

**Forschungsbericht 2022-15**

**Der Einfluss geometrischer  
Wabenkernvariationen auf  
das Schalldämmmaß von  
massekonstanten  
Sandwichplatten**

Martin Radestock

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt  
Institut für Faserverbundleichtbau und  
Adaptronik  
Braunschweig



Deutsches Zentrum  
DLR für Luft- und Raumfahrt

# Forschungsbericht 2022-15

## **Der Einfluss geometrischer Wabenkernvariationen auf das Schalldämmmaß von massekonstanten Sandwichplatten**

Martin Radestock

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt  
Institut für Faserverbundleichtbau und  
Adaptronik  
Braunschweig

262 Seiten  
159 Bilder  
54 Tabellen  
94 Literaturstellen



Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt




*Herausgeber:*

Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt e. V.  
Wissenschaftliche Information  
Linder Höhe  
D-51147 Köln

ISSN 1434-8454  
ISRN DLR-FB-2022-15

DOI: <https://doi.org/10.57676/tvn8-mm51>

### **Erklärung des Herausgebers**

Dieses Werk ist unter einer Creative Commons Lizenz vom Typ CC BY-SA 3.0 Deutschland zugänglich.  Um eine Kopie dieser Lizenz einzusehen, konsultieren Sie <https://creativecommons.org/licenses/by/3.0/de/oder> wenden Sie sich brieflich an Creative Commons, Postfach 1866, Mountain View, California, 94042, USA.

### **Lizenz**



Creative Commons Lizenz vom Typ CC BY-SA 3.0 Deutschland

Martin Radestock

DLR, Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik Braunschweig

**Der Einfluss geometrischer Wabenkernvariationen auf das Schalldämmmaß von massekonstanten Sandwichplatten**

**Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg**

Die Anzahl von Fahr- und Flugzeugen steigt jedes Jahr immer weiter an. Dies erhöht die Gesamtmenge an Schadstoffen sowie den Lärmpegel. Deshalb wirkt die Politik mit Auflagen oder Forschungsprogrammen der Erhöhung von Schadstoffen und Lärmemissionen entgegen. Insbesondere in der Luftfahrt werden ständig leichtbaukonforme Lösungen gesucht, um die Strukturmasse des Flugzeugs und die Lärmbelastung für die Insassen zu verringern. Die störenden Schallquellen befinden sich außerhalb der Flugzeugkabine, weshalb die Herausforderung darin besteht, besonders leichte und steife Strukturen mit möglichst geringer Schalltransmission zu entwerfen. Aktuell reduzieren Dämmmatten die Schalltransmission, bringen aber zusätzliche Masse ins Flugzeug und verringern somit den Leichtbauvorteil.

Diese Arbeit untersucht für den Sandwichverbund als Leichtbauweise den Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß. Das Sandwich besteht aus einem Wabenkern, verklebt mit zwei identischen Glasfaserhartgewebeplatten als Decklagen. Die Wabenkerngeometrie wird massekonstant verändert, wobei die Gesamtabmessung der Sandwichplatten mit 800 mm x 600 mm x 20 mm konstant bleibt. Die Kernvariationen umfassen Winkelvariationen, die Änderung der Wabenanzahl sowie Vergleiche zwischen regelmäßigen und unregelmäßigen Wabenkernen. Die Größe der Wabenzellen liegt bei den Untersuchungen im Zentimeterbereich. Als Herstellungsverfahren für die Wabenkerne wird der 3D-Druck mit Stereolithographieverfahren gewählt.

Die Analyse der Sandwichplatten besteht aus drei Teilen. Im ersten Teil wird mittels analytischer Berechnung der Einfluss der Kernvariation auf die Koinzidenzen der Sandwichplatte bestimmt. Im zweiten Teil werden die Kernvariationen mithilfe einer Simulation im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 2000 Hz untersucht. Dieser Frequenzbereich umfasst die Eigenformen der Sandwichplatten. Der dritte Teil beschäftigt sich mit der Validierung der Simulation durch experimentelle Messungen von ausgewählten Sandwichplatten im akustischen Transmissionsprüfstand.

In der analytischen Untersuchung wird ein orthotropes Materialmodell für die Wabenkerne angenommen. Die geometrischen Veränderungen der Wabenkerne beeinflussen diejenigen Moduln, die zu einer Verschiebung der antisymmetrischen Koinzidenz führen. Die symmetrische Koinzidenz hingegen wird gar nicht durch die Kernvariation beeinflusst, da die hierfür relevanten Moduln nahezu unverändert bleiben.

In der Simulation und im Experiment treten eigenformbedingte Schalldämmmaßminima auf. Besonders deutlich lassen sich die Schalldämmmaßminima der ersten und zweiten Eigenfrequenz identifizieren. Durch die Variation der Wabenkerne ändern sich die Frequenzen der Schalldämmmaßminima um bis zu 20 %. Neben den Schalldämmmaßminima, welche durch die Eigenfrequenz bedingt sind, treten weitere Minima auf. Diese sind durch die Hohlräume des Wabenkerns bedingt. Im Bereich der Hohlräume sind die Decklagen nicht gestützt. Diese Decklagensegmente können bei einer Anregung frei schwingen und sind alle gleich groß, wenn der Wabenkern regelmäßig ist. Dadurch entsteht ein Minimum im Schalldämmmaß, der der ersten Eigenfrequenz dieser Decklagensegmente entspricht.

Wird die Schalldämmmaßanpassung durch die Decklagensegmente der Biegesteifigkeit und der Kernschubsteifigkeit des Sandwichs gegenübergestellt, ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen den mechanischen Größen und dem Schalldämmmaß festzustellen. So beeinflusst z. B. die Orientierung der Wabenkernwände das Schalldämmmaß und die Biegesteifigkeit in gleicher Richtung, während bei der Variation der Wabenanzahl ein gegensätzliches Verhalten zwischen Schalldämmmaß und Biegesteifigkeit festzustellen ist.

Die geometrische Kernvariation stellt einen möglichen Designfreiheitsgrad dar, der zur Verbesserung der akustischen Eigenschaften von Strukturen beitragen kann. Dies ermöglicht akustisch angepassten Leichtbau, ohne die Masse durch Dämmmatten zu erhöhen. Diese leichtbaukonforme Lösung für Verkleidungselemente kann dazu beitragen, den Passagierkomfort zukünftiger Fahr- und Flugzeuge zu verbessern.

*Transmission loss, sandwich plate, honeycomb core, bending stiffness, transverse shear stiffness*

Martin Radestock

DLR, Institute of Composite Structures and Adaptive Systems Braunschweig

***The influence of geometrical honeycomb core variation on the transmission loss of mass-constant sandwich plates***

***Otto von Guericke University Magdeburg***

The number of vehicles is increasing year by year. This increases the pollutant as well as the overall noise. Therefore, governments define regulation and initiate research programs in order to counteract the increasing pollution. Especially in aerospace exists a high demand on lightweight solutions, which decrease the mass and keep a low noise level for passengers. The acoustic sources are outside the cabin and therefore the structure requires a low mass and low noise transmission. Currently, insulation mats compensate the high sound transmission in aircrafts, but these mats add additional mass, which lowers the lightweight benefit.

This thesis examines for a sandwich composite the influence of the core geometry on the transmission loss. The sandwich composite consists of a honeycomb core and two identical glass-fibre plates as face sheets. The mass of the core stays constant and the sandwich plate dimensions are also constant with 800 mm x 600 mm x 20 mm. The honeycomb core variation contains a cell angle variation, the variation of cell number and a comparison between regular and irregular core geometries. The cell diameter of the honeycomb core is in the centimeter range and therefore an additive layer manufacturing with stereolithography is selected to produce the cores.

The analysis of the sandwich plate is divided into three parts. The first part contains an analytic method, which focus on the influence of the core variation on the coincidence frequencies of the sandwich plates. In the second part, the sandwich plates are simulated with a finite element method in order to examine the frequency range between 100 Hz and 2000 Hz. This frequency range contains the first eigenfrequencies of the plates. The third part contains experimental investigations of selected sandwich in an acoustic lab plates in order to validate the simulation model.

For the analytical investigation the honeycomb core is modeled with an orthotropic material model. The geometrical variation of the core influences these moduli of elasticity, which influence the antisymmetric coincidence of the plate. The maximal coincidence frequency is observed with a regular core. The symmetric coincidence is not influenced by the selected core variation.

The eigenfrequencies of the sandwich plate are visible in the simulated transmission loss curves. Especially, the first two eigenfrequencies can be observed clearly. The selected core variation lead to a frequency shift of approximately 20% in the transmission loss. Additional minima are present in the transmission loss, which are not related to a sandwich plate eigenfrequency. These minima arise from the hollow core structure. The face sheets are not supported in the hollow cells and therefore they can vibrate easily. For a regular honeycomb core the face sheet segments have the same size and the first eigenfrequency for all segments are equal. This leads to an additional minimum in the transmission loss curves. The curves increase at frequencies above this additional minimum.

Another investigation is the comparison between the transmission loss variation and the mechanical properties of the sandwich plate. A specific relation between transmission loss and bending stiffness as well as transverse shear stiffness cannot be examined. The angle variation lead on the one hand to the same behavior in transmission loss and bending stiffness while a variation in cell numbers leads to a differing behavior between transmission loss and bending stiffness.

The core variation is a possible degree of freedom for designing structures with improved acoustic properties. This allows a reduction of additional insulation for vehicles and saves mass at the end. Such an adapted structure can be applied on lining or ceiling elements in order to improve the passenger comfort for future aircrafts.



**MB**

FAKULTÄT FÜR  
MASCHINENBAU



**Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt e.V.**  
in der Helmholtz-Gemeinschaft

# Der Einfluss geometrischer Wabenkern- variationen auf das Schalldämmmaß von massekonstanten Sandwichplatten

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

## **Doktoringenieur**

**(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Martin Radestock

geb. am 25.12.1986 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hans Peter Monner

Prof. Dr.-Ing. Sabine Christine Langer

Promotionskolloquium am 22.02.2022



# Inhaltsverzeichnis

<b>Ehrenerklärung</b>	<b>V</b>
<b>Kurzreferat</b>	<b>VII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XVII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XXVII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Leichtbau als Lärmquelle der Zukunft . . . . .	1
1.2 Lärmemittierendem Leichtbau begegnen . . . . .	3
1.3 Aufbau und Methodik der Arbeit . . . . .	4
<b>2 Stand des Wissens zur Schalltransmission von Sandwichstrukturen</b>	<b>7</b>
2.1 Schalldämmmaß von Platten . . . . .	7
2.2 Schalldämmmaß von Sandwichplatten . . . . .	10
2.2.1 Aufbau und ausgewählte mechanische Kenngrößen von Sandwichplatten . . . . .	10
2.2.2 Analytische Ansätze zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten im Bereich der Koinzidenz . . . . .	14
2.2.3 Ansätze zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten im Bereich der Eigenfrequenzen . . . . .	22
2.2.4 Technische Realisierungen zur Anpassung der Schalltransmission von Sandwichplatten mit Wabenkernen . . . . .	28
<b>3 Forschungshypothesen und Ziele der Arbeit</b>	<b>33</b>
<b>4 Methodik zur parametrischen Generierung von Wabenkernen</b>	<b>37</b>
4.1 Erstellung regelmäßiger Wabenkerne . . . . .	38
4.2 Generierung unregelmäßiger Wabenkerne . . . . .	44
4.3 Grenzen der Wabenkerngenerierung . . . . .	45



4.4	Auswahl von Wabenkerngeometrien . . . . .	48
4.5	Zusammenfassung der parametrischen Generierung von Wabenkernen . . . . .	50
<b>5</b>	<b>Analytische Parameterstudie des Schalldämmmaßes von Sandwich- strukturen mit unterschiedlichen Wabenkerngeometrien</b>	<b>53</b>
5.1	Mathematischer Ansatz zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichstrukturen . . . . .	54
5.2	Mathematischer Ansatz zur Berechnung der mechanischen Kenngrö- ßen des Wabenkerns . . . . .	59
5.3	Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß der Sandwich- platten . . . . .	64
5.3.1	Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlver- hältnis auf das Schalldämmmaß . . . . .	70
5.3.2	Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlver- hältnis auf das Schalldämmmaß . . . . .	72
5.3.3	Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf das Schalldämm- maß . . . . .	76
5.4	Zusammenfassung der analytischen Untersuchung von Sandwichstruk- turen mit Wabenkern . . . . .	81
<b>6</b>	<b>Numerische Untersuchung des Schalldämmmaßes von Sandwichplat- ten mit Wabenkernvariationen</b>	<b>85</b>
6.1	Vorgehensweise bei der Simulation des Schalldämmmaßes . . . . .	85
6.2	Grundlagen zur Generierung der Anregung in der Simulation . . . . .	86
6.3	Berechnung der Strukturantwort . . . . .	90
6.4	Ermittlung des Schalldämmmaßes aus den Simulationsdaten . . . . .	93
6.5	Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß der Sandwich- platten . . . . .	95
6.5.1	Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlver- hältnis auf das Schalldämmmaß . . . . .	97
6.5.2	Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlver- hältnis auf das Schalldämmmaß . . . . .	100
6.5.3	Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf das Schalldämm- maß . . . . .	107
6.5.4	Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf das Schalldämm- maß . . . . .	110

6.6	Numerische Untersuchung der Decklagensegmenteigenfrequenzen . . .	113
6.6.1	Abhängigkeit der Decklagensegmenteigenfrequenz von der Wabenanzahl . . . . .	115
6.6.2	Abhängigkeit der Decklagensegmenteigenfrequenz vom Wabenwinkel . . . . .	119
6.7	Einfluss der Kerngeometrie auf die Biegesteifigkeit der Sandwich- platten . . . . .	123
6.7.1	Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlver- hältnis auf die Biegesteifigkeit . . . . .	124
6.7.2	Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlver- hältnis auf die Biegesteifigkeit . . . . .	127
6.7.3	Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf die Biegesteifig- keit . . . . .	129
6.7.4	Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf die Biegesteifig- keit . . . . .	132
6.7.5	Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse zu Schall- dämmmaß und Biegesteifigkeit . . . . .	132
6.8	Einfluss der Kerngeometrie auf die Kernschubsteifigkeit der Sand- wichplatten . . . . .	134
6.8.1	Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlver- hältnis auf die Kernschubsteifigkeit . . . . .	136
6.8.2	Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlver- hältnis auf die Kernschubsteifigkeit . . . . .	137
6.8.3	Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf die Kernschub- steifigkeit . . . . .	140
6.8.4	Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf die Kernschubstei- figkeit . . . . .	141
6.8.5	Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse von Schall- dämmmaß und Kernschubsteifigkeit . . . . .	142
6.9	Zusammenfassung der numerischen Untersuchung von Sandwichplat- ten mit Wabenkernen . . . . .	143
<b>7</b>	<b>Experimentelle Untersuchung von Sandwichplatten mit Wabenkernen</b>	<b>149</b>
7.1	Wanddickenmessung der Wabenkerne . . . . .	149
7.2	Messung der Wabenkernmassen . . . . .	150
7.3	Herstellung und Einbau von Probekörpern . . . . .	153
7.4	Bestimmung der Nachhallzeit des Hallraums . . . . .	156

7.5	Bestimmung der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten mittels experimenteller Modalanalyse . . . . .	158
7.5.1	Experimenteller Aufbau . . . . .	158
7.5.2	Vorgehensweise zur Auswertung der Übertragungsfunktion . . . . .	159
7.5.3	Vergleich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus Simulation und Experiment . . . . .	162
7.6	Bestimmung des Schalldämmmaßes der Sandwichstrukturen . . . . .	165
7.6.1	Experimenteller Aufbau . . . . .	166
7.6.2	Bestimmung der Dämpfung für die Simulation . . . . .	167
7.6.3	Vergleich des Schalldämmmaßes der Sandwichplatten in Simulation und Experiment . . . . .	170
7.7	Zusammenfassung der experimentellen Untersuchung . . . . .	176
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und künftige Herausforderungen</b>	<b>179</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	179
8.2	Künftige Herausforderungen . . . . .	181
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>183</b>
	<b>Anhang</b>	<b>193</b>
A	Flächenberechnung für die Volumenkorrektur des Wabenkerns . . . . .	193
B	Wabenkerngeometrien der hergestellten Versuchsproben . . . . .	195
C	Analytische Schalldämmmaßkurven der Winkelvariation . . . . .	199
D	Numerisch untersuchte Schalldämmmaßkurven für die weitere Größenvariationen der Wabenkerne . . . . .	201
E	Kernschubsteifigkeit der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern und konstanter Wanddicke . . . . .	203
F	Messwerte zur Wabenwandstärke . . . . .	205
G	Messwerte zur Massenbestimmung . . . . .	211
H	Übertragungsfunktionen der Sandwichplatten für die strukturdynamische Analyse . . . . .	215
I	Vergleich der Schalldämmmaßkurven von Simulation und Experiment . . . . .	219
J	E-Mail-Korrespondenz mit der Firma robotmech Stoessl GmbH . . . . .	229

# Ehrenerklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Verwendete fremde und eigene Quellen sind als solche kenntlich gemacht.

Ich habe insbesondere nicht wissentlich:

- Ergebnisse erfunden oder widersprüchliche Ergebnisse verschwiegen,
- statistische Verfahren absichtlich missbraucht, um Daten in ungerechtfertigter Weise zu interpretieren,
- fremde Ergebnisse oder Veröffentlichungen plagiiert,
- fremde Forschungsergebnisse verzerrt wiedergegeben

Mir ist bekannt, dass Verstöße gegen das Urheberrecht Unterlassungs- und Schadensersatzansprüche des Urhebers sowie eine strafrechtliche Ahndung durch die Strafverfolgungsbehörden begründen kann.

Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Dissertation ggf. mit Mitteln der elektronischen Datenverarbeitung auf Plagiate überprüft werden kann.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

---

Ort, Datum

---

Martin Radestock



# Kurzreferat

Die Nachfrage nach Mobilität lässt die Zahl von Fahr- und Flugzeugen immer weiter steigen. Dies steigert auch die Gesamtmenge an Schadstoffen wie Kohlenstoffdioxid und Stickoxiden sowie den Umgebungslärm. Deshalb wirkt die Politik mit Auflagen oder Forschungsprogrammen der Erhöhung von Schadstoffen und Lärmemissionen entgegen. Insbesondere in der Luftfahrt werden ständig leichtbaukonforme Lösungen gesucht, um zum einen die Strukturmasse des Flugzeugs und zum anderen die Lärmbelastung für die Insassen zu verringern. Die Lösungswege sind dabei vielfältig und umfassen z. B. die Werkstoffvariation, die Kraftpfadoptimierung oder den Einsatz von Verbundbauweisen. Da sich die störenden Schallquellen außerhalb des Flugzeugs befinden, besteht die Herausforderung darin, besonders leichte und steife Strukturen zu entwerfen, die gleichzeitig eine geringe Schalltransmission ermöglichen. Dämmmatten kompensieren in der Luftfahrt eine zu hohe Schalltransmission, bringen aber zusätzliche Masse ins Flugzeug und verringern damit den Leichtbauvorteil.

Diese Arbeit untersucht für die Sandwichverbundbauweise den Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß, wobei die Masse des Verbundes konstant bleibt. Das Sandwich besteht immer aus einem Wabenkern, verklebt mit zwei identischen Glasfaserhartgewebeplatten als Decklagen. Die Decklagen und die Sandwichabmessungen von 800 mm x 600 mm x 20 mm bleiben im Rahmen dieser Arbeit konstant. Die Geometrievariation der massekonstanten Wabenkerne wird in Abhängigkeit von den maximalen Sandwichabmessungen, der Anzahl an Waben in horizontaler sowie vertikaler Richtung, dem Wabenwinkel und einer vorgegebenen Masse beschrieben. Die Größe der Wabenzellen liegt bei den Untersuchungen im Zentimeterbereich. Da kommerzielle Wabenkerne Zellgrößen im Millimeterbereich besitzen, sind die in dieser Arbeit generierten Wabenkerne nicht frei erhältlich. Stattdessen wird auf den 3D-Druck mit Stereolithographieverfahren als Herstellungsverfahren zurückgegriffen, um experimentelle Untersuchungen durchführen zu können.

Die Analyse der Sandwichplatten mit verschiedenen Wabenkerne besteht aus drei Teilen. Im ersten Teil wird die Kernvariation analytisch betrachtet und ein besonderes Augenmerk auf die Auswirkung der Kernänderung auf die Koinzidenzen der Sandwichplatte gerichtet. Im zweiten Teil wird der Kern von Sandwichplatten mithilfe einer Simulation variiert und der Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 2000 Hz untersucht. Dieser Frequenzbereich umfasst die Eigenformen der Sandwichplatten.

Die Kernvariationen umfassen Winkelvariationen, der Vergleich von regelmäßigen und unregelmäßigen Wabenkernen sowie die Änderung der Wabenanzahl, was einer Größenvariation der Waben entspricht. Der dritte Teil beschäftigt sich mit der Validierung der Simulation mithilfe der experimentellen Vermessung von ausgewählten Sandwichplatten im akustischen Transmissionsprüfstand.

Die analytische Untersuchung zeigt, dass die Wabenkernvariation zu einer Veränderung der Elastizitäts- und Schubmoduln führt und somit die antisymmetrische Koinzidenz der Sandwichplatte verändert. Die symmetrische Koinzidenz ändert sich durch die Kernvariation nur geringfügig, weil die mechanischen Eigenschaften in Dickenrichtung des Sandwichs annähernd gleich sind. Diese Koinzidenz kann durch die Doppelwandresonanz, bestehend aus den Decklagenmassen und dem Kern als Federelement, approximiert werden.

Sowohl in der Simulation als auch im Experiment treten im Frequenzbereich eigenformbedingte Schalldämmmaßminima auf. Bei allen Sandwichplatten lassen sich die Schalldämmmaßminima bei der ersten und zweiten Eigenfrequenz deutlich identifizieren. Durch die Variation der Wabenkerne ändern sich die Frequenzen der Schalldämmmaßminima um bis zu 20 %. Die dritte und die vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten sind im Schalldämmmaßverlauf nicht für alle Platten eindeutig zu identifizieren und können nur mithilfe einer strukturdynamischen Analyse eindeutig bestimmt werden.

Bei diesen Untersuchungen tritt ein weiterer Effekt auf, der eindeutig mit den Wabenkernen in Verbindung steht. Die Form der Wabenkernhohlräume definieren Decklagensegmente, die nicht durch den Kern gestützt und frei beweglich sind. Ist der Kern regelmäßig, sind alle Segmente gleich groß und im Schalldämmmaß treten ein zusätzliches Minimum sowie eine Erhöhung auf. Die Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie die Erhöhung können durch die Variation des Kerns gezielt angepasst werden.

Wird die Schalldämmmaßanpassung durch die Decklagensegmente der Biegesteifigkeit und der Kernschubsteifigkeit des Sandwichs gegenübergestellt, ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen den mechanischen Größen und dem Schalldämmmaß festzustellen. So beeinflusst z. B. die Orientierung der Wabenkernwände das Schalldämmmaß und die Biegesteifigkeit in gleicher Richtung, während bei der Variation der Wabenanzahl ein gegensätzliches Verhalten zwischen Schalldämmmaß und Biegesteifigkeit festzustellen ist.

Alle betrachteten geometrischen Kernvariationen zeigen einen unbeachteten Freiheitsgrad für das Design von Sandwichstrukturen. Dadurch werden akustisch angepasste Leichtbaustrukturen möglich, deren Masse nicht durch Dämmmatten erhöht werden muss. Diese leichtbaukonforme Lösung für Verkleidungselemente kann dazu beitragen, den Passagierkomfort zukünftiger Fahr- und Flugzeuge zu verbessern.

# Abkürzungsverzeichnis

<b>APDL</b>	ANSYS® Parametric Design Language
<b>approx.</b>	approximiert
<b>ATB</b>	Akustischer Transmissionsprüfstand Braunschweig
<b>CAD</b>	Computer-Aided Design
<b>CO<sub>2</sub></b>	Kohlenstoffdioxid
<b>DLR</b>	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
<b>EC</b>	Euro-Composites® S.A.
<b>Exp.</b>	Experiment
<b>FA</b>	Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik
<b>FE</b>	Finite Elemente
<b>FFT</b>	Schnelle Fourier Transformation
<b>LSV</b>	Laser Scanning Vibrometer
<b>NO<sub>x</sub></b>	Stickoxid
<b>norm.</b>	normiert
<b>QPT</b>	Quellpunkt
<b>RFP-Z</b>	Rational Fraction Polynomial mit Transformation in Z-Raum
<b>SH</b>	Seitenhalbierende
<b>Sim.</b>	Simulation
<b>SP</b>	Schwerpunkt
<b>SPT</b>	Strukturpunkt
<b>UV</b>	ultraviolett





# Symbolverzeichnis

## Lateinische Symbole

$A$	$[m^2]$	Flächeninhalt allgemein
$A_{\text{hexa}}$	$[m^2]$	Flächeninhalt eines Hexagons
$A_{\text{HR}}$	$[m^2]$	Oberflächeninhalt des Hallraums
$A_{\text{kite1}}; A_{\text{kite2}}$	$[m^2]$	Flächeninhalt der Drachenvierecke
$A_{\text{Wabe}}$	$[m^2]$	Flächeninhalt eines Decklagensegments
$a_q$	$[m]$	Radius der Schallquelle
$B_{\text{pl}}$	$[m]$	vertikale Länge einer Platte (Breite)
$C_{\text{Masse}}$	$[m]$	Korrekturfaktor in Wabenzellenberechnung
$c$	$[\frac{m}{s}]$	Wellenausbreitungsgeschwindigkeit allgemein
$c_0$	$[\frac{m}{s}]$	Longitudinalwellengeschwindigkeit der Luft
$c_b$	$[\frac{m}{s}]$	Biegewellengeschwindigkeit
$c'_b$	$[\frac{m}{s}]$	Biegewellengeschwindigkeit für 2. Verformungsart
$c_c$	$[\frac{m}{s}]$	Longitudinalwellengeschwindigkeit des Kerns
$c_s$	$[\frac{m}{s}]$	Schubwellengeschwindigkeit
$D$	$[\frac{kg}{s}]$	Dämpfungsmatrix
$d$	$[m]$	Dicke einer Wabenwand
$d_{\text{CAD}}$	$[m]$	Wanddicke aus dem CAD-Modell
$d_{\text{fs}}$	$[m]$	Dicke einer Decklage
$d_{\text{mess}}$	$[m]$	Wanddicke aus der Messung
$E_{11}; E_{23}; \text{u. Ä.}$	$[\frac{N}{m^2}]$	Elastizitätsmoduln des Elastizitätstensors
$\bar{E}_{11}; \bar{E}_{13}; \bar{E}_{55}$	$[\frac{N}{m^2}]$	gemittelte Werte des Elastizitätstensors
$E_{44}; E_{55}; E_{66}$	$[\frac{N}{m^2}]$	Schubmoduln des Elastizitätstensors
$E_c$	$[\frac{N}{m^2}]$	Elastizitätsmodul des Kernmaterials
$E_{\text{fs}}$	$[\frac{N}{m^2}]$	Elastizitätsmodul der Decklagen
$e_{\text{dia}}$	$[m]$	erste Diagonallänge im Drachenviereck
$err$	$[\%]$	relativer Fehler

F	[N]	Kraft allgemein
$F_3$	[N]	Kraft in $x_3$ -Richtung
$F_q$	[N]	Querkraft
f	[Hz]	Frequenz
$f_{1,1}; f_{2,1};$ u. $\ddot{A}$ .	[Hz]	Eigenfrequenz zur Eigenform (1,1), (2,1) usw.
$f_{\text{dia}}$	[m]	zweite Diagonallänge im Drachenviereck
G	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$	Schubmodul allgemein
$G_c$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$	Schubmodul des Kernmaterials
H	[m]	Dicke einer Platte
$H_c$	[m]	Dicke eines Wabenkerns
$I_{\text{rad}}; I_{\text{in}}$	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$	abgestrahlte und einfallende Schallintensität
i	[-]	Laufvariable
j	[-]	imaginäre Einheit mit $j^2 = -1$
K	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]$	Steifigkeitsmatrix
k	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{m}}\right]$	Kreiswellenzahl
$L_{\text{pl}}$	[m]	horizontale Länge einer Platte (Länge)
$l_{\text{dia}}$	[m]	diagonale Wandlänge einer Wabenzelle
$l_{\text{ver}}$	[m]	vertikale Wandlänge einer Wabenzelle
$l_x$	[m]	horizontale Abmessung einer Wabenzelle
$l_y$	[m]	vertikale Abmessung einer Wabenzelle
M	[kg]	Massenmatrix
$M_{\text{mol}}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{mol}}\right]$	molare Masse
$M_s; M_a$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3}\right]$	Matrizen für symmetrischen und antisymmetrische Koinzidenzberechnung
m	[kg]	Masse allgemein
$m_1; m_2$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right]$	flächenbezogene Masse
$m_c$	[kg]	Masse des Kerns
n	[-]	allgemeine Index- oder Laufvariable
$n_h$	[-]	Wabenanzahl entlang $x_1$ -Richtung
$n_v$	[-]	Wabenanzahl entlang $x_2$ -Richtung
$P_{\text{in}}; P_{\text{rad}}$	[W]	einfallende und abgestrahlte Schalleistung
$\hat{p}$	[Pa]	Spitzenwert des Drucks
$p_s; p_a$	[Pa]	Druckamplitude für symmetrische und antisymmetrische Koinzidenzberechnung
$\tilde{p}$	[Pa]	Effektivwert des Drucks
$p_0$	[Pa]	Luftdruck
q	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	Volumengeschwindigkeit einer Schallquelle

---

$R_m$	$\left[\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^3}\right]$	Schallstrahlungsresistenzmatrix
$R_{\text{uni}}$	$\left[\frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{K}}\right]$	universelle Gaskonstante
$r$	[m]	Radius allgemein
$r_h$	[m]	Hallradius
$r_q$	[m]	Abstand zwischen Nullpunkt und Schallquelle
$r_s$	[m]	Abstand zwischen Nullpunkt und Strukturpunkt
$r_{sq}$	[m]	Abstand zwischen Schallquelle und Strukturpunkt
$T_0$	[K]	Temperatur der Luft
$T_{60}$	[s]	Nachhallzeit
$t$	[s]	Zeit
$t_{\alpha/2}$	[-]	Student-Faktor
TL	[dB]	Schalldämmmaß
tol	[m]	Toleranz für eine realisierbare Wabenkerngeometrie
$u_{\text{max}}; v_{\text{max}}; w_{\text{max}}$	[m]	maximale Verschiebung in $x_1$ -, $x_2$ - und $x_3$ -Richtung
$\hat{u}_s; \hat{w}_s; \hat{u}_a; \hat{w}_a$	[m]	Spitzenwert der harmonischen Verschiebung in $x_1$ - und $x_3$ -Richtung für symmetrische und antisymmetrische Koinzidenzberechnung
$V_c$	$[\text{m}^3]$	Volumen eines Wabenkerns
$V_{\text{HR}}$	$[\text{m}^3]$	Volumen des Hallraums
$V_{\text{lin}}$	[m]	Vorfaktor des linearen Gliedes bei Wabendickenberechnung
$V_{\text{quad}}$	[-]	Vorfaktor des quadratischen Gliedes bei Wabendickenberechnung
$V_{\text{Wabe}}$	$[\text{m}^3]$	Volumen einer Wabenzelle
$v$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Oberflächenschnelle allgemein
$v_q$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Oberflächenschnelle einer Punktquelle
$v_{\text{surf}}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Oberflächenschnelle einer Struktur
$\bar{x}$	[variiert]	Mittelwert der Messwerte
$x_1$	[m]	Koordinatenachse horizontal
$x_2$	[m]	Koordinatenachse vertikal
$x_3$	[m]	Koordinatenachse Dickenrichtung
$x_i$	[variiert]	Messwert mit Nummer i
$x_{\text{mess}}$	[variiert]	Messwert allgemein

---

$Z_a$	$\left[\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^3}\right]$	antisymmetrische Impedanz
$Z_s$	$\left[\frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^3}\right]$	symmetrische Impedanz

## Griechische Symbole

$\alpha$	$[\circ]$	Winkel in einer Wabenzelle
$\alpha_d$	$\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$	Massenmultiplikator der Rayleigh-Dämpfung
$\beta$	$[\circ]$	Winkel in einer ebenen Figur
$\beta_d$	$[\text{s}]$	Steifigkeitsmultiplikator der Rayleigh-Dämpfung
$\gamma_{23}; \gamma_{13}; \gamma_{12}$	$[\circ]$	Gleitung oder Winkeländerung
$\epsilon_{11}; \epsilon_{22}; \epsilon_{33}$	$[-]$	Dehnung
$\zeta_s$	$[\text{m}]$	Verschiebungsamplitude bei symmetrischer Ko- inzidenzberechnung
$\eta$	$[-]$	Verlustfaktor für Moduln
$\theta$	$[\circ]$	Einfallswinkel der Schallwelle
$\theta_{\text{lim}}$	$[\circ]$	maximaler Einfallswinkel der Schallwelle
$\kappa$	$[-]$	Adiabatexponent
$\Lambda$	$[\text{rad}]$	Winkel für Phasenvariation
$\lambda$	$[\text{m}]$	Fluidwellenlänge
$\lambda_B$	$[\text{m}]$	BiegeWellenlänge
$\nu_{21}; \nu_{31}; \nu_{32}; \text{u. Ä.}$	$[-]$	Querkontraktionszahlen eines Wabenkerns für den Elastizitätstensor
$\nu_c$	$[-]$	Querkontraktionszahl Kernmaterial
$\nu_{fs}$	$[-]$	Querkontraktionszahl Decklagen
$\Xi$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Biegesteifigkeit
$\xi$	$[-]$	Dämpfungsgrad
$\rho$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Materialdichte allgemein
$\rho_0$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Materialdichte der Luft
$\rho_c$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Materialdichte des Kerns
$\rho_{fs}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Materialdichte der Decklagen
$\rho_{\text{Wabe}}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Materialdichte der Wabenkerne
$\sigma_{\text{mess}}$	[variiert]	Standardabweichung
$\sigma_{11}; \sigma_{22}; \sigma_{33}$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$	Normalspannung
$\sigma_{23}; \sigma_{13}; \sigma_{12}$	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$	Schubspannung
$\tau$	$[-]$	Transmissionsgrad

$\tau_a$	$[-]$	theoretischer Transmissionsgrad für antisymmetrische Impedanz
$\tau_s$	$[-]$	theoretischer Transmissionsgrad für symmetrische Impedanz
$\phi$	$[^\circ]$	azimutaler Winkel auf Decklagenoberfläche
$\psi$	$[-]$	Kernzahl
$\Omega$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$	Erregerkennkreisfrequenz
$\omega_s$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$	Kennkreisfrequenz der Schubwelle
$\omega$	$\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$	Kennkreisfrequenz allgemein



