.d.:

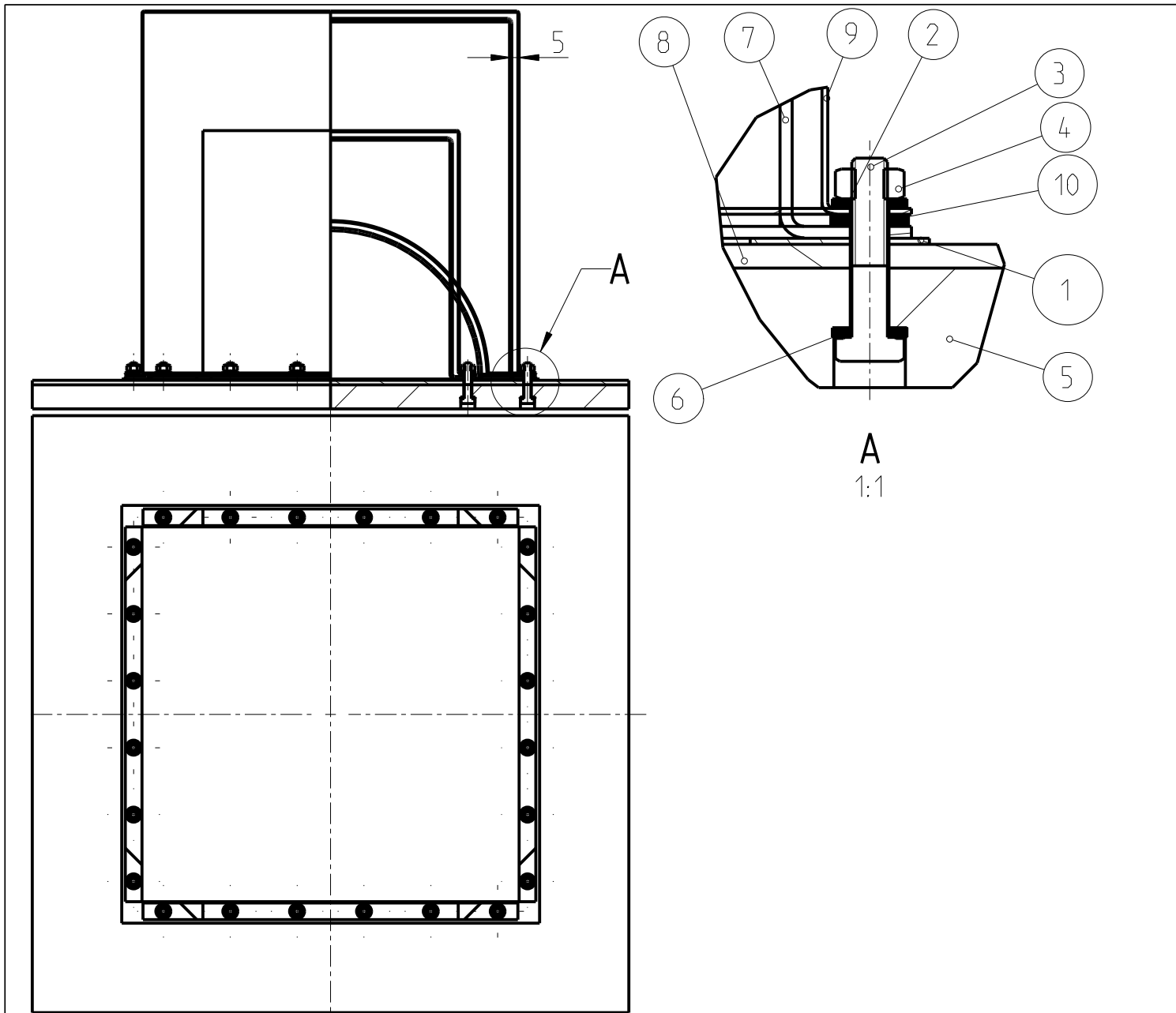


a	2	0,5	1	3	5
---	---	-----	---	---	---

2	Kapsel_Kugel		St	1			
1	Kapsel_Bodenblech		St	1			
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>	
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>			
				St			
		<i>Datum</i>		<i>Benennung</i>			
		19.03.2013		KAPSEL_KUGEL			
		<i>Name</i>					
		Bramesh.					
		<i>Gepr.</i>					
		<i>Norm</i>					
		<i>Komm.-Nr.:</i>					
				<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>			
				KAPSEL_KUGEL			
				<i>Blatt</i>			
				Bl.			
1	Tabelle	30.4	Bra				
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>	<i>Ers.f.:</i>		<i>Ers.d.:</i>	