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Durchschnittlich zurückgelegte Strecke der US-Bürger pro Tag [2] . . .	1
1.2	Schematische Darstellung der Transmissionspfade im Flugzeug mit Triebwerkslärm und turbulenter Grenzschichtanregung als Quellen . . .	3
1.3	Struktur der Dissertation . . . . .	5
2.1	Aufteilung der Schallenergie beim Auftreffen von Schallwellen auf eine Platte [39] . . . . .	7
2.2	Einteilung der Schalldämmmaßkurve in dominierende Bereiche für biegeweiche Platten [65] . . . . .	8
2.3	Einteilung der Schalldämmmaßkurve in dominierende Bereiche für orthotrope Platten [6] . . . . .	9
2.4	Schematischer Aufbau eines Sandwichverbundes . . . . .	10
2.5	Sandwichkerne in kontinuierlicher und diskontinuierlicher Ausfüh- rung [90] . . . . .	11
2.6	Schubverformung eines infinitesimalen Sandwichsegments mit Quer- kraft an der neutralen Faser der Decklagen [90] . . . . .	13
2.7	Biegung einer Sandwichplatte durch (a) Biegung der Decklagen und (b) Schub des Kerns [47] . . . . .	15
2.8	Dispersionskurve der transversalen Wellengeschwindigkeit in einer Sandwichplatte [47] . . . . .	15
2.9	Schalldämmmaßberechnung nach dem Berechnungsmodell von Dym und Lang [17] . . . . .	16
2.10	Schalldämmmaß der Kernoptimierung von Lang und Dym [48] . . . .	18
2.11	Symmetrische (a) und antisymmetrische (b) Bewegung der Sandwich- decklagen . . . . .	19
2.12	Analytische Berechnung und experimentelle Ermittlung des Schall- dämmmaßes für eine Sandwichplatte mit Wabenkern [58] . . . . .	19
2.13	Vergleich der analytischen Berechnung des Schalldämmmaßes einer Sandwichplatte mit experimentellen Ergebnissen [89] . . . . .	21
2.14	Experimentell bestimmte Schalldämmmaßverläufe für eine Sandwich- platte mit einer Schaumkerndichte von $31 \text{ kg/m}^3$ in (a) und mit einer Schaumkerndichte von $181 \text{ kg/m}^3$ in (b) [26] . . . . .	22



2.15	Schalldämmmaß eines Sandwichs, bestehend aus den Lagen Stahl, Kompositmaterial und Stahl, bei Anregung durch eine ebene Welle mit einem Einfallswinkel von $40^\circ$ [36] . . . . .	24
2.16	Schalldämmmaß eines Sandwichs, bestehend aus den Lagen Stahl, Glasfasermaterial und Stahl [37] . . . . .	25
2.17	Schalldämmmaß einer Sandwichplatte aus experimentellen Daten und analytischem Ansatz [50] . . . . .	26
2.18	Sandwichplatten mit zwei Wabenkernegeometrien und Anordnung der Wabenzellen parallel zur Decklagenebene [31] . . . . .	27
2.19	Schalldämmmaß von Sandwichstrukturen mit drei verschiedenen Wabenkernwinkeln [31] . . . . .	27
2.20	Schalldämmmaß von Sandwichplatten mit verschiedenen Wabenkernen und Glasfaserdecklagen [66] . . . . .	29
2.21	Aufbau des Sandwichs nach dem Patent von Ayle mit perforierter Decklage und eingebetteten Membranen [4] . . . . .	30
2.22	Verbindungen der Zellen im Wabenkern [4] . . . . .	30
2.23	Aufbau eines Sandwichs nach dem Patent von Newton [62] . . . . .	31
2.24	Kerngeometrien für Sandwichplatten nach dem Patent von Thomas und Wandel [84] . . . . .	31
2.25	Gegenüberstellung der Schalldämmmaßkurven einer Sandwichplatte, einer Doppelwand und einer Sandwichplatte gemäß der Patentanmeldung [84] . . . . .	32
3.1	Anordnung der Wabenkernhohlräume eines Wabenkerns (a) senkrecht zu den Decklagen und (b) parallel zu den Decklagen . . . . .	34
4.1	Übersicht zur Bestimmung des Schalldämmmaßes von Sandwichstrukturen mit Wabenkernen . . . . .	38
4.2	Grundplatte mit beispielhafter Einteilung von Zellen . . . . .	39
4.3	Aufbau und Abmessungen einer Wabenzelle . . . . .	39
4.4	Zugehörigkeit der Wabenwände horizontal benachbarter Wabenzellen bei der Volumenberechnung . . . . .	41
4.5	Kreuzungspunkt von drei Wabenwänden und Darstellung der sich überschneidenden Flächen . . . . .	42
4.6	Kreuzungspunkt von zwei Wabenwänden und Darstellung der sich überschneidenden Fläche sowie der Lücke . . . . .	42
4.7	Variationsbeispiele für unregelmäßige Wabenkerne auf Basis eines regelmäßigen $16 \times 8$ -Wabenkerns mit (a) einem stochastischen Muster und mit (b) einer mathematischen Funktion . . . . .	44

---

4.8	Geometrische Überschneidung bei auxetischen Wabenzellen [27] . . .	45
4.9	Geometrische Überschneidung bei Wabenzellen mit zu großem Winkel . . . . .	47
4.10	Wabekerngeometrie zu der Bezeichnung 6x3x30–80 . . . . .	49
5.1	Symmetrische (a) und antisymmetrische (b) Bewegung der Sandwichdecklagen . . . . .	54
5.2	Definition der Raumrichtungen für einen Wabekern nach Gibson und Ashby [28] . . . . .	59
5.3	Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 . . . . .	66
5.4	Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz . . . . .	66
5.5	Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz . . . . .	67
5.6	Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 . . . . .	68
5.7	Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz . . . . .	68
5.8	Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabekern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz . . . . .	69
5.9	Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung .	71
5.10	Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz . . . . .	71
5.11	Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz . . . . .	72
5.12	Geometrie der Wabenkerne (a) 16x16x30–80, (b) 16x8x30–80, (c) 16x4x30–80 und (d) 16x2x30–80 . . . . .	73
5.13	Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung . .	74

---

5.14	Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz . . . . .	75
5.15	Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz . . . . .	75
5.16	Geometrie der Wabenkerne (a) 16x8x-45–80, (b) 16x8x-30–80, (c) 16x8x0–80, (d) 16x8x30–80 und (e) 16x8x45–80 . . . . .	77
5.17	Schalldämmmaß für die Winkelvariation von Wabenkernen . . . . .	79
5.18	Analytische Schalldämmmaßkurven für Winkelvariationen der Wabenkerne unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz . .	80
5.19	Analytische Schalldämmmaßkurven für Winkelvariationen der Wabenkerne unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz . . . .	81
6.1	Ablaufstruktur für die simulative Ermittlung des Schalldämmmaßes .	86
6.2	Generische Struktur unter einer Halbkugel mit Einheitsradius und darauf verteilten Punktschallquellen für die Anregung . . . . .	87
6.3	Geometrische Beziehungen zwischen Struktur und Punktschallquelle [25] . . . . .	88
6.4	Die einem Knotenpunkt für die äquivalenten Knotenkräfte zugeordnete Fläche . . . . .	90
6.5	Grafische Extrusion von Schalenelementen an einem Wabenkernkreuzungspunkt . . . . .	91
6.6	ANSYS®-Classic-APDL-Modell des Sandwichs mit einer Decklage in Türkis und dem Wabenkern 8x4x30–80 in Violett . . . . .	92
6.7	Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	96
6.8	Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30–80 mit verschiedenen Mittelungen . . . . .	96
6.9	Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung . . . . .	97
6.10	Geometrie der Wabenkerne (a) 8x8x30–80, (b) 8x4x30–80 und (c) 8x2x30–80 . . . . .	100
6.11	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	101
6.12	Realisierbarkeit von Wabenkernen in Abhängigkeit von der Zellenanzahl bei einem Winkel von $30^\circ$ . . . . .	103
6.13	Geometrie der Wabenkerne (a) 1x1x30–80 und (b) 37x23x30–80 . . .	105

---

6.14	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 1x1x30–80 und 37x23x30–80 . . . . .	105
6.15	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 10x5 und negativen Wabenwinkeln sowie einem Winkel von 0° . . . . .	108
6.16	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 10x5 und positiven Wabenwinkeln . . . . .	108
6.17	Geometrie der Wabenkerne (a) 8x4xirreg–80, (b) 8x4x30–80 und (c) 8x4xkleingroß–80 . . . . .	110
6.18	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 8x4x30–80, 8x4xkleingroß–80 und 8x4xirreg–80 . . . . .	111
6.19	CAD-Modellausschnitt eines Wabenkerns mit dem Decklagensegment in Grün und den Mittellinien in Blau . . . . .	114
6.20	Absolute Verschiebungen der abstrahlenden Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4x30–80 bei 792 Hz mit der überlagerten Geometrie des Wabenkerns . . . . .	114
6.21	Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x2x30–80 . . .	116
6.22	Eigenformen des Decklagensegments des Sandwichs mit dem Waben- kern 8x2x30–80 aus der Modalanalyse . . . . .	117
6.23	Verschiebungen der abstrahlenden Sandwichdecklage bei 689 Hz und Geometrieüberlagerung des Wabenkerns 8x2x30–80 . . . . .	118
6.24	Verschiebungen der abstrahlenden Sandwichdecklage bei 1577 Hz und Geometrieüberlagerung des Wabenkerns 8x2x30–80 . . . . .	118
6.25	Erste Eigenform eines Decklagensegments mit (a) auxetischem Wabenkern, (b) rechteckigem Wabenkern und (c) konvexem Waben- kern . . . . .	119
6.26	CAD-Modell der Decklagensegmente mit gleichem Flächeninhalt und den Winkeln von -50° bis 50° in 25°-Schritten von links nach rechts .	120
6.27	Erste Eigenfrequenz der Decklagensegmente mit unterschiedlichen Winkeln . . . . .	120
6.28	Erste und zweite Decklageneigenform für (a)/(b) den Winkel -50°, (c)/(d) den Winkel -45°, (e)/(f) den Winkel -40° und (g)/(h) den Winkel -35° . . . . .	122
6.29	Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in horizontaler und vertikaler Richtung . . . . .	125
6.30	Durchbiegung der Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30–80 als Netzdarstellung . . . . .	126
6.31	Durchbiegung der Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 30x15x30–80 als Netzdarstellung . . . . .	127

---

6.32	Geometrie der Wabenkerne (a) 8x8x30–80 und (b) 8x2x30–80 . . . . .	128
6.33	Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten in Abhängigkeit von der horizontalen Wabenanzahl . . . . .	129
6.34	Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten in Abhängigkeit vom Wabenwinkel . . . . .	130
6.35	Änderung der Wabenwanddicke in Abhängigkeit vom Wabenwinkel .	131
6.36	Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten mit einer festen Wabenwanddicke von 2 mm in Abhängigkeit vom Wabenwinkel . . .	131
6.37	Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	136
6.38	Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und freiem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	138
6.39	Vertikale Wand eines Wabenkerns unter Kraftbelastung bei Scherverformung . . . . .	139
6.40	Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 10x5 . . . . .	140
7.1	Probe mit Wabenkern und Holzrahmen . . . . .	153
7.2	Versuchsprobe mit Stahlrahmen und Verschraubung in der Prüföffnung . . . . .	155
7.3	Skizze der Schnittansicht A-A für den Versuchsaufbau . . . . .	155
7.4	Schematischer Aufbau des ATB . . . . .	156
7.5	Nachhallzeit des Hallraums für Terzbandmittenfrequenzen . . . . .	157
7.6	Schema des Versuchsaufbaus im ATB für die strukturdynamische Messung . . . . .	159
7.7	Übertragungsfunktion zwischen Oberflächengeschwindigkeit und Kraft für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30–80 . . . . .	160
7.8	Konsistenzdiagramm in X-Modal für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30–80 über den Frequenzbereich von 100 Hz bis 400 Hz . .	161
7.9	Amplitude der Oberflächengeschwindigkeiten der Sandwichstruktur mit dem Wabenkern 8x4x30–80 bei (a) 142 Hz, (b) 220 Hz und (c) 322 Hz . . . . .	162
7.10	Schematische Darstellung des Hautschälens einer Sandwichplatte unter Biegebelastung, wobei (a) den Ausgangszustand und (b) den belasteten Zustand zeigt [90] . . . . .	164
7.11	Schema des Versuchsaufbaus im ATB für die Schalldämmmaßmessung mit dem LSV . . . . .	166
7.12	Schalldämmmaßkurven aus der Simulation und dem Experiment für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	168

7.13	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der Simulation und dem Experiment für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	169
7.14	Frequenzabhängiger Dämpfungsgrad mit den Parametern $\alpha_d = 150 \frac{1}{s}$ und $\beta_d = 10^{-7} s$ . . . . .	170
7.15	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30–80 . . . . .	171
7.16	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	172
7.17	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80 . . . . .	173
7.18	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung für die Sandwichplatten mit den Wabenkernen EC 3.2–48 und 12x6x30–48 . . . . .	175
A.1	Grundfläche der sich überschneidenden Volumina von zwei Wänden einer Wabenzelle . . . . .	193
B.1	Wabenkern mit der Nomenklatur 6x3x30–80 . . . . .	195
B.2	Wabenkern mit der Nomenklatur 8x4x30–80 . . . . .	195
B.3	Wabenkern mit der Nomenklatur 8x4xkleingroß–80 . . . . .	196
B.4	Wabenkern mit der Nomenklatur 10x5x30–80 . . . . .	196
B.5	Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8x30–80 . . . . .	196
B.6	Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8x45–80 . . . . .	197
B.7	Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8xirreg–80 . . . . .	197
B.8	Wabenkern mit der Nomenklatur 12x6x30–48 . . . . .	197
C.1	Analytisches Schalldämmmaß für die Winkelvariation mit negativen Winkeln und $0^\circ$ . . . . .	199
C.2	Analytisches Schalldämmmaß für die Winkelvariation mit positiven Winkeln . . . . .	200
D.1	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x1x30–80, 8x2x30–80, 12x3x30–80 und 16x4x30–80 . . . . .	201
D.2	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 2x2x30–80, 5x5x30–80, 11x11x30–80 und 15x15x30–80 . . . . .	201
D.3	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x5x30–80, 7x9x30–80, 10x12x30–80 und 14x18x30–80 . . . . .	202

D.4	Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x1x30–80, 9x1x30–80, 12x1x30–80 und 15x1x30–80 . . . . .	202
E.1	Verlauf der Kernschubsteifigkeiten für Sandwichplatten mit winkel- variablen Wabenkernen 10x5 und einer konstanten Wanddicke von 2 mm . . . . .	203
H.1	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30–80 . . . . .	215
H.2	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4x30–80 . . . . .	215
H.3	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß–80 . . . . .	216
H.4	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	216
H.5	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 12x6x30–48 . . . . .	216
H.6	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8x30–80 . . . . .	217
H.7	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8x45–80 . . . . .	217
H.8	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8xirreg–80 . . . . .	217
H.9	Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern EC 3.2–48 . . . . .	218
I.1	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30–80 . . . . .	219
I.2	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30–80 . . . . .	219
I.3	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30–80 . . . . .	220
I.4	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30–80 . . . . .	220
I.5	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß–80 . . . . .	221
I.6	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß–80 . . . . .	221
I.7	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . . . .	222

---

I.8	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 . . .	222
I.9	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 12x6x30–48 . . . . .	223
I.10	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 12x6x30–48 . .	223
I.11	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30–80 . . . . .	224
I.12	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30–80 . .	224
I.13	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80 . . . . .	225
I.14	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80 . .	225
I.15	Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8xirreg–80 . . . . .	226
I.16	Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8xirreg–80 . . . . .	226
I.17	Schalldämmmaßkurve aus der LSV-Messung für das Sandwich mit dem Wabenkern EC 3.2–48 . . . . .	227
I.18	Schalldämmmaßkurve mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung für das Sandwich mit dem Wabenkern EC 3.2–48 . . . . .	227





# Tabellenverzeichnis

4.1	Nomenklatur für die gefertigten Wabenkerne der Sandwichstrukturen . . . . .	50
5.1	Materialdaten der Decklagen und des Kerns der Sandwichplatten [56, 70, 76] . . . . .	65
5.2	Berechnete Abmessungen und Moduln des Wabenkerns 16x8x30–80 .	70
5.3	Berechnete Abmessungen und Moduln für größenvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Waben in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung . . .	71
5.4	Berechnete Abmessungen und Moduln für größenvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Waben in $x_1$ - und $x_2$ -Richtung . . .	74
5.5	Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für negative Wabenwinkel . . . . .	78
5.6	Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für positive Wabenwinkel . . . . .	78
6.1	Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit größenvariablem Wabenkern und konstantem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	99
6.2	Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit größenvariablem Wabenkern und konstantem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	99
6.3	Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit größenvariablem Wabenkern und unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	101
6.4	Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit größenvariablem Wabenkern und unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis . . .	102
6.5	Vergleichsreihen für numerisch untersuchte Sandwichplatten . . . . .	104
6.6	Eigenfrequenzen des Sandwichs mit dem Wabenkern 1x1x30–80 im Frequenzbereich von 230 Hz bis 270 Hz . . . . .	106
6.7	Eigenfrequenzen und Minima im Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Wabenkern 37x23x30 . . . . .	106

6.8	Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern . . . . .	109
6.9	Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern . . . . .	110
6.10	Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern . . . . .	112
6.11	Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern . . . . .	112
6.12	Flächeninhalt und Eigenfrequenzen der Decklagensegmente aus Modalanalyse und Schalldämmmaßsimulation . . . . .	115
6.13	Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	125
6.14	Simulierte Durchbiegung der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen . . . . .	128
6.15	Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 10x5 . . . . .	130
6.16	Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 8x4 . . . . .	132
6.17	Simulierte Kernschubsteifigkeit für größenvariable Wabenkerne mit konstantem Wabenanzahlverhältnis . . . . .	136
6.18	Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen . . . . .	137
6.19	Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen . . . . .	141
7.1	Gemessene und vorgegebene Wanddicke der Wabenkernstege und der daraus resultierende relative Fehler . . . . .	150
7.2	Masse der Wabenkerne mit relativem Fehler gegenüber der vorgegebenen Masse von 768 g (Dichte: 80 kg/m <sup>3</sup> ) bzw. 461 g (Dichte: 48 kg/m <sup>3</sup> ) . . . . .	151
7.3	Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus Simulation und Experiment . . . . .	163
7.4	Relativer Fehler der Eigenfrequenzen zwischen Simulation und Experiment . . . . .	163

7.5	Eigenfrequenzen der Sandwichstrukturen eines kommerziellen und eines im 3D-Drucker erzeugten Wabenkerns aus den Messdaten . . . . .	165
7.6	Minima im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus den Schalldämmmaßverläufen von Simulation und Experiment . . . . .	173
7.7	Relativer Frequenzfehler der Schalldämmmaßminima von Simulation und Experiment . . . . .	174
7.8	Minima und relativer Frequenzfehler im Schalldämmmaßverlauf der Decklagensegmente in Simulation und Experiment . . . . .	175
C.1	Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit negativen Winkeln bis $-10^\circ$ . . . . .	199
C.2	Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit Winkeln im Bereich von $-5^\circ$ bis $5^\circ$ . . . . .	200
C.3	Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit positiven Winkeln ab $10^\circ$ . . . . .	200
F.1	Wandstärkenmessung für den Kern 6x3x30–80 . . . . .	206
F.2	Wandstärkenmessung für den Kern 8x4x30–80 . . . . .	206
F.3	Wandstärkenmessung für den Kern 8x4xkleingroß–80 . . . . .	207
F.4	Wandstärkenmessung für den Kern 10x5x30–80 . . . . .	207
F.5	Wandstärkenmessung für den Kern 12x6x30–48 . . . . .	208
F.6	Wandstärkenmessung für den Kern 16x8x30–80 . . . . .	208
F.7	Wandstärkenmessung für den Kern 16x8x45–80 . . . . .	209
F.8	Wandstärkenmessung für den Kern 16x8xirreg–80 . . . . .	209
G.1	Messwerte der Massenmessung für den Kern 6x3x30–80 . . . . .	211
G.2	Messwerte der Massenmessung für den Kern 8x4x30–80 . . . . .	211
G.3	Messwerte der Massenmessung für den Kern 8x4xkleingroß–80 . . . . .	212
G.4	Messwerte der Massenmessung für den Kern 10x5x30–80 . . . . .	212
G.5	Messwerte der Massenmessung für den Kern 12x6x30–48 . . . . .	212
G.6	Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8x30–80 . . . . .	213
G.7	Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8x45–80 . . . . .	213
G.8	Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8xirreg–80 . . . . .	213
G.9	Messwerte der Massenmessung für den NOMEX <sup>®</sup> -Kern EC 3.2–48 . . . . .	214



# 1 Einleitung

## 1.1 Leichtbau als Lärmquelle der Zukunft

Die Möglichkeit der Fortbewegung für den Menschen hat sich im Laufe des 20. Jahrhunderts gewandelt. Dieser Wandel beeinflusst die Anzahl an Kilometern, die jede Person im Schnitt pro Tag zurücklegt. Am Beispiel der Vereinigten Staaten von Amerika sind in Abbildung 1.1 über das 20. Jahrhundert die Fortbewegungsmittel und deren Anteil an Kilometern pro Kopf aufgetragen. Autos, Busse oder Motorräder sind bereits seit 1920 die Verkehrsmittel, mit denen die meisten Kilometer zurückgelegt werden. Ab 1970 kommt das Flugzeug auf Platz zwei dazu.