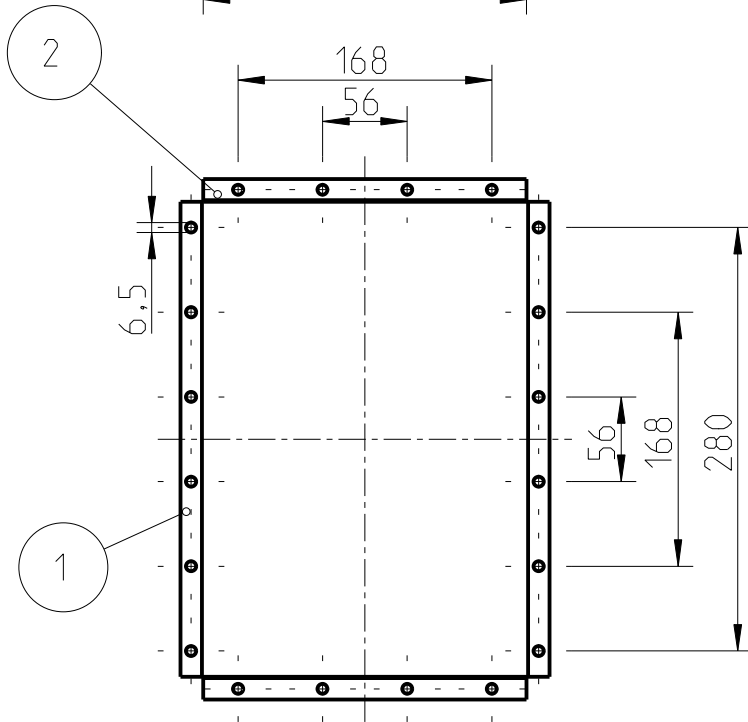
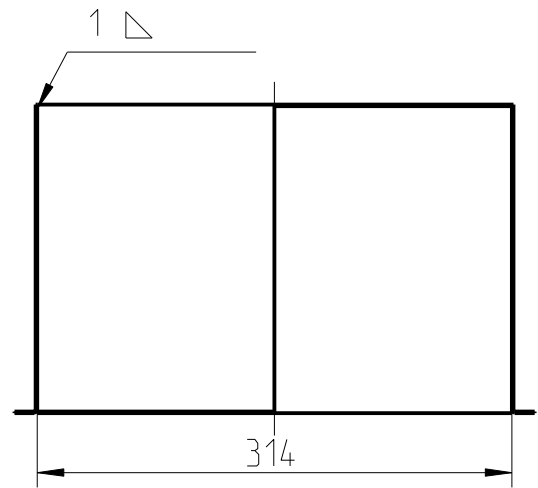
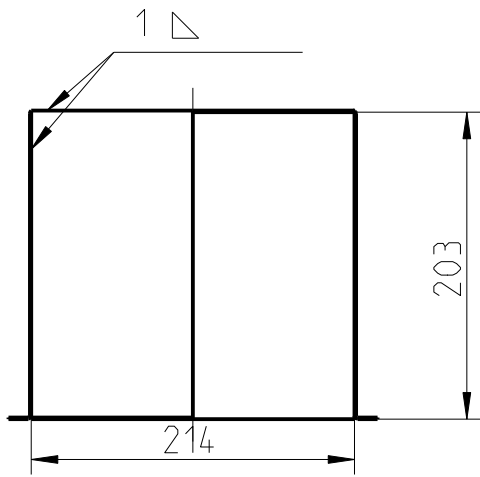


Institut für
Thermische
Turbomaschinen und
Maschinendynamik



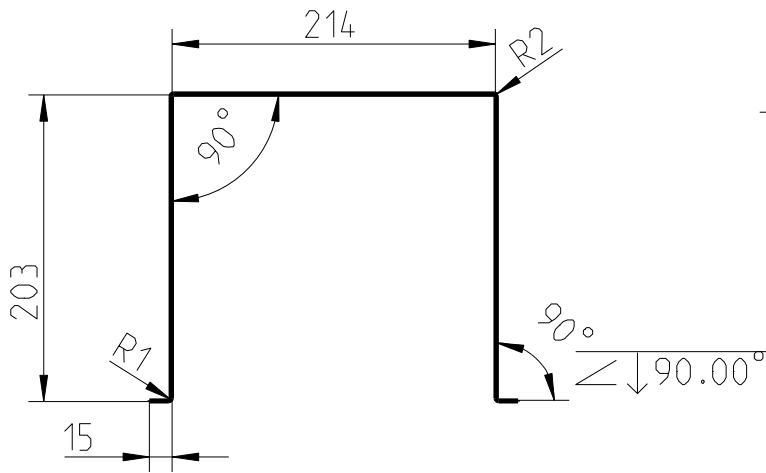
10	Doppelwanddichtung		Kunstst.				
9	biegeweiche Vorsatzschale		St	1			
8	Reflektor		St	1	500x500x2		
7	Kapsel			1			
6	Scheibe_Dämpfung		Kunstst.	24	Ø12xØ6.5x1.6		
5	Fundamentplatte		Holz	1	500x500x30		
4	Mutter	DIN 934		24	M6-6.8		
3	Sechskantschraube	DIN 931		24	M8x30-6.8		
2	Scheibe	ISO 7092		24	8-200HV-A2		
1	Dichtung		Kunstst.	1	350x350x2		
Pos.	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung