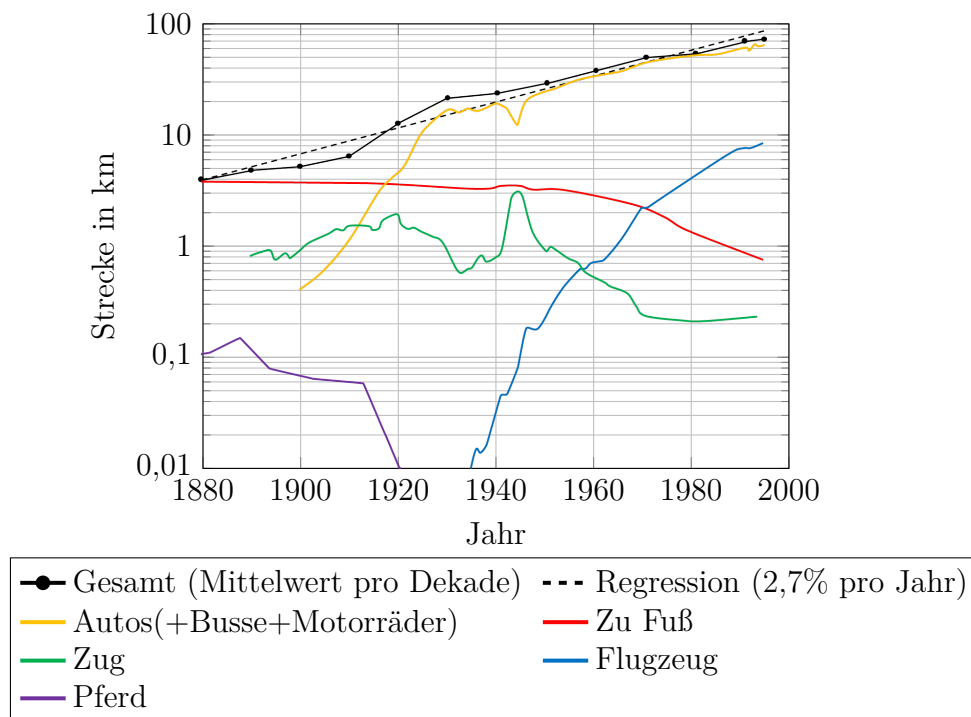


Abb. 1.1: Durchschnittlich zurückgelegte Strecke der US-Bürger pro Tag [2]

Zu Fuß zu gehen reduziert sich im Laufe des 20. Jahrhunderts von ca. 4 km auf weniger als 1 km, und das obwohl der Anteil der zurückgelegten Kilometer in jedem Jahrzehnt steigt. Als Trend wird in Abbildung 1.1 ein Anstieg von 2,7 % pro Jahr angegeben. Der Anstieg der Mobilität kann weltweit beobachtet werden und lässt sich direkt mit dem Einkommen verknüpfen. Die fünf Regionen mit dem weltweit höch-

ten Einkommen zeigen in einer Studie eine direkte Proportionalität zwischen der zurückgelegten Strecke und dem Einkommen der Menschen [74]. Das bedeutet, dass mit dem Wachstum von Wirtschaft und Wohlstand der Gesellschaft immer mehr Fahrzeuge am Boden und in der Luft unterwegs sind. Gerade diese Fahrzeuge arbeiten auf Basis des Verbrennungsprinzips, wodurch immer Abgase produziert werden. So bestehen die Abgase bodengebundener Fahrzeuge neben Kohlenmonoxid und -dioxid sowie Stickoxiden aus verschiedenen Kohlenwasserstoffen, Carbonylverbindungen und Phenolen [75]. Untersuchungen zeigen auch Auswirkungen von solchen Abgasen auf den Menschen [49, 52, 83]. Die Weltgesundheitsorganisation stellt in ihrem Bericht fest, dass aufgrund der Luftverschmutzung durch Abgase im städtischen Bereich ca. 2 Mio. Menschen pro Jahr weltweit vorzeitig sterben [92]. Es ist richtig und wichtig, dass diese Entwicklung von der Politik erkannt und gegengesteuert wird, damit sich die Luftqualität durch mehr Fahrzeuge nicht weiter verschlechtert.

Als Luftfahrtforschungsprogramme existieren seitens der deutschen Bundesregierung die Luftfahrtstrategie und seitens der Europäischen Union die Vision des Flightpath 2050. In der Luftfahrtstrategie ist bereits festgehalten, dass 2,5 % aller anthropogenen CO<sub>2</sub>-Emissionen durch den globalen Luftverkehr ausgestoßen werden [16]. Als Ziel für die Luftfahrt gilt, dass im Jahr 2050 bei Flugzeugen der CO<sub>2</sub>-Ausstoß um 75 %, der NO<sub>x</sub>-Ausstoß um 90 % und der wahrgenommene Lärm um 65 % im Vergleich zu Flugzeugen aus dem Jahr 2000 reduziert werden soll [24]. Ein Großteil der Einsparungen soll auf die Triebwerke und die Flugzeugstruktur entfallen. Zur Zielerreichung bei Flugzeugstrukturen müssen weitere leichtbaukonforme Lösungen eingesetzt werden. Das bedeutet eine Steigerung des Verhältnisses von Steifigkeit zur Masse gegenüber bestehenden Strukturen. Die Herausforderung bei der Entwicklung solcher Strukturen nimmt zu, wenn gleichzeitig der Kabinenlärm für Passagiere reduziert werden muss, um einen ausreichenden Komfort zu gewährleisten.

Während des Fluges werden Flugzeugstrukturen u.a. zu Biegeschwingungen angeregt, wobei die BiegeWellengeschwindigkeit zunimmt, je leichter und steifer die Struktur ist. Die Übereinstimmung von BiegeWellengeschwindigkeit und Schallausbreitungsgeschwindigkeit der Luft wird als Koinzidenz bezeichnet und liegt bei einer Frequenz. Bei Frequenzen oberhalb der Koinzidenz strahlt die Struktur effizient Schall in die Umgebung ab [59]. Höhere BiegeWellengeschwindigkeiten bedeuten eine tiefere Koinzidenzfrequenz und damit eine höhere Bandbreite an Lärmemissionen. Dies zeigt das konträre Problem zwischen dem Leichtbaugedanken zur Masseneinsparung von hochbelasteten Bauteilen und der Schallabstrahlung dieser Strukturen in die Umgebung. Dennoch sind Leichtbaustrukturen überall zu finden, wie in Windenergieanlagen oder Satelliten, bei Offshoreanlagen oder im Flugzeug [38, 43, 85, 86]. Der Anteil von effizient schallabstrahlenden Oberflächen steigt somit von Tag zu Tag.

## 1.2 Lärmemittierendem Leichtbau begegnen

Um die Abstrahlung von Lärm in die Kabine eines Flugzeugs zu vermeiden, muss zunächst erkannt werden, welche Wege und Quellen existieren. In Abbildung 1.2 ist ein Flugzeug mit Passagieren in der Kabine schematisch dargestellt. Relevante Lärmquellen sind die Triebwerksgeräusche und die turbulente Grenzschichtanregung, welche die Flugzeugstruktur außerhalb der Kabine entweder direkt oder über den Luftschallpfad zu Vibrationen anregt.

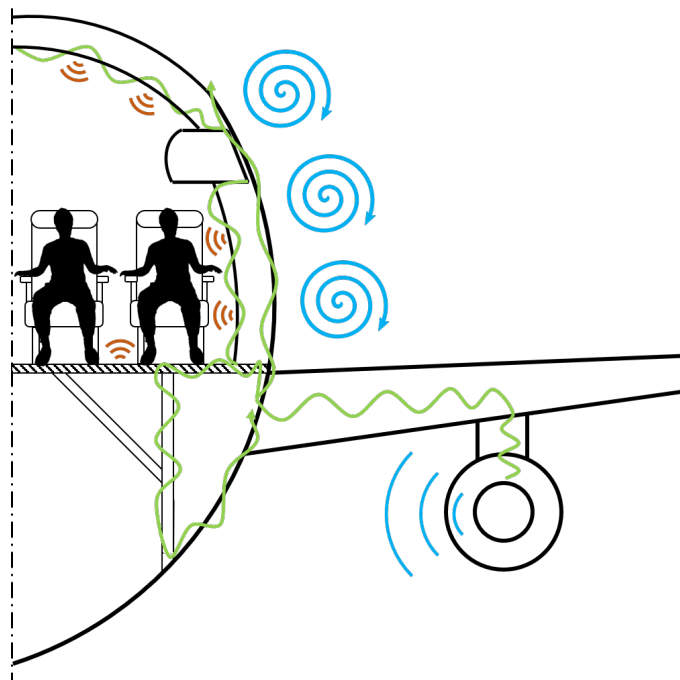


Abb. 1.2: Schematische Darstellung der Transmissionspfade im Flugzeug mit Triebwerkslärm und turbulenter Grenzschichtanregung als Quellen

Durch die Vibration von Rumpf und Kabine entstehen Schallwellen im Innenraum des Flugzeugs, die die Passagiere als Lärm wahrnehmen. Da die Lärmquellen außerhalb der Kabine liegen, ist als akustische Kenngröße von Bauteilen häufig die Schalltransmission von Bedeutung.

Die Maßnahmen zur Verringerung der Schalltransmission lassen sich in zwei große Bereiche einteilen. Zum einen gibt es passive Maßnahmen, wie z. B. dem Einsatz von Dämmmatten, die aufgrund ihrer physikalischen Eigenschaften den Schall in seinem Transmissionspfad absorbieren [65]. Andere Beispiele sind akustische schwarze Löcher oder auch Folien mit einer viskoelastischen Dämpfungsschicht, die aufgrund ihrer Dämpfungseigenschaften die Schwingungen von Strukturen reduzieren [44, 64]. Alle passiven Maßnahmen erhöhen die Masse im Flugzeug, nur um die Schalltransmission zu reduzieren. Der zweite Bereich sind aktive Maßnahmen zur Schallreduktion. Beispiele hierfür sind die aktive Schallunterdrückung durch Gegenschall,



die aktive Vibrationsunterdrückung oder die aktive Struktur-Akustik-Regelung von Strukturen [7, 12, 20]. Ziel aller aktiven Ansätze ist der Aufbau einer Regelung oder Steuerung mit Sensoren, Aktuatoren und Leistungselektronik, um eine bestimmte physikalische Größe zu reduzieren, die Auswirkung auf den Lärm hat, der beim Passagier ankommt. Die Auslegung solcher Systeme ist dabei sehr aufwendig und erhöht im Vergleich zu passiven Maßnahmen die Kosten von Strukturen enorm. Zudem erhöht sich auch bei Anwendung aktiver Maßnahmen die Masse des Flugzeugs.

Daher wäre eine technische Leichtbaulösung wünschenswert, die bereits bestehende Strukturen nutzt, um z. B. den Anteil an Dämmmatten zu reduzieren. Die Bandbreite möglicher Lösungsansätze im Leichtbau ist dabei enorm und umfasst Bauweisen, die Art des Strukturentwurfs oder auch die Optimierung von Kräftepfaden [90]. Nicht alle Lösungsansätze können zur Verringerung der Schalltransmission beitragen. Eine häufig genutzte Bauweise im Leichtbau ist der Sandwichverbund. Bei dieser Verbundbauweise werden, ganz allgemein, mehrere Materialschichten miteinander verklebt, wobei am häufigsten zwei Decklagen mit einem dazwischenliegenden Kern verwendet werden. Die Decklagen sind dabei sehr biegesteif, während der Kern den Großteil des Sandwichvolumens ausmacht, sehr leicht ist und die Decklagen auf Abstand hält. Dieser Aufbau bewirkt eine hohe Biegesteifigkeit und eine geringe Masse. Gleichzeitig sinkt durch die Steifigkeit und die Masse die Koinzidenzfrequenz solcher Strukturen und bewirkt eine effiziente Schallabstrahlung bei tiefen Frequenzen. Aus diesem konträren Problem zwischen dem Leichtbaugedanken und der Schallemission in eine Kabine kann zunächst eine allgemeine Fragestellung abgeleitet werden: Kann die Schalltransmission von Leichtbaustrukturen am Beispiel der Sandwichbauweise mithilfe von deren Aufbau verbessert werden, ohne dass Nachteile für die Tragfähigkeit der Struktur entstehen?

### 1.3 Aufbau und Methodik der Arbeit

Um die in Abschnitt 1.2 abschließend gestellte Frage im Rahmen der Dissertation zu untersuchen, soll zunächst die Struktur dieser Arbeit erläutert werden. In Abbildung 1.3 sind die Kapitel der Dissertation als Struktur dargestellt.

Zuerst wird der Stand des Wissens in Kapitel zwei aufgearbeitet. Themenschwerpunkte dieses Kapitels sind die Transmission von Schall durch Strukturen, Aufbau sowie mechanische Kenngrößen von Sandwichplatten und, im Speziellen, die Schalltransmission durch Sandwichplatten. Für die Sandwichplatten sollen sowohl Berechnungsgrundlagen und Simulationen als auch experimentelle Untersuchungen analysiert werden. Ausgehend von diesem Wissensstand werden im dritten Kapitel die Forschungshypothesen für die vorliegende Arbeit abgeleitet, um die Fragestel-

lung aus Kapitel 1.2 zu präzisieren. Dabei stellt sich der Kern eines Sandwichs als möglicher Freiheitsgrad heraus, um die Schalltransmission anzupassen.

Anschließend folgt im vierten Kapitel die Beschreibung der Generierung von Wabenkernen. Dabei liegt der Fokus auf einer parametrischen Beschreibung, um die Anzahl an Variablen zu reduzieren. Mit dieser Beschreibung können sowohl regelmäßige als auch unregelmäßige Wabenkerne generiert werden. In diesem Kapitel erfolgt auch eine Betrachtung der Grenzen zur Realisierbarkeit der Wabenkerne. Auf Basis der geometrischen Beschreibung werden bestimmte Wabenkerne für die Experimente vorausgewählt. Da die Kerngeometrien kommerziell nicht erhältlich sind, muss ein alternatives Herstellungsverfahren genutzt werden. Der 3D-Druck bietet die Möglichkeit regelmäßige und unregelmäßige Kerne herzustellen.