<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>		
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>				
		<i>Datum</i>	<i>Name</i>	<i>Benennung</i>				
		Bearb. 02.05.2013	Bramesh.	KAPS_KAELTEK_VORS				
		Gepr.						
		Norm						
		<i>Komm.-Nr.:</i>		<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>				
				KAPS_DW_KOMPR				
								<i>Ers.f.:</i>
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>	 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik				<i>Blatt</i>

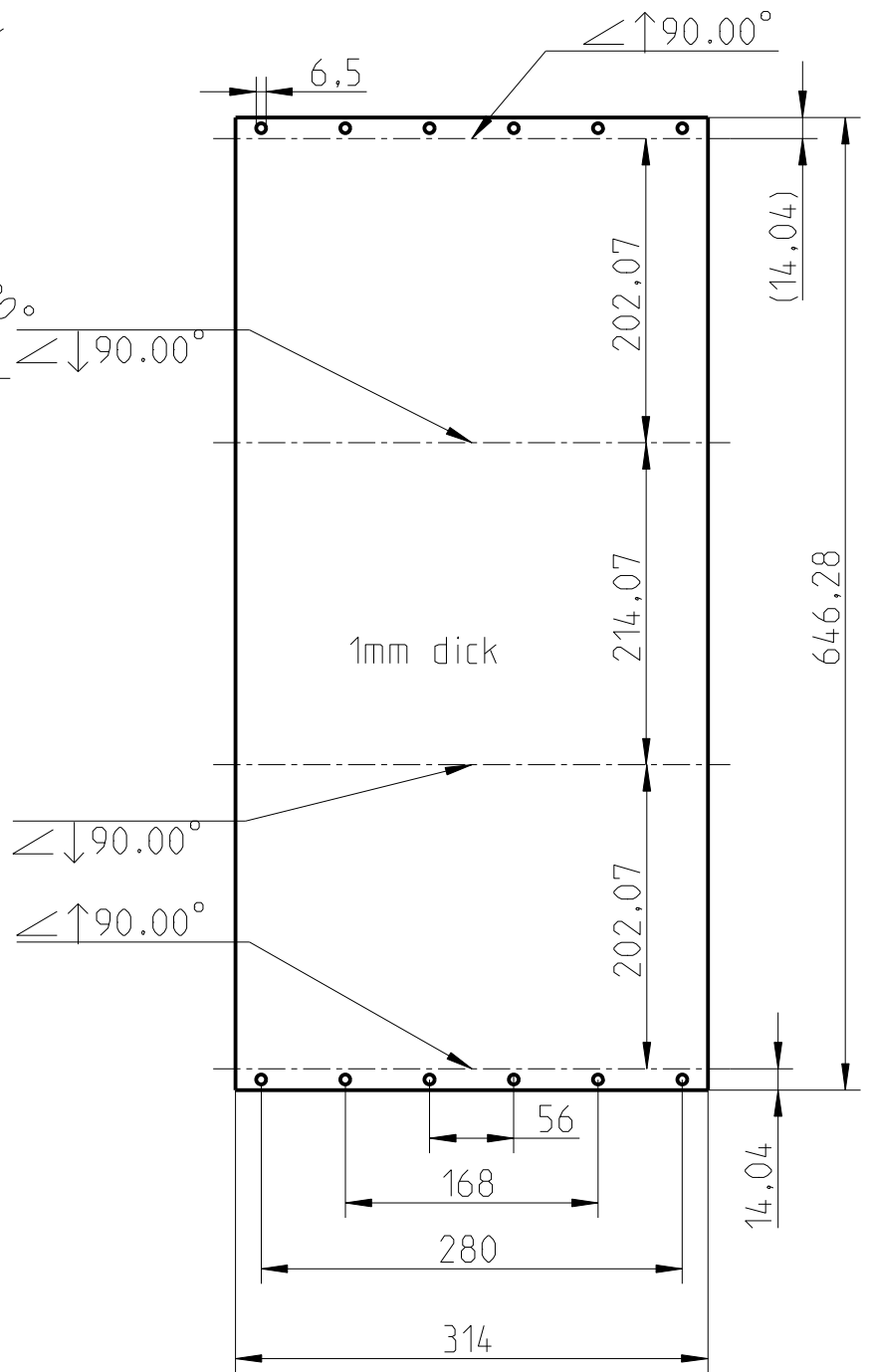


2	Kapsel_Mantelblech_Quader_Vors		St	2			
1	Kapsel_Abdeckblech_Quader_Vors		St	1			
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>	
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>			
				Stahl			
		<i>Datum</i>		<i>Benennung</i>			
		Bearb. 17.03.2013		Bramesh.			
		<i>Gepr.</i>					
		<i>Norm</i>					
		<i>Komm.-Nr.:</i>					
				<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>			
				KAPSEL_QUADER_VORS			
				<i>Blatt</i>			
				Bl.			
1	Tabelle	30.4	Bra	 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik			
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>				
				<i>Ers.f.:</i>		<i>Ers.d.:</i>	

1 Stk. ✓



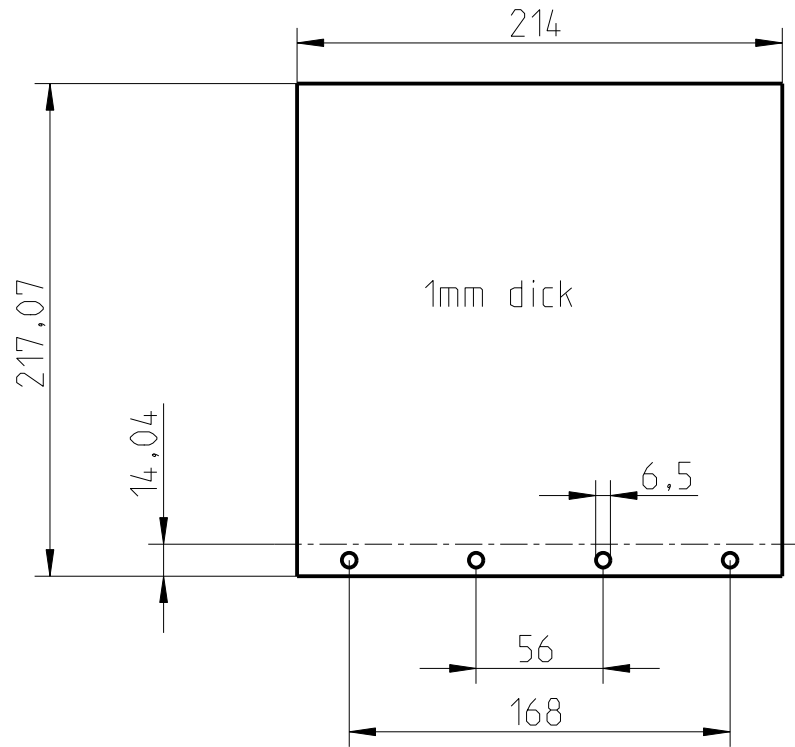
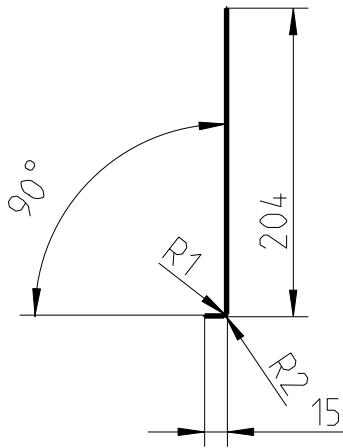
Abwicklung