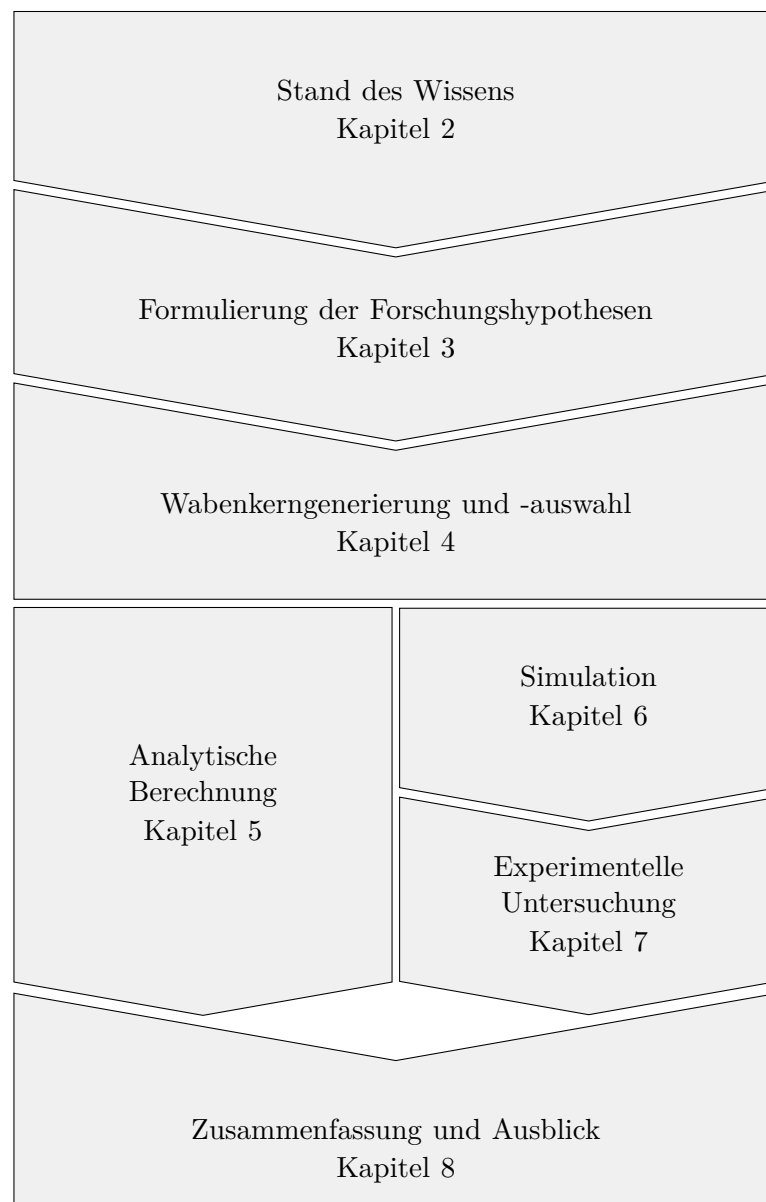


Abb. 1.3: Struktur der Dissertation

Im Hinblick auf die Schalltransmission der Sandwichplatten wird in Kapitel fünf zunächst eine analytische Methodik vorgestellt, die die Koinzidenz erfasst. Dabei wird untersucht, wie sich die Variation der Kerne auf die Koinzidenz in der Schalltransmission einer unendlich ausgedehnten Sandwichplatte auswirkt. Die analytische Berechnung basiert auf einer Vorgehensweise aus der Literatur, die bereits experimentell validiert wurde. Für die Berechnung der Schalltransmission werden mechanische Kenngrößen in Abhängigkeit von der Kerngeometrie ermittelt. Für unterschiedliche Kernvariationen werden Parameterstudien für das Schalldämmmaß durchgeführt.

Im sechsten Kapitel erfolgt die Beschreibung der Simulation von Sandwichplatten basierend auf der Finite-Elemente-(FE-)Methode. Der numerisch untersuchte Frequenzbereich liegt zwischen 100 Hz und 2000 Hz und umfasst damit die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte und deren Einfluss auf die Schalltransmission. In diesem Kapitel findet ebenfalls eine Parameterstudie statt, um den Einfluss des Kerns auf die Schalltransmission zu untersuchen. Weiterhin wird das Simulationsmodell auch für die Bestimmung von zwei wesentlichen mechanischen Kenngrößen der Sandwichplatte genutzt. Somit kann der Einfluss der Kernvariation auf die mechanischen Kenngrößen und auf die Schalltransmission zueinander in Relation gesetzt werden.

Das siebte Kapitel befasst sich mit der experimentellen Untersuchung von Sandwichplatten. Ziel ist die Bestimmung der Schalltransmission für ausgewählte Kerngeometrien, um die Beobachtungen aus der Simulation zu bestätigen. Dazu werden die hergestellten Wabenkerne zunächst auf ihre Masse und Abmessungen hin untersucht, um Fertigungstoleranzen in der Simulation berücksichtigen zu können. Im ersten Experiment wird die Strukturodynamik der Platten untersucht, um die Oberflächenvibrationen zu bestimmen und Aufschluss über die Eigenfrequenzen zu bekommen. Im zweiten Experiment wird die Schalltransmission bestimmt und mit der Simulation verglichen. Auf Basis dieser Messdaten wird im folgenden die Dämpfung für die Simulation angepasst.

Zum Schluss werden die in den Kapiteln fünf bis sieben gewonnenen Erkenntnisse in Kapitel acht zusammengefasst. Dabei wird in einem Ausblick auch auf mögliche künftige Fragestellungen eingegangen, wie z. B. die Wahl eines gradierten Materials für die Wabenkerne oder die Anwendung der Ergebnisse auf gekrümmte Sandwichstrukturen.

# 2 Stand des Wissens zur Schalltransmission von Sandwichstrukturen

## 2.1 Schalldämmmaß von Platten

Breiten sich Schallwellen von einer Schallquelle in der Luft aus, so treffen diese auch auf Festkörper. Durch die unterschiedlichen Medien können sich die Schallwellen nicht vollständig ungehindert ausbreiten. Stattdessen wird die gesamte einfallende Schallenergie in mehrere Anteile aufgeteilt, wie dies in Abbildung 2.1 dargestellt ist. Der Schall wird bei einem Übergang von einem Medium in ein anderes Medium zum Teil reflektiert, dissipiert, transmittiert oder in Körperschall umgewandelt [80].

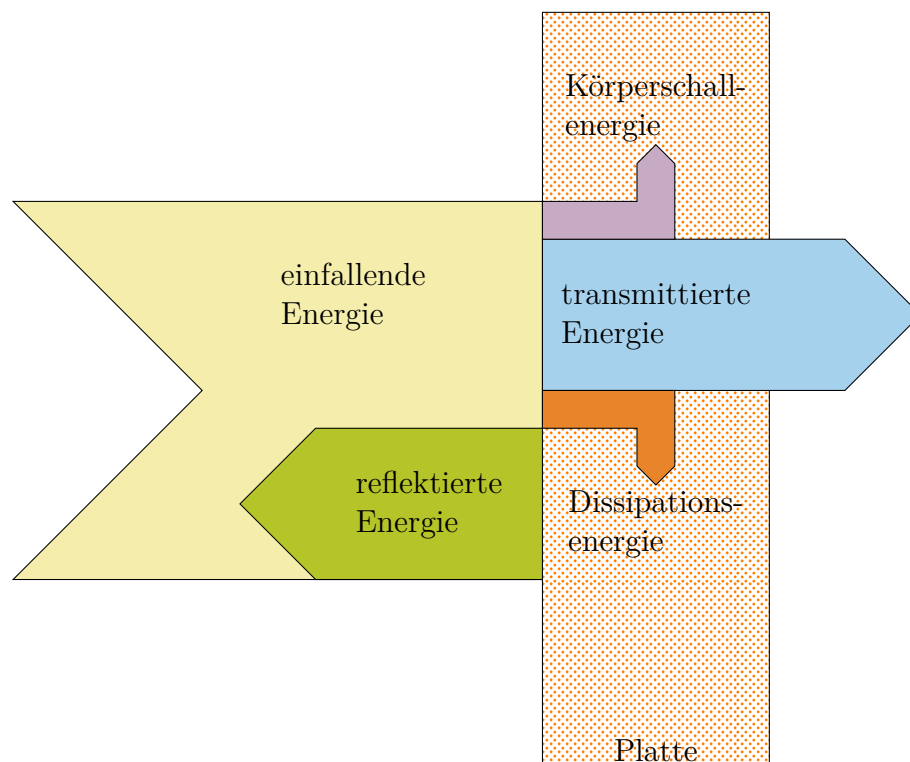


Abb. 2.1: Aufteilung der Schallenergie beim Auftreffen von Schallwellen auf eine Platte [39]

Die Anteile der einzelnen Energien unterscheiden sich je nach Medienübergang. Im Bereich der Mobilität kann die Platte z. B. einer Verkleidung oder einem Teil der Kabine eines Fahrzeugs entsprechen. In beiden Beispielen ist die transmittierte Energie ein entscheidender Faktor, weil sich die Quellen meist außerhalb der Kabine befinden, wie z. B. der Motor eines Fahrzeugs oder die Anregungen durch die Luftströmung bei Flugzeugen. Das Verhältnis der transmittierten Energie zur einfallenden Energie wird als Transmissionsgrad bezeichnet [39, 60]. Als energetische Größe für dieses Verhältnis eignet sich die Schallintensität [39, 60].

$$\tau = \frac{I_{\text{rad}}}{I_{\text{in}}} \quad (2.1)$$

Analog zum Transmissionsgrad  $\tau$  können auch der Reflexionsgrad, der Absorptionsgrad und das Körperschallverhältnis gebildet werden. Wird der Transmissionsgrad in eine logarithmische Darstellung überführt, ergibt sich das Schalldämmmaß [60].

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{\tau} \right) = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{I_{\text{in}}}{I_{\text{rad}}} \right) \quad (2.2)$$

Für eine endliche Platte, die isotrope mechanische Kenngrößen besitzt, kann das Schalldämmmaß idealisiert und in vier wesentliche Frequenzbereiche eingeteilt werden [6, 65]. In Abbildung 2.2 ist das idealisierte Schalldämmmaß einer biegeweichen und einschaligen Platte dargestellt.

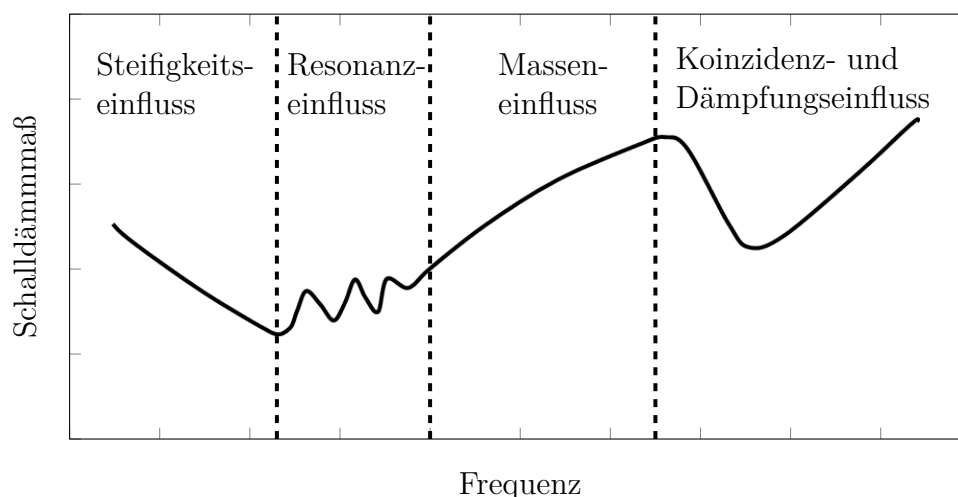


Abb. 2.2: Einteilung der Schalldämmmaßkurve in dominierende Bereiche für biege- weiche Platten [65]

In den vier Frequenzbereichen dominiert eine bestimmte Größe, die durch die Platte definiert ist. Im tiefsten Frequenzbereich ist das Schalldämmmaß durch die Steifigkeit der Platte definiert. Der sich daran anschließende Frequenzbereich im Schalldämmmaß ist durch die Eigenfrequenzen der Platte definiert. In diesem Frequenzbereich sind im Schalldämmmaß Minima bei den Eigenfrequenzen der Platte festzustellen. Der dritte Abschnitt im Schalldämmmaß wird durch die Masse der Platte bestimmt. Das Schalldämmmaß steigt in diesem Frequenzbereich um 6 dB pro Oktave an [6, 60, 73] oder erhöht sich um 6 dB, wenn die Masse verdoppelt wird. Dieses Verhalten wird auch als Berger'sches Massegesetz bezeichnet. Im letzten Frequenzbereich ist die Koinzidenz der Platte entscheidend und ist durch ein Schalldämmmaßminimum gekennzeichnet. Bei der Frequenz des Minimums stimmt die Luftschallwellenlänge längs der Wand mit der Körperschallbiegewelle überein [25, 73]. Das Koinzidenzminimum wird dabei durch den Verlustfaktor  $\eta$  der Plattenmaterialien bestimmt, wobei der Faktor alle Verlustmechanismen, wie innere Dämpfung und Abgabe von Schwingungsenergie an angrenzende Bauteile, beinhaltet [60]. Je höher der Verlustfaktor ist, desto höher ist das Schalldämmmaß im Bereich des Minimums. Oberhalb des Minimums steigt das Schalldämmmaß um mehr als 6 dB pro Oktave an. Die Berechnung in der Literatur von Möser gibt einen Anstieg des Schalldämmmaßes um 7,5 dB pro Oktave oberhalb der Koinzidenz an. Diese Angabe bezieht sich auf eine Einfachwand unter Einfall einer Schallwelle mit einem kritischen Einfallswinkel, bei dem ein Totdurchgang des Schallfeldes vorliegt [60].

Neben isotropen Kenngrößen können bei Platten, etwa bei Glasfaserverbunden, orthotrope mechanische Kenngrößen auftreten. Der idealisierte Schalldämmmaßverlauf einer allgemein orthotropen Platte ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

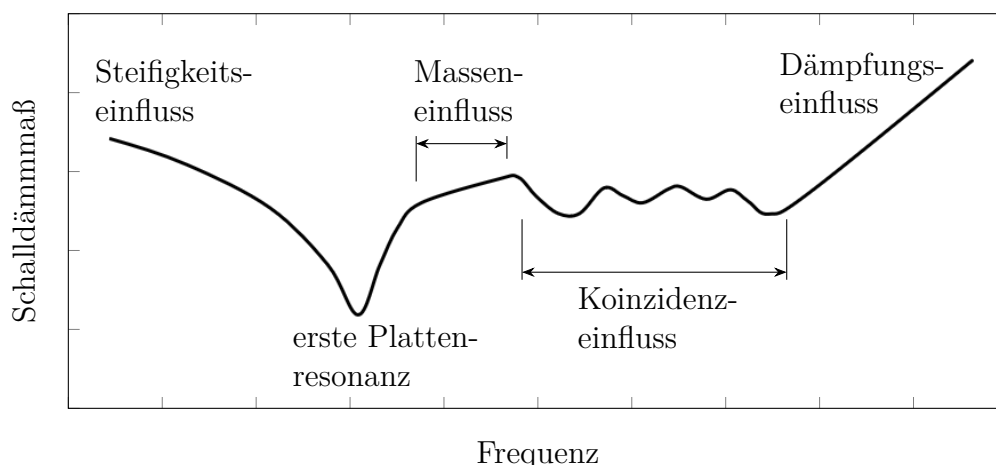


Abb. 2.3: Einteilung der Schalldämmmaßkurve in dominierende Bereiche für orthotrope Platten [6]

Die Bereiche, in denen eine Größe der Sandwichplatte dominiert, sind bei orthotropen Platten ebenfalls vorhanden. Der deutlichste Unterschied ist im Bereich der Koinzidenz festzustellen. Dieser Bereich ist nicht nur durch ein einzelnes Minimum, sondern durch mehrere Minima gekennzeichnet [6]. Die Darstellung im Bereich der Resonanzen fällt zwischen der Literatur von Bies [6] und der von Raichel [65] unterschiedlich aus, weshalb sich zwischen den Abbildungen 2.2 und 2.3 Unterschiede ergeben. Sowohl bei isotropen als auch bei orthotropen Platten können sich mehrere Schalldämmmaßminima im Bereich der Eigenfrequenzen ergeben, wobei das kleinste Minimum bei der ersten Eigenfrequenz zu erwarten ist.

## 2.2 Schalldämmmaß von Sandwichplatten

Das Schalldämmmaß von Platten soll in diesem Abschnitt im Hinblick auf Sandwichplatten detaillierter betrachtet werden. Dazu sollen als Erstes der Aufbau und zwei mechanische Kenngrößen von Sandwichplatten beschrieben werden. Anschließend erfolgt die Erläuterung zur Ermittlung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten im Bereich der Koinzidenz sowie im Bereich der Eigenfrequenzen.

### 2.2.1 Aufbau und ausgewählte mechanische Kenngrößen von Sandwichplatten

In der Verbundbauweise ist das Sandwich – im allgemeinen Sinne des Leichtbaus – ein mehrschichtiger Verbund [90]. Für die folgenden Betrachtungen wird das Sandwich auf einen dreilagigen Verbund reduziert, wobei der Verbund aus zwei gleichen Decklagen besteht, zwischen denen sich ein Kern befindet. Ein schematischer Aufbau ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

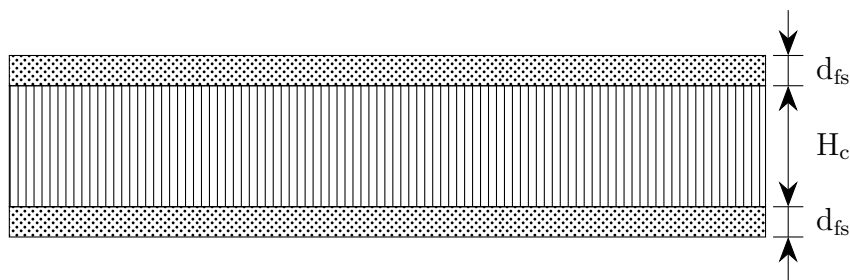


Abb. 2.4: Schematischer Aufbau eines Sandwichverbundes

Bei einer Sandwichplatte sind die Dicken der Decklagen  $d_{fs}$  erheblich geringer als die Dicke des Kerns  $H_c$ . Die grundlegende Idee des Sandwichs ist ein Verbund, bei dem zwei biegesteife Decklagen mithilfe eines Kerns auf Abstand gehalten werden, um eine hohe Biegesteifigkeit und gleichzeitig eine geringe Masse zu erzielen. Der

Kern hält hauptsächlich die Häute auf Abstand und besitzt eine geringe Dichte. Um die Masse eines Kerns zu reduzieren, sind in der Literatur verschiedene Kernarten zu finden [90]. In Abbildung 2.5 sind sowohl unterschiedliche Formen, wie Faltblech, Stege, Röhren oder Honigwaben, als auch unterschiedliche Materialien, wie Balsaholz oder Schaumstoff, zu erkennen. Die Decklagen bestehen aus steifen, festen Materialien, wie z. B. Stahl, Aluminium oder Glasfaserverbund.