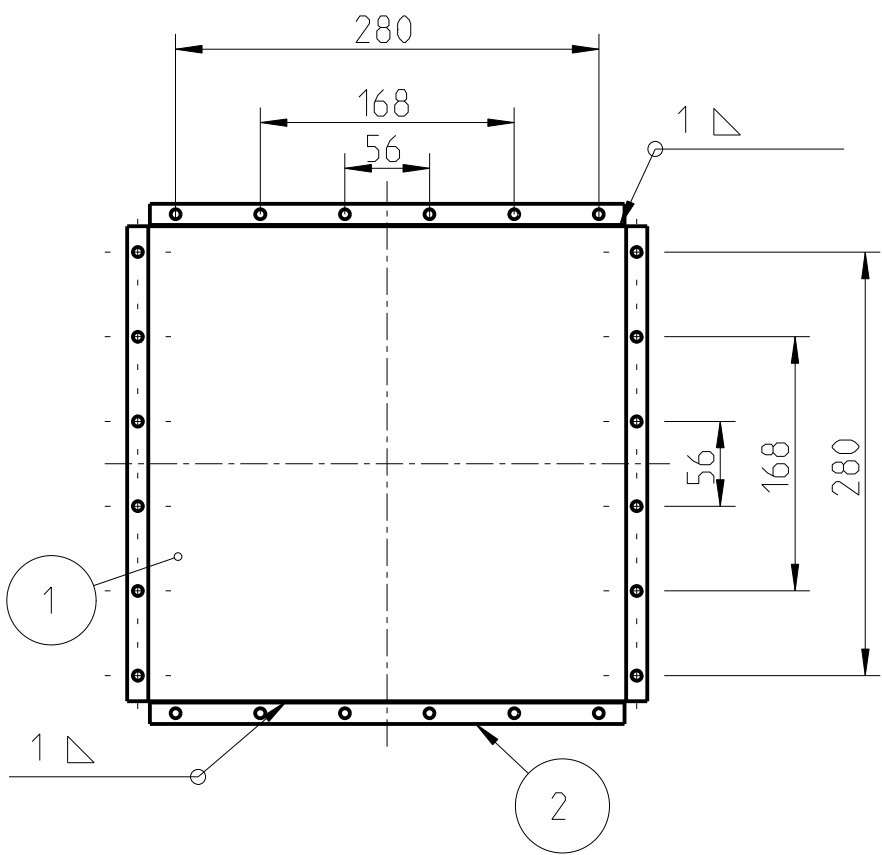
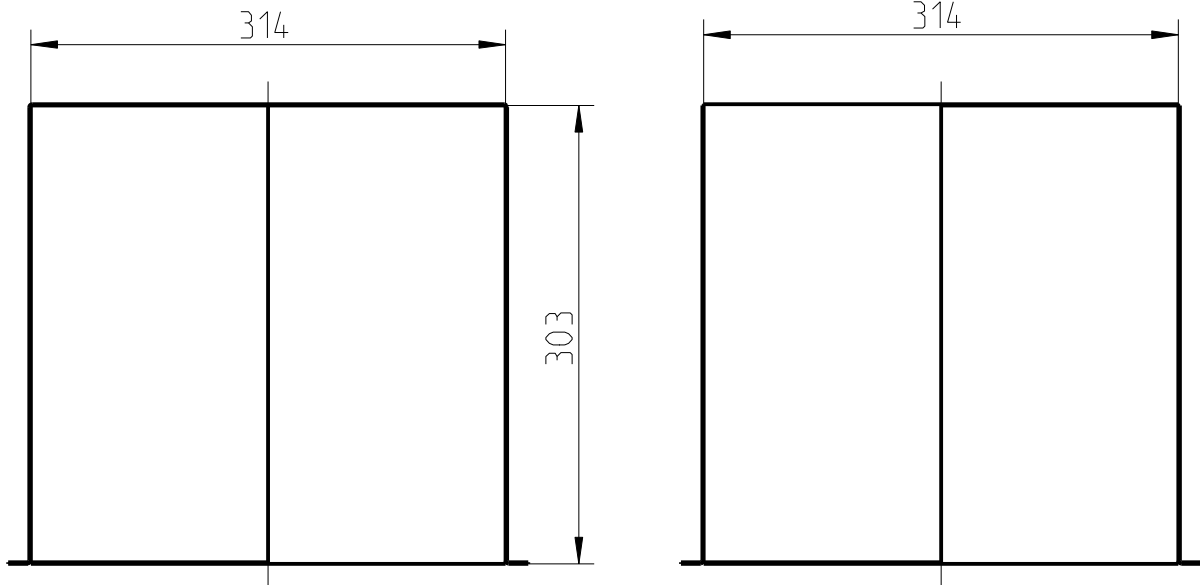
Verwendungsbereich				Oberflaeche		Masstab 1:5		Gewicht																																								
				Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St																																										
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Datum</td> <td>Name</td> <td colspan="4" rowspan="5">Benennung KAPSEL_ABDECK_Q_VORS</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Bearb.</td> <td>18.03.2013</td> <td>Bramesh.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Gepr.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Norm</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Komm.-Nr.:</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>								Datum	Name	Benennung KAPSEL_ABDECK_Q_VORS								Bearb.	18.03.2013	Bramesh.					Gepr.							Norm							Komm.-Nr.:			 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		Zeichnung/Sach-Nr.:			Blatt	
								Datum	Name					Benennung KAPSEL_ABDECK_Q_VORS																																		
								Bearb.	18.03.2013									Bramesh.																														
								Gepr.																																								
								Norm																																								
				Komm.-Nr.:																																												
ABDECK_QUADER_VORS			Bl.																																													
Ers.f.:		Ers.d.:																																														
1	Tabelle	30.4	Bra																																													
Zust.	Aenderung	Datum	Name																																													

2 Stk. ✓

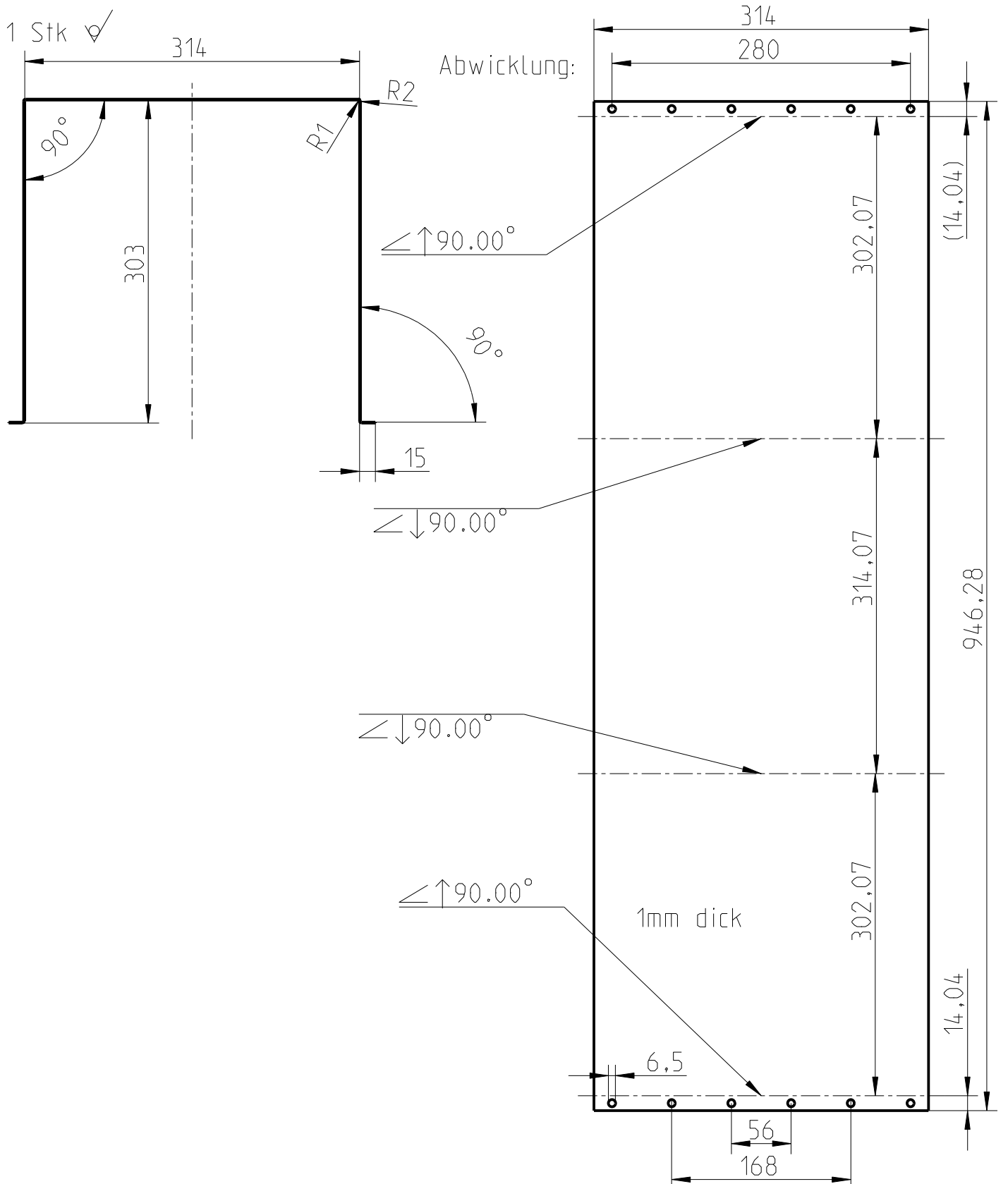
Abwicklung



Verwendungsbereich				Oberflaeche		Masstab 1:5		Gewicht			
				Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St					
				Datum		Benennung					
				Name		KAPSEL_MANTEL_Q_VORS					
				Bearb. 18.03.2013						Bramesh.	
				Gepr.							
				Norm							
				Komm.-Nr.:							
				 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		Zeichnung/Sach-Nr.:			Blatt		
						MANTEL_QUADER_VORS			Bl.		
						Ers.f.:			Ers.d.:		
1	Tabelle	30.4	Bra								
Zust.	Aenderung	Datum	Name								



2	Kapsel_Mantelblech_W uerfel_Vors		St	2			
1	Kapsel_Abdechblech_W uerfel_Vors		St	1			
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>	
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>			
				<i>Benennung</i>			
		<i>Datum</i>		KAPSEL_WUE_VORS			
		Bearb. 17.03.2013					
		Gepr.					
		Norm					
		<i>Komm. -Nr.:</i>		<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>			
				KAPSEL_WUE_VORS			
				<i>Ers.f.:</i>			
				<i>Ers.d.:</i>			
1	Tabelle	30.4	Bra	 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik			<i>Blatt</i>
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>				