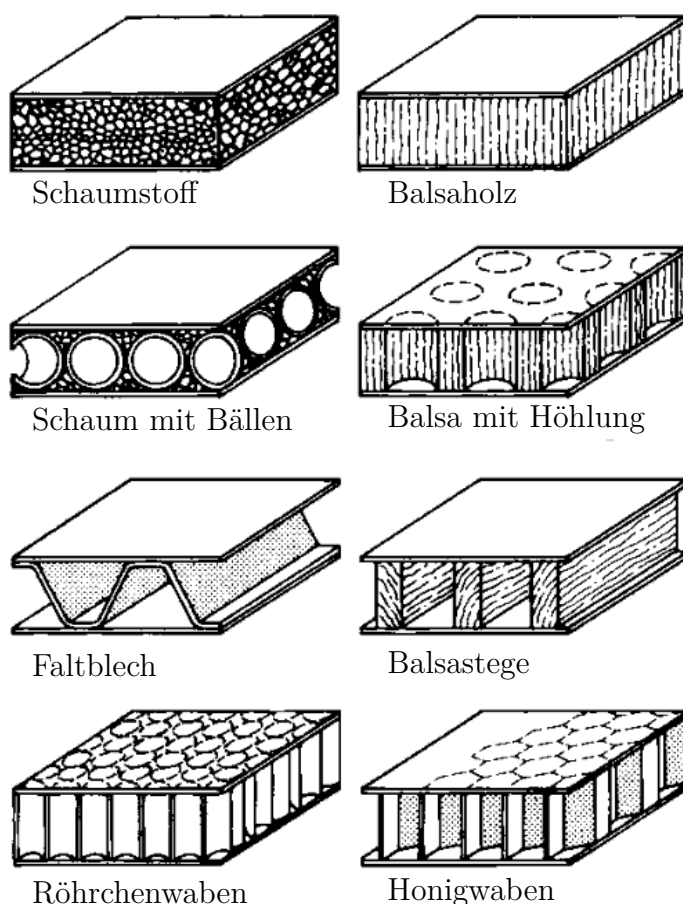


Abb. 2.5: Sandwichkerne in kontinuierlicher und diskontinuierlicher Ausführung [90]

Zwei dimensionierende Größen für Sandwichplatten sind die Biegesteifigkeit und die Kernschubsteifigkeit. Zunächst soll die Biegesteifigkeit definiert werden. Dazu kann die folgende Gleichung für die Biegesteifigkeit eines Sandwichs mit isotropem Kern aus der Literatur herangezogen werden [90, 94].

$$\Xi = \frac{E_{fs}}{1 - \nu_{fs}^2} \cdot \left( \frac{d_{fs} \cdot (d_{fs} + H_c)^2}{2} + \frac{d_{fs}^3}{6} \right) + \frac{E_c \cdot H_c^3}{12 \cdot (1 - \nu_c^2)} \quad (2.3)$$

Ist der Elastizitätsmodul des Kerns erheblich kleiner als das der Decklagen, kann der Anteil des Kerns vernachlässigt werden. Außerdem kann auch der Anteil der Hauteigenbiegesteifigkeit, der  $d_{fs}^3$  enthält, vernachlässigt werden, wenn die Hautdi-



cke im Vergleich zum Abstand der Decklagen  $H_c$  klein ist. Dies ist bereits möglich, wenn das Verhältnis von Decklagendicke  $d_{fs}$  zu Kernhöhe  $H_c$  kleiner als 0,25 ist [90].

$$\Xi = \frac{E_{fs}}{1 - \nu_{fs}^2} \cdot \left( \frac{d_{fs} \cdot (d_{fs} + H_c)^2}{2} \right) \quad (2.4)$$

Somit beeinflusst der Kern die Biegesteifigkeit nur durch seine Höhe, sofern die vorherigen Bedingungen erfüllt sind. Eine Größe, die in einer Simulation ermittelt werden kann, ist die maximale Durchbiegung einer Sandwichplatte. Daher soll die indirekte Proportionalität zwischen Durchbiegung und Biegesteifigkeit am Beispiel einer isotropen Platte gezeigt werden. Bei einer allseitig gestützt gelagerten Platte, die mit einer flächigen Last  $\hat{p}$  beaufschlagt ist, ergibt sich die maximale Durchbiegung wie folgt [90].

$$w_{\max} = \frac{\hat{p} \cdot B_{pl}^4}{\pi^4 \cdot \Xi} \cdot \frac{1 + \psi \cdot \left[ 1 + \left( \frac{B_{pl}}{L_{pl}} \right)^2 \right]}{\left[ 1 + \left( \frac{B_{pl}}{L_{pl}} \right)^2 \right]^2} \quad (2.5)$$

Dabei ist die Grundfläche der Platte durch die Abmessungen  $L_{pl}$  und  $B_{pl}$  definiert. Eine weitere Größe in Gleichung (2.5) ist die Kernzahl  $\psi$ . Es zeigt sich zunächst, dass die Biegesteifigkeit in diesem Fall indirekt proportional in die Durchbiegung einfließt. Jedoch muss die Kernzahl  $\psi$  noch mit betrachtet werden, da in dieser die Biegesteifigkeit des Sandwichs miteinfließt. Die Kernzahl definiert sich dabei wie folgt [90].

$$\psi = \frac{\Xi}{G_c} \cdot \frac{\pi^2}{B_{pl}^2 \cdot (H_c + d_{fs})} \quad (2.6)$$

Die Kernzahl ist so zu interpretieren, dass für einen Wert von null der Kern schubstarr ist, weil der Schubmodul unendlich wird. Für einen Wert von weniger als 0,1 kann die Kernzahl in der Gesamtdurchbiegung vernachlässigt werden. Bei einem Wert von ungefähr 1 erhöht sich die Durchbiegung der Sandwichplatte um das Doppelte bis Dreifache, und bei einer Kernzahl von größer als 10 ist die Kernnachgiebigkeit für die Gesamtdurchbiegung des Sandwichs dominant [90].

Zur Bestimmung der Kernschubsteifigkeit greift an den Decklagen des Sandwichs ein Kräftepaar in der Ebene der Decklagen an. In Abbildung 2.6 ist dieser Zustand schematisch dargestellt. Der Betrag der Kräfte  $F_q$  an den Decklagen ist gleich groß und die Richtung zueinander entgegengesetzt.

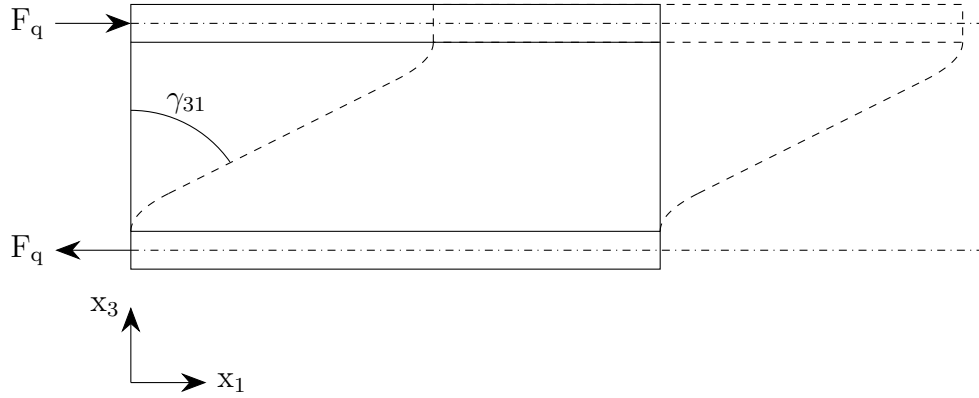


Abb. 2.6: Schubverformung eines infinitesimalen Sandwichsegments mit Querkraft an der neutralen Faser der Decklagen [90]

Unter der Annahme kleiner Verformungen und eines linearen Materialverhaltens wird der Zusammenhang zwischen Schubspannung  $\sigma_{31}$ , Schubmodul  $E_{55}$  und Winkeländerung  $\gamma_{31}$  genutzt [32, 33].

$$\sigma_{31} = E_{55} \cdot \gamma_{31} \quad (2.7)$$

Im Allgemeinen ist der Verlauf der Schubspannung über der Dicke ein parabolisch, wenn rechteckige Querschnitte vorliegen [32]. Bei einem Sandwichverbund entstehen aufgrund der unterschiedlichen Materialien verschiedene Schubparabeln, deren Randbedingungen an der Übergangsstelle der Schichten ineinander übergehen müssen. Als Vereinfachung zu dieser Problematik kann die Membrantheorie genutzt werden. Die Schubparabeln können dann zu einer Rechteckfläche vereinfacht werden, wenn der Kern im Vergleich zu den Decklagen weich und die Dicke der Decklagen im Vergleich zur Kernhöhe dünn ist [90]. Daraus ergibt sich die Schubspannung wie folgt.

$$\sigma_{13,\text{norm.}} = \frac{F_3}{H_c + d_{fs}} \quad (2.8)$$

Gleichung (2.8) stellt einen normierten Fall aus der Literatur dar, weil nur durch die Höhe dividiert wird und nicht durch die Querschnittsfläche der  $x_2/x_3$ -Ebene. Die Schubspannungen  $\sigma_{31}$  und  $\sigma_{13}$  werden mithilfe des Satzes von der Gleichheit der zugeordneten Schubspannungen als gleich groß angenommen [32, 33]. Die Bezugsfläche bei der Schubspannung  $\sigma_{13}$  ist die Querschnittsfläche der  $x_2/x_3$ -Ebene und wird für die Schubspannung  $\sigma_{31}$  durch die Fläche  $A_{12}$  der  $x_1/x_2$ -Ebene ersetzt.

$$\sigma_{31} = \frac{F_q}{A_{12}} \quad (2.9)$$

Werden die Gleichungen (2.7) und (2.9) gleichgesetzt, kann die Kernschubsteifigkeit  $E_{55} \cdot A_{12}$  in Abhängigkeit von der angreifenden Kraft  $F_q$  und der Winkeländerung  $\gamma$  gebildet werden.

$$E_{55} \cdot A_{12} = \frac{F_q}{\gamma_{31}} \quad (2.10)$$

Die zweite relevante Kernschubsteifigkeit ist  $E_{44} \cdot A_{12}$  und ergibt sich, wenn die angreifenden Kräfte  $F_q$  entlang der  $x_2$ -Achse wirken. Die Gleichungen sind für diese Kernschubsteifigkeiten analog, wobei die Schubspannung  $\sigma_{32}$  und die Winkeländerung  $\gamma_{32}$  verwendet werden.

Die Winkeländerung  $\gamma$  kann wiederum aufgrund der kleinen Verformungen aus der Kernhöhe  $H_c + d_{fs}$  und der Verschiebung der Decklage  $u$  entlang der betrachteten Achse wie folgt gebildet werden.

$$\gamma = \text{atan} \left( \frac{u}{H_c + d_{fs}} \right) \quad (2.11)$$

Damit wurden die wesentlichen Aussagen über den Aufbau von Sandwichplatten und die mechanischen Kenngrößen der Biegesteifigkeit und der Kernschubsteifigkeit zusammengefasst.

## 2.2.2 Analytische Ansätze zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten im Bereich der Koinzidenz

Die erste akustische Untersuchung und Berechnung von Sandwichplatten, bei der der Kern einen Einfluss auf die Koinzidenz aufweist, geht zurück in die 1950er-Jahre. Kurtze und Watters zeigen in ihrem Artikel, dass die Veränderung des Kerns einen Einfluss auf die Koinzidenz von Sandwichstrukturen hat [47]. In dem Artikel werden zwei Arten von Biegeverformungen für eine Sandwichstruktur angenommen, wie sie in Abbildung 2.7 dargestellt sind. Bei der Form in Abbildung 2.7(a) biegen sich die Decklagen, während die Kernquerschnitte senkrecht auf den Decklagen stehen. In Abbildung 2.7(b) entsteht die Biegung durch die Schubverformung des Kerns, während die Länge der Decklagen gleich bleibt.

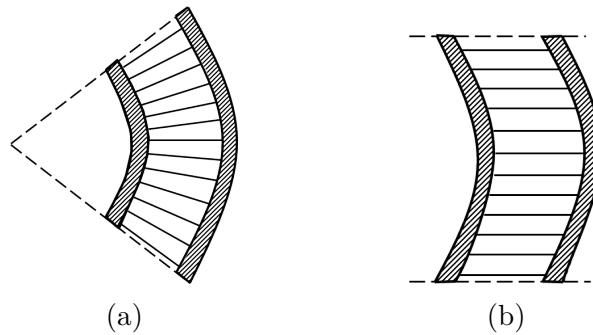


Abb. 2.7: Biegung einer Sandwichplatte durch (a) Biegung der Decklagen und (b) Schub des Kerns [47]

Die eintretende Verformung ist dabei frequenzabhängig. Dafür wird die transversale Wellengeschwindigkeit einer Sandwichplatte bestimmt, die in Abbildung 2.8 dargestellt ist. Die Achsen sind in der Darstellung als relative Größen aufgetragen, wobei die Bezugsgröße entweder die Schubwellengeschwindigkeit  $c_s$  oder die zugehörige Kennkreisfrequenz  $\omega_s$  ist. Der Verlauf kann in drei Abschnitte eingeteilt werden. Im tiefen Frequenzbereich folgt die Kurve der gestrichelten Geraden  $c_b/c_s$ , welche für die Biegeverformung der Gesamtstruktur nach Abbildung 2.7(a) steht. Im hohen Frequenzbereich folgt die Kurve der gestrichelten Geraden  $c'_b/c_s$ , die die Biegeverformung der einzelnen Decklagen repräsentiert.

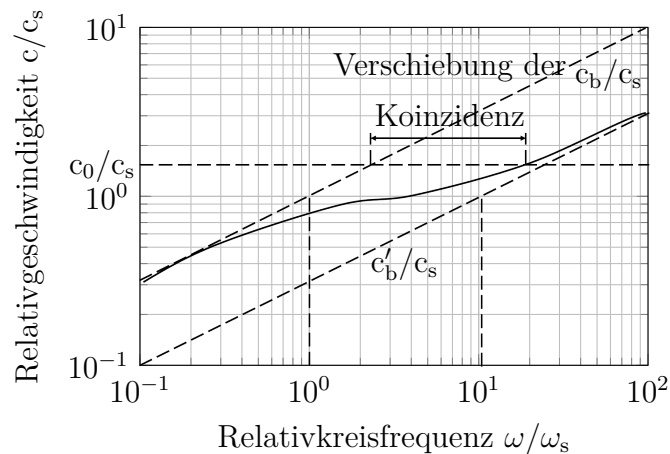


Abb. 2.8: Dispersionskurve der transversalen Wellengeschwindigkeit in einer Sandwichplatte [47]

Zwischen dem hohen und dem tiefen Frequenzbereich existiert ein Übergangsbereich, in dem die Kurve sich zwischen 200 Hz und 400 Hz einer parallelen Linie zur Frequenzachse annähert. In dem Berechnungsmodell von Kurtze und Watters ist die Annäherung an eine parallele Linie durch die Schubverformung bestimmt, wie dies in Abbildung 2.7(b) dargestellt ist. Der Übergangsbereich wurde mit experimentellen Daten validiert und in dem Artikel dargestellt. Der Plattenaufbau besteht aus

zwei 0,1 mm dicken Stahlplatten als Decklagen und einem 3,8 cm hohen Kern aus Holzfaserplatten. Die maximale Abweichung der Geschwindigkeiten zwischen Experiment und theoretischem Kurvenverlauf beträgt ungefähr 15 m/s und entspricht einer relativen Abweichung von weniger als 10 %. Eine weitere Beschreibung dieses theoretischen Sachverhalts ist im Buch von Kurtze zu finden [46]. Jedoch fehlt in der Literatur eine detaillierte Beschreibung der experimentellen Vorgehensweise. Die Experimente verdeutlichen jedoch, dass bei einer geeigneten Wahl von Kern und Deckschichten die Koinzidenzfrequenz der Sandwichplatte angepasst werden kann.

Der Effekt der Koinzidenzfrequenzverschiebung durch die Veränderung eines Sandwichkerns wird auch von Dym und Lang aufgegriffen [17]. In ihrem Artikel wird eine eigene Berechnungsmethodik für die transversale Wellengeschwindigkeit beschrieben und mit dem Modell von Kurtze und Watters verglichen. Beim Vergleich der Wellengeschwindigkeiten über der Frequenz zwischen den beiden Berechnungsmethoden zeigt sich ein nahezu identischer Verlauf wie in Abbildung 2.8. Daher wird auf die Wiedergabe einer Darstellung aus dem Artikel von Dym und Lang verzichtet.

Die Berechnungsmethodik von Dym und Lang ermöglicht auch die Berechnung des Schalldämmmaßes. Das berechnete Schalldämmmaß wird mit der Methodik von Ford et al. und experimentellen Messdaten von Smolenski und Krokosky verglichen [26, 81]. In Abbildung 2.9 ist das Schalldämmmaß mit der Bezeichnung „Exact TL“ mithilfe der Methodik von Dym und Lang berechnet wurden. Das Schalldämmmaß mit der Bezeichnung „Approx. TL“ wurde mit der Methodik von Ford et al. berechnet. Die Artikel von Ford et al. sowie von Smolenski und Krokosky werden in Abschnitt 2.2.3 noch einmal betrachtet.