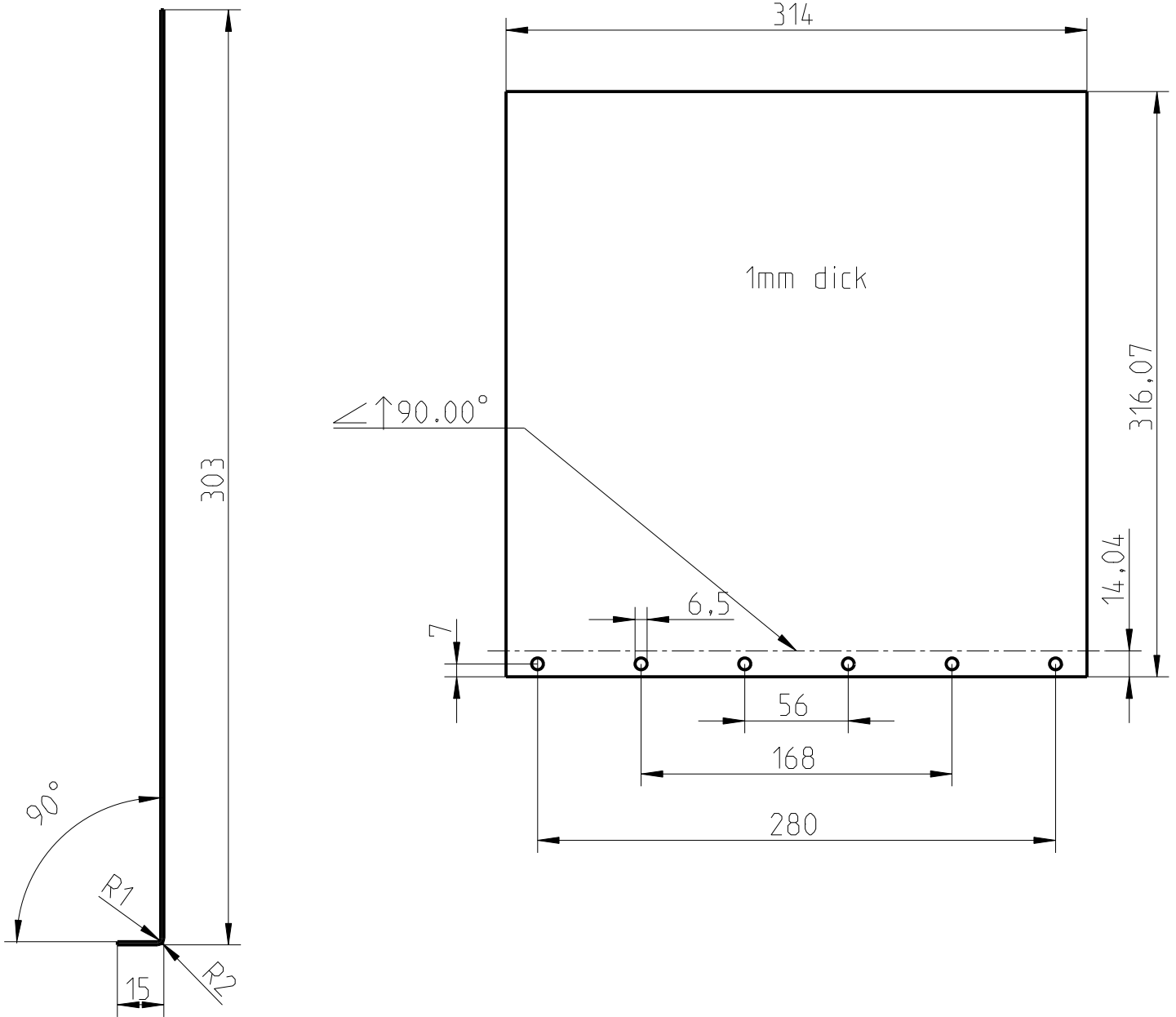
Verwendungsbereich			Oberflaeche		Masstab 1:5		Gewicht					
			Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St/ AL 937x300							
			Datum		Benennung							
			Name		KAPSEL_ABDECK_W_VORS							
			Bearb. 18.03.2013						Bramesh.			
			Gepr.									
			Norm									
			Komm.-Nr.:									
			Komm.-Nr.:		Zeichnung/Sach-Nr.:				Blatt			
			Komm.-Nr.:		ABDECKBLECH_WUE_VOR				Bl.			
1			Tabelle		30.4		Bra					
Zust.			Aenderung		Datum		Name		Ers.f.:			
									Ers.d.:			



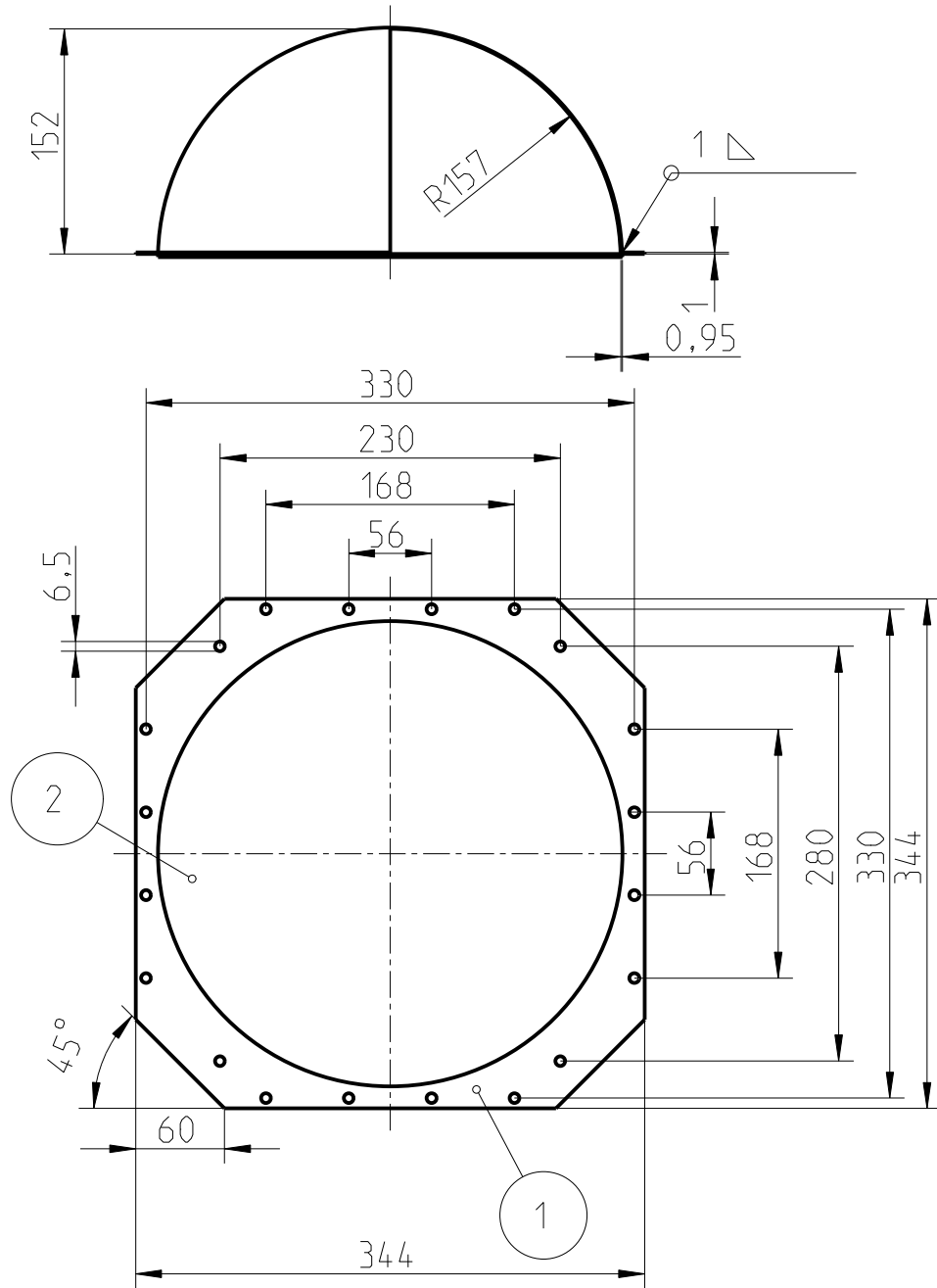
Institut für
Thermische
Turbomaschinen und
Maschinendynamik

2 Stk. ✓

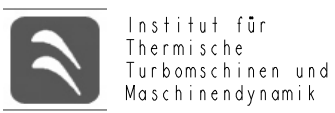
Abwicklung



Verwendungsbereich				Oberflaeche		Masstab 1:2		Gewicht			
				Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"		Werkstoff/Halbzeug St					
				Datum		Benennung					
				Name		KAPSEL_MANTEL_W_VOR					
				Bearb. 18.03.2013						Bramesh.	
				Gepr.							
				Norm							
				Komm.-Nr.:							
				 Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik		Zeichnung/Sach-Nr.:			Blatt		
						MANTELBLECH_WUE_VORS			Bl.		
						Ers.f.:			Ers.d.:		
1	Tabelle	30.4	Bra								
Zust.	Aenderung	Datum	Name								



2	Kapsel_Kugel_Vors		St	1				
1	Kapsel_Bodenblech_Vors		St	1				
Pos	Benennung	Norm/Bez.	Werkst.	Anz.	Halbzeug	Masse	Bemerkung	
<i>Verwendungsbereich</i>		<i>Oberflaeche</i>		<i>Masstab 1:5</i>		<i>Gewicht</i>		
		<i>Masse ohne Toleranzangabe nach "DIN 2768-mK"</i>		<i>Werkstoff/Halbzeug</i>				
				St				
			<i>Datum</i>	<i>Benennung</i>				
			<i>Name</i>	KAPSEL_KUGEL_VORS				
			Bearb. 19.03.2013 Bramesh.					
			Gepr.					
			Norm					
			<i>Komm.-Nr.:</i>					
				<i>Zeichnung/Sach-Nr.:</i>				<i>Blatt</i>
				KAPSEL_KUGEL_VORS				
1	Tabelle	30.4	Bra					Bl.
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>	<i>Ers.f.:</i>				<i>Ers.d.:</i>



Institut für
Thermische
Turbomaschinen und
Maschinendynamik