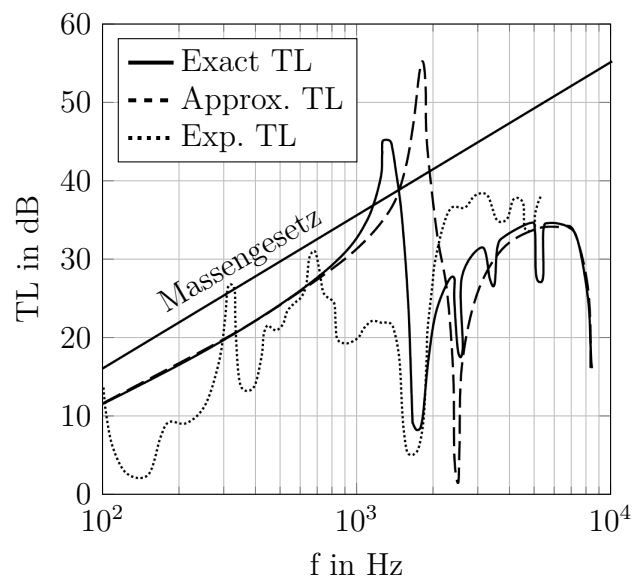


Abb. 2.9: Schalldämmmaßberechnung nach dem Berechnungsmodell von Dym und Lang [17]

Der Verlauf zwischen den Berechnungsmodellen und experimentellen Daten ist ungenügend. So ist bis ca. 1500 Hz keine Übereinstimmung zu erkennen, und ab 2000 Hz kann nur eine Tendenz im Schalldämmmaßverlauf zwischen analytischer Berechnung und Experiment hergestellt werden. Ziel der Berechnungsmethodik ist jedoch lediglich die Abbildung der Koinzidenz, die zwischen 1500 Hz und 2000 Hz auftritt. Für diese und eine weitere Sandwichplatte kann das Modell eine Abschätzung liefern, wobei sich der Aufbau der Sandwichplatten unterscheidet und die Koinzidenz somit in anderen Frequenzbereichen liegt. Damit ist ein Nachweis erbracht, dass das Modell von Kurtze und Watters zutrifft, die Koinzidenz sich durch unterschiedliche Kerne von Sandwichplatten verschieben lässt und dies letztendlich Auswirkungen auf das Schalldämmmaß hat.

Lang und Dym verwenden das Berechnungsmodell auch für eine Optimierung, um das Schalldämmmaß zu erhöhen [48]. Ziel ist die Maximierung des Schalldämmmaßmittelwertes im Frequenzbereich von 1000 Hz bis 4000 Hz. Bei der Optimierung werden vier verschiedene Parametersätze untersucht. An dieser Stelle soll nur der Parametersatz dargestellt werden, der die Kernoptimierung betrifft. Die Decklagen bleiben in diesem Fall gleich. Die Variablen der Kernoptimierung sind die Kerndicke und die Kerndichte. Die Grenzen für die Kerndicke werden im Bereich von 0 cm bis 5,3 cm vorgegeben. Die Grenzen für die Dichte stammen aus einer Auflistung verschiedener Kerne wie Polyurethanschaum, Polystyrolschaum, Aluminiumwabenkerne, Plastikwabenkerne und Balsaholz. Da für alle Materialien Bereichswerte angegeben sind, werden als Grenzen für die Dichte der kleinste Wert mit  $33,2 \text{ kg/m}^3$  und der größte mit  $149 \text{ kg/m}^3$  genutzt.

Die Schalldämmmaßkurve für das Ausgangssandwich und für das optimierte Sandwich sind in Abbildung 2.10 aufgetragen. Der dargestellte Frequenzbereich ist dabei größer als der Frequenzbereich, der für die Zielfunktion der Optimierung verwendet wurde. Die Verläufe der beiden Sandwichplatten unterscheiden sich deutlich voneinander, wobei die Veränderung in dem Artikel auf die Biegesteifigkeit des Kerns zurückgeführt wird [48]. Ein Resultat ist die Verschiebung der ersten Biegeeigenfrequenz in einen tieferen Frequenzbereich und eine Erhöhung des Schalldämmmaßmittelwertes um 32 %.

Auch wenn in diesem Fall gezeigt wird, dass die Veränderung des Kerns eine deutliche Veränderung des Schalldämmmaßes zur Folge hat, müssen die Ergebnisse kritisch betrachtet werden. Das Berechnungsmodell kann die experimentellen Daten nur im Bereich der Koinzidenz zuverlässig abbilden. Daher ist es fraglich, ob bei einer experimentellen Untersuchung das Optimierungsergebnis gegenüber dem Ausgangssandwich zuverlässig bestätigt werden könnte. Darüber hinaus werden in dem Artikel von Dym und Lang auch keine Experimente durchgeführt.

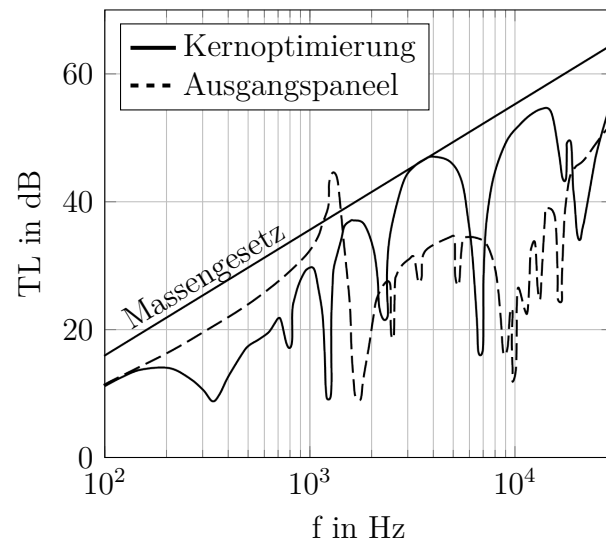


Abb. 2.10: Schalldämmmaß der Kernoptimierung von Lang und Dym [48]

Dym und Lang führen in einem weiteren Artikel, der nach der Modellbeschreibung und der Optimierung entstand, eine falsche Beschreibung des Transmissionskoeffizienten in ihrer Methodik an [18]. Die überarbeitete Formulierung wird in dem Artikel wieder mit experimentellen Daten für das Schalldämmmaß verglichen. Das Koinzidenzminimum stimmt geringfügig besser mit den experimentellen Daten überein, während im restlichen Frequenzbereich eine ähnlich große Abweichung vorliegt, wie sie bereits in Abbildung 2.9 dargestellt wurde. Daher wird an dieser Stelle auf eine Abbildung verzichtet.

Das analytische Modell von Dym und Lang kann im Bereich der Koinzidenz für zwei Sandwichplatten das Schalldämmmaß gegenüber experimentellen Untersuchungen gut approximieren. Daher eignet sich dieses Modell nur zur Bestimmung der Koinzidenz. Durch die Optimierung kann gleichzeitig gezeigt werden, dass sich das Schalldämmmaß ändert, womit die Kernvariation auch Einfluss auf die Koinzidenz besitzt. Damit ist eine Möglichkeit zur Veränderung des Schalldämmmaßes allein durch den Kern eines Sandwichs gegeben.

Ein weiterer analytischer Ansatz zur Berechnung des Schalldämmmaßes einer Sandwichplatte mit orthotropem Kern im Frequenzbereich von 100 Hz bis 8000 Hz ist in der Dissertation von Moore sowie im Artikel von Moore und Lyon zu finden [57, 58]. In der Dissertation werden neben Wabenkernen auch isotrope Schaumkerne in Sandwichplatten behandelt, wobei die Betrachtung in dieser Arbeit auf die Wabenkerne beschränkt wird. Das untersuchte Sandwich besteht aus 6,35 mm dicken Funiersperrholzplatten als Decklagen und einer in harzgetränkten Papierwabe mit einer Höhe von 76,2 mm. Dabei werden keine Angaben zur Größe der Zellen des Wabenkerns gemacht. Der Berechnungsansatz basiert hingegen auf einer unendlich ausgedehnten Sandwichplatte, weshalb im Verlauf des Schalldämmmaßes keine Ef-

fekte von Eigenfrequenzen zu erwarten sind. Für die Sandwichplatte werden auch die Moduln der isotropen Decklagen und des orthotropen Kerns angegeben. Der analytische Ansatz basiert darauf, dass bei Sandwichplatten zwei Koinzidenzen existieren, wie dies in Abbildung 2.11 dargestellt ist. Dabei gibt es eine symmetrische und eine antisymmetrische Koinzidenz für Sandwichplatten.

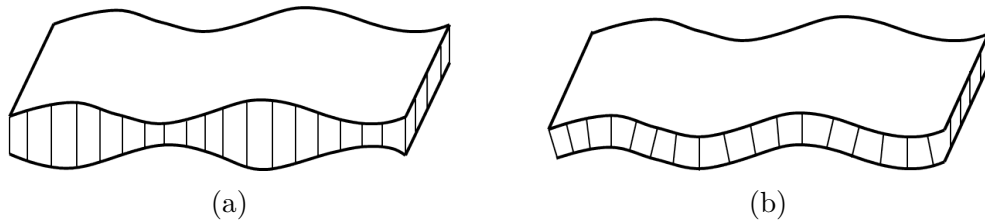


Abb. 2.11: Symmetrische (a) und antisymmetrische (b) Bewegung der Sandwichdecklagen

Abbildung 2.12 zeigt die analytische Lösung im Vergleich zum Experiment und dem Massengesetz für die Sandwichplatte mit Wabenkern. Die analytische Berechnung bildet den Frequenzbereich von 500 Hz bis 1000 Hz im Vergleich zur experimentellen Kurve mit einem maximalen absoluten Fehler von 5 dB ab. Unterhalb von 500 Hz steigt die Abweichung zwischen Berechnung und Experiment auf bis zu 10 dB, wie es bei ca. 250 Hz der Fall ist.

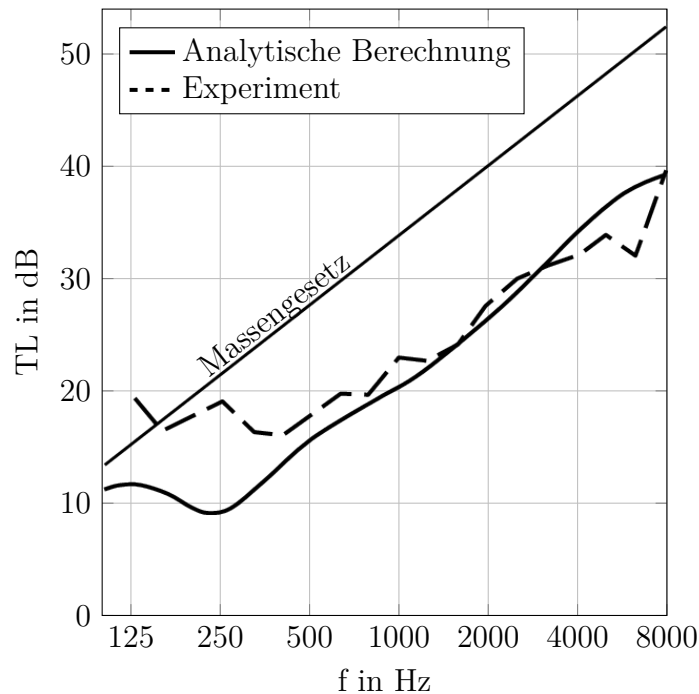


Abb. 2.12: Analytische Berechnung und experimentelle Ermittlung des Schalldämmmaßes für eine Sandwichplatte mit Wabenkern [58]



Das Minimum bei 250 Hz im analytischen Ansatz wird mit der Koinzidenz zwischen der Biegewellengeschwindigkeit der antisymmetrischen Bewegung und der Luftwellengeschwindigkeit in Verbindung gebracht. Dazu wird die Wellengeschwindigkeit der Platte für die symmetrische und für die antisymmetrische Bewegung separat berechnet und mit experimentellen Messwerten verglichen. Der Schnittpunkt zwischen Luftwellengeschwindigkeit und Biegewellengeschwindigkeit stimmt im Berechnungsmodell mit dem Experiment überein, weshalb in der Dissertation von Moore das Minimum bei 250 Hz auf die antisymmetrische Bewegung der Sandwichplatte zurückgeführt wird [57]. Ein Schnittpunkt der Biegewellengeschwindigkeit für die symmetrische Bewegung mit der Luftwellengeschwindigkeit liegt im Frequenzbereich bis 8000 Hz nicht vor, weshalb in Abbildung 2.12 kein zweites Minimum im Schalldämmmaß auftritt.

Im Experiment ist das Minimum bei 250 Hz nicht zu erkennen, obwohl hier eine Koinzidenz zwischen Biegewellengeschwindigkeit und Luftwellengeschwindigkeit gezeigt werden kann. Die Ursache kann in der Darstellung liegen. Im Experiment von Moore verändert sich der Schalldämmmaßverlauf genau an den Terzbandmittenfrequenzen, weshalb die Vermutung naheliegt, dass in Terzbändern gemessen wurde. Falls dies der Fall ist, sollten die Punkte des Experiments nicht mit Linien verbunden werden, sondern durch Stufenplots über das Terzband dargestellt werden. Die Terzbandmessung würde auch das Fehlen des Minimums erklären, weil in diesem Fall alle Werte eines Frequenzbands in ihren Pegeln aufsummiert werden. Ein Resultat der Aufsummierung ist das Verschwinden von Minima im Schalldämmmaßverlauf.

Ein wichtiges Ergebnis aus der Dissertation von Moore ist die Erkenntnis, dass Sandwichplatten zwei Koinzidenzen besitzen und diese mithilfe des Berechnungsmodells auf Basis einer unendlich ausgedehnten Platte approximiert werden können. Für die antisymmetrische Bewegung wird die Kernschubsteifigkeit als entscheidend herausgestellt. Die grundlegende Erkenntnis Moores ist, dass sich mit einer höheren Schubsteifigkeit der Schnittpunkt zwischen antisymmetrischer Biegewellengeschwindigkeit und Luftwellengeschwindigkeit in einen tieferen Frequenzbereich verschiebt [57].

Eine weitere Herangehensweise zur Berechnung des Schalldämmmaßes ist in den Artikeln von Wang et al. zu finden, die ein Sandwichmodell nutzen, wo die Decklagen und der Kern separat modelliert werden [88, 89]. Das Modell wird von Wang et al. auch für eine Optimierung genutzt und auf die dreidimensionale Elastizitätstheorie erweitert [41, 87]. Die vier genannten Arbeiten entstanden unter der Co-Autorschaft von Steven R. Nutt und sind daher miteinander verbunden. Das Modell von Wang et al. geht dabei in der Querschnittsebene des Sandwichs von Euler-Bernoulli-Balken aus, deren Schubspannungen vernachlässigt werden. Weiterhin werden bei dem Modell kleine Verformungen angenommen. Für den Kern wird ein isotropes Material

angenommen, welches ein Elastizitätsmodul in Höhenrichtung und ein Schubmodul senkrecht zur Decklagenebene besitzt. Alle anderen Moduln werden mit null angenommen. Erst bei der Erweiterung zur dreidimensionalen Elastizitätstheorie werden alle Moduln mit Werten von ungleich null genutzt. Bei den untersuchten Sandwichplatten wird nicht explizit ein Wabenkern vorausgesetzt, da die Materialparameter beliebig verändert werden können. Jedoch liegt immer die Annahme zugrunde, dass die Platten an jeder Stelle die gleichen Materialeigenschaften aufweisen.

Die Berechnungsmethodik von Wang et al. wird auf mehrere Sandwichstrukturen angewendet. Dabei erfolgt ein Vergleich der Berechnungsmethodik mit der von Moore. Daher ist die Sandwichplatte mit Wabenkern in den Arbeiten von Moore und Wang et al. gleich aufgebaut. Abbildung 2.13 zeigt die Schalldämmmaßverläufe für eine Messung und die Berechnungsmethodik. Der generelle Verlauf des Schalldämmmaßes im Experiment kann durch die Berechnungsmethodik von Wang et al. approximiert werden.

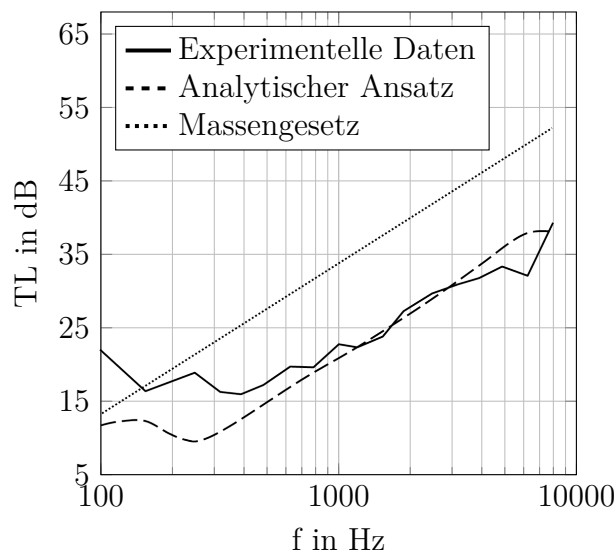


Abb. 2.13: Vergleich der analytischen Berechnung des Schalldämmmaßes einer Sandwichplatte mit experimentellen Ergebnissen [89]

Somit zeigt sich bei Sandwichplatten trotz unterschiedlicher Modellierungsansätze von Wang et al. und Moore ein ähnlicher Schalldämmmaßverlauf. In Wang et al. wird die Abweichung der Schalldämmmaßkurve im tiefen Frequenzbereich zwischen Simulation und Experiment kurz angesprochen. Demnach ergibt sich die höhere Abweichung aufgrund der Annahme einer unendlich ausgedehnten Platte. Bei tiefen Frequenzen werden die Wellenlängen größer und die Randbedingungen einer endlichen Platte im Experiment gewinnen an Einfluss und spiegeln keine unendliche Ausdehnung wider [89].

Zusammenfassend kann bei allen genannten Ansätzen der Einfluss des Kerns auf die Koinzidenzen von Sandwichplatten gezeigt werden. Dabei wurde nicht immer speziell die Geometrie von Kernen untersucht, sondern nur eine Kernvariation in Form unterschiedlicher Materialien wie Schäume oder Wabenkerne. Die Veränderung der Kerngeometrie führt zu einer Veränderung der mechanischen Kenngrößen des Kerns. Diese Kenngrößen fließen in die vorgestellten Berechnungsansätzen ein und eine Verschiebung der Koinzidenz ist zu erwarten.

### 2.2.3 Ansätze zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten im Bereich der Eigenfrequenzen

Die erste Berechnungsgrundlage für das Transmissionsverhalten von Sandwichstrukturen stammt von Ford et al. [26]. Bei diesem Modell liegt der Fokus auf denjenigen Eigenfrequenzen, die Schall gut transmittieren. Die Validierung der Berechnungsgrundlage erfolgt mit drei Sandwichplatten, deren Kerne sich in den Materialeigenschaften wie Dichte, Elastizitätsmodul und Schubmodul unterscheiden. Die Kerne sind Schaumkerne, wobei das Material nicht genauer beschrieben wird. Aufgrund der gegebenen Materialdaten kann nur geschlussfolgert werden, dass die Kerne als isotrop angenommen werden. Die Abmessungen des Kerns und der Decklagen sowie das Material der Decklagen ändert sich nicht. In Abbildung 2.14 sind die experimentellen Schalldämmmaßverläufe von zwei der drei untersuchten Sandwichplatten dargestellt.

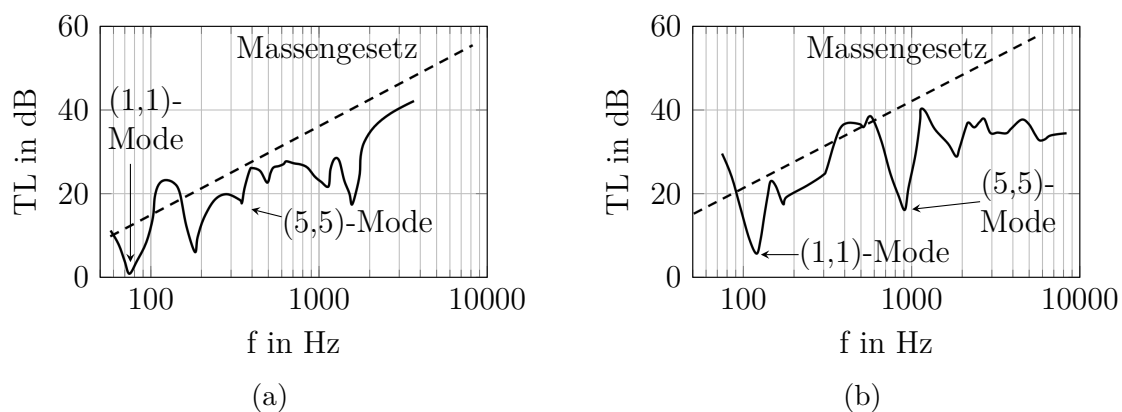


Abb. 2.14: Experimentell bestimmte Schalldämmmaßverläufe für eine Sandwichplatte mit einer Schaumkerndichte von  $31 \text{ kg/m}^3$  in (a) und mit einer Schaumkerndichte von  $181 \text{ kg/m}^3$  in (b) [26]

Das Schalldämmmaß der zwei Sandwichplatten weist im Bereich der Eigenfrequenzen ein Minimum auf, welches durch die unterschiedlichen Kerne verschoben ist. So liegt z. B. beim ersten Sandwich die erste Eigenfrequenz bei ca. 75 Hz, während die erste Eigenfrequenz des zweiten Sandwichs bei etwa 120 Hz liegt. Dabei besitzt der

Kern mit der Eigenfrequenz bei 75 Hz die geringsten Werte in Dichte, Elastizitätsmodul und Schubmodul. Bei der Sandwichplatte mit der Eigenfrequenz von etwa 120 Hz besitzt der Kern die höchsten Werte. Aus den experimentellen Daten wird ersichtlich, dass die Kernveränderung einer Sandwichplatte zu einer Verschiebung von Minima im Schalldämmmaß führt.

Das angeführte mathematische Modell zur Bestimmung der Eigenfrequenzen von Ford et al. beinhaltet Vereinfachungen, die in der Arbeit von Smolenski und Krokosky berücksichtigt werden [81]. Der Artikel von Smolenski und Krokosky deckt in dem Modell von Ford et al. Unstimmigkeiten bei der Berechnung des Kerns auf. Die Unstimmigkeiten führen zu einer Abweichung zwischen den theoretisch berechneten Minima des Schalldämmmaßes und denen der experimentellen Daten. Smolenski und Krokosky führen auch experimentelle Untersuchungen durch, um das von ihnen vorgestellte Modell zu validieren. Die zwei experimentell untersuchten Sandwichplatten besitzen nur unterschiedliche Decklagenmaterialien, weshalb eine Veränderung der Eigenfrequenzen durch den Kern nicht geschlussfolgert werden kann. Daher sind nur die experimentellen Daten von Ford et al. als relevante Ergebnisse in Bezug auf die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte für die Kernvariation festzuhalten.

Ein mathematischer Ansatz zur Modellierung von Sandwichplatten mit orthotropen Schichten und der Berechnung des Schalldämmmaßes stammt von Guyader und Lesueur [35–37]. Bei diesem Modell besteht die Möglichkeit, einen allgemeinen Sandwichverbund abzubilden, d. h. die Anzahl an Schichten des Verbundes ist nicht begrenzt. Die einzelnen Schichten einer Sandwichplatte werden bei dieser Methodik in eine äquivalente Platte überführt, die nur eine Schicht besitzt. In den Artikeln soll sowohl für symmetrische als auch für unsymmetrische Multimaterialverbunde die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von den Materialeigenschaften gezeigt werden.

In Abbildung 2.15 ist für eine Platte das Schalldämmmaß des Berechnungsmodells mit dem der experimentellen Daten gegenübergestellt. Die Sandwichplatte besteht aus zwei Stahldecklagen mit einer Dicke von je 1 mm und einem Glasfaserkern mit einer Dicke von 12 mm. Die Platte wird mit einer ebenen Welle unter einem Einfallswinkel von  $40^\circ$  angeregt [36]. Zum experimentellen Aufbau wird in dem Artikel nur geschrieben, dass die Messung zwischen zwei reflexionsarmen Räumen stattfand. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in der Dissertation von Guyader, die in französischer Sprache verfasst ist und deswegen nicht weiter ausgewertet werden kann [34].

Der tendenzielle Verlauf des Schalldämmmaßes kann durch die Berechnungsmethodik ermittelt werden, jedoch ist kritisch anzumerken, dass Abweichungen von ca. 10 dB bis 20 dB im Bereich von 500 Hz bis 1000 Hz bei einem Absolutwert von weniger als 50 dB als akzeptabel angesehen werden. In dem Artikel werden die Ab-

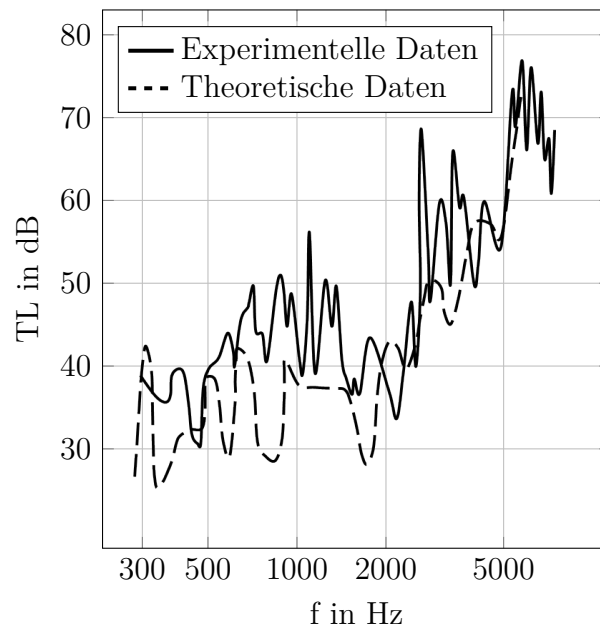


Abb. 2.15: Schalldämmmaß eines Sandwichs, bestehend aus den Lagen Stahl, Kompositmaterial und Stahl, bei Anregung durch eine ebene Welle mit einem Einfallswinkel von  $40^\circ$  [36]

weichungen nur allgemein diskutiert. Eine konkrete Erörterung der unterschiedlich starken Abweichungen in den einzelnen Frequenzbereichen findet nicht statt.

In einem weiteren Artikel von Guyader und Lesueur wird die Anregung durch eine ebene Welle durch ein Diffusfeld ersetzt [37]. Außerdem wird das Modell der Sandwichplatte angepasst. So wird keine äquivalente Struktur mit einer einzelnen Schicht berechnet, sondern es werden die mechanischen Eigenschaften der Einzellagen und ihre Position im Verbund eingebracht. In diesem Artikel findet ebenfalls ein Vergleich mit experimentellen Daten statt. Der Aufbau der Sandwichplatte entspricht dem der Schalldämmmaßbestimmung mit ebener Wellenanregung. Daher kann ein direkter Vergleich der Diffusfeldanregung mit der Anregung durch eine ebene Welle erfolgen. Die experimentelle Bestimmung des Schalldämmmaßes mit einem Diffusfeld wird mithilfe von zwei Hallräumen durchgeführt, die über eine Prüföffnung miteinander verbunden sind. In die Prüföffnung wird die Sandwichplatte eingebracht.

In Abbildung 2.16 sind die Verläufe der Schalldämmmaße für die theoretische Berechnung und die experimentelle Untersuchung bei der Diffusfeldanregung aufgetragen. Der theoretische Verlauf bildet die experimentellen Daten besser ab als bei ebener Wellenanregung. In dem Artikel werden als wesentliche Verbesserungen zwischen dem Modell und dem Experiment die Berechnung des Transmissionskoeffizienten für Diffusfeldanregung und der Verzicht auf eine äquivalente Platte mit einer Einzellage genannt [37].

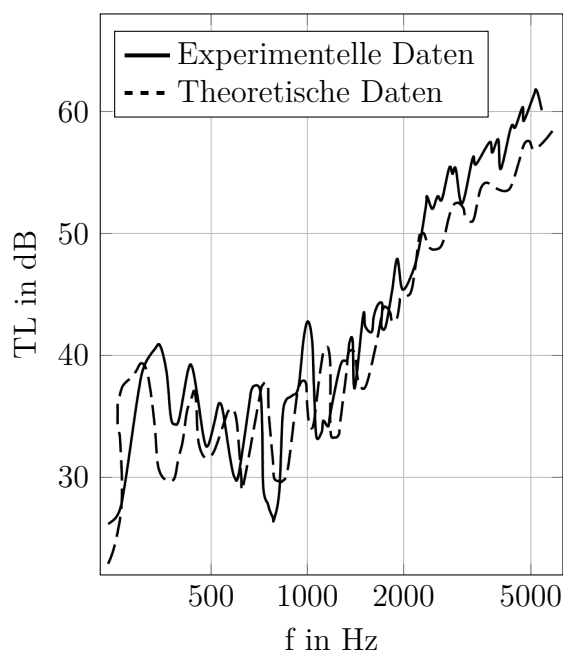


Abb. 2.16: Schalldämmmaß eines Sandwichs, bestehend aus den Lagen Stahl, Glasfasermaterial und Stahl [37]

Auf einzelne Schalldämmmaßminima wird in dem Artikel von Guyader und Lesueur nicht eingegangen und es lässt sich kein Bezug zu Eigenfrequenzen herstellen. Dennoch lässt sich in Abbildung 2.16 erkennen, dass durch die Modellierung Minima im Frequenzbereich bis 1000 Hz abgebildet werden. Es wird weder eine Variation der Kerntypen noch eine gezielte Ausrichtung der einzelnen Lagen vorgenommen. Die Abhängigkeit einer Ausrichtung kann daher nur vermutet werden, weil die orthotropen Kenngrößen des Kerns in das Berechnungsmodell einfließen. Ein wesentliches Ergebnis aus den Artikeln ist, dass die Schalldämmmaßberechnung mithilfe einer Diffusfeldanregung und des Verzichts auf Reduktion der Lagen verbessert werden kann. Diese beiden Erkenntnisse sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit als Kerngedanke für spätere Modellierungen übernommen werden.

Ein theoretischer Ansatz zur Modellierung des Schalldämmmaßes für einen viskoelastischen Dreischichtverbund ist in dem Artikel von Lee und Kondo beschrieben [50]. Der analytische Ansatz wird mit experimentellen Daten verglichen. Zur experimentellen Bestimmung werden zwei aneinander angeschlossene Hallräume genutzt und die Schalldruckpegel der Diffusfelder in den Räumen gemessen. Die Pegeldifferenz zwischen Sender- und Empfängerraum plus einem Korrekturfaktor ergibt das Schalldämmmaß. Der Korrekturfaktor berücksichtigt nach der Sabine'schen Formel die Schallabsorption des Empfängerraums. Das Sandwich besteht aus einem Polymerkern mit hoher Dämpfung und zwei nicht näher beschriebenen Decklagen, deren Dichte  $2720 \text{ kg/m}^3$  und deren Elastizitätsmodul  $73,2 \text{ GPa}$  beträgt [50]. Aufgrund der Angaben wird auf Aluminium für die Decklagen geschlossen.

In Abbildung 2.17 sind die experimentellen Daten sowie die analytische Berechnung für eine endliche und für eine unendliche Platte dargestellt. Weiterhin sind die Raumresonanzen im Verlauf markiert, weil diese das Diffusfeld beeinflussen. Im Artikel wird angemerkt, dass aufgrund der Raumresonanzen kein Diffusfeld mehr vorliegen könnte, wodurch bei diesen Frequenzen das ermittelte Schalldämmmaß verfälscht wäre [50].

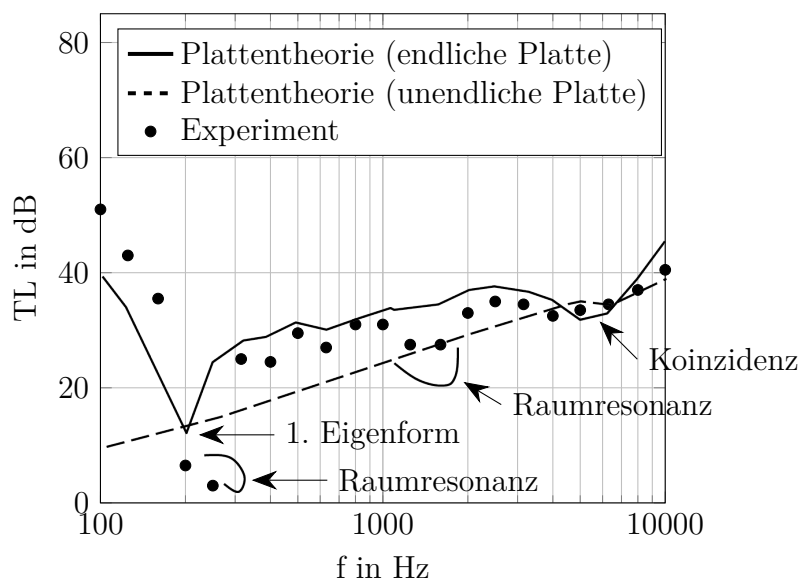


Abb. 2.17: Schalldämmmaß einer Sandwichplatte aus experimentellen Daten und analytischem Ansatz [50]

Der Frequenzbereich, der in Abbildung 2.17 abgedeckt wird, umfasst sowohl die erste Eigenfrequenz als auch die Koinzidenz. Die Abweichungen betragen hierbei bis zu 10 dB, während bei den anderen zwei untersuchten Platten im Artikel maximale Abweichungen bis zu 5 dB auftreten [50]. Das Schalldämmmaß ist bei der ersten Eigenfrequenz geringer als bei der Koinzidenz. Daher kann bei einer breitbandigen Betrachtung des Schalldämmmaßes die erste Eigenfrequenz im Vergleich zur Koinzidenz entscheidender für die Auslegung von Sandwichplatten sein. Da das Kernmaterial nicht variiert wird, kann anhand der Daten nicht abgeschätzt werden, welchen Einfluss die Kerndämpfung auf das Schalldämmmaßminimum bei der ersten Eigenfrequenz und bei der Koinzidenz hat. Dennoch kann der analytische Ansatz genutzt werden, um das Schalldämmmaß für Sandwichplatten zu bestimmen und dabei die Eigenfrequenz sowie die Koinzidenz zu berücksichtigen.

Neben analytischen Ansätzen zur Bestimmung des Schalldämmmaßes im Bereich der Eigenfrequenzen existieren auch Untersuchungen mithilfe der FE-Analyse. An der Clemson-Universität in South Carolina entstanden im Zeitraum von 2011 bis 2016 zwei wissenschaftliche Publikationen und vier Abschlussarbeiten, die über die Co-Autorschaft von bzw. die wissenschaftliche Betreuung durch Lonny L. Thompson

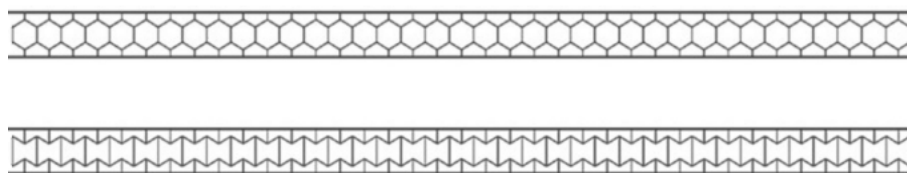


Abb. 2.18: Sandwichplatten mit zwei Wabenkerngeometrien und Anordnung der Wabenzellen parallel zur Decklagenebene [31]

in Zusammenhang miteinander stehen [27, 30, 31, 77, 78, 93]. In den Artikeln wird die Geometrievariation von Wabenkernen untersucht, wobei die Wabenzellen der Kerne im Sandwich parallel zur Decklagenebene angeordnet sind, wie dies in Abbildung 2.18 für zwei Sandwichplatten dargestellt ist.

Die Sandwichplatten werden zweidimensional modelliert und das Schalldämmmaß mithilfe einer FE-Analyse berechnet. Alle Platten besitzen eine Länge von 2 m sowie eine Höhe von 87 mm und werden mit einer ebenen Welle mit einem Einfallswinkel von  $0^\circ$  angeregt. Bei der Auslegung der Kerngeometrien wird die Masse des Kerns konstant gehalten, um einen Einfluss der Masse auf das Schalldämmmaß zu vermeiden. Ein Resultat aus den Arbeiten ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Für die Kurvenverläufe werden drei Sandwichplatten simuliert, deren Wabenkerne unterschiedliche Wabenzellwinkel besitzen. Die Minima entsprechen den Eigenfrequenzen des Sandwichs und können durch die geometrische Variation über den Winkel verschoben werden. Bereits für das zweite Minimum kann in den Schalldämmmaßverläufen eine Frequenzverschiebung zwischen 250 Hz und 375 Hz festgestellt werden. Die Schalldämmmaßminima können in diesem Beispiel nicht angehoben oder vermieden werden. Es ist lediglich eine Frequenzverschiebung der Minima möglich.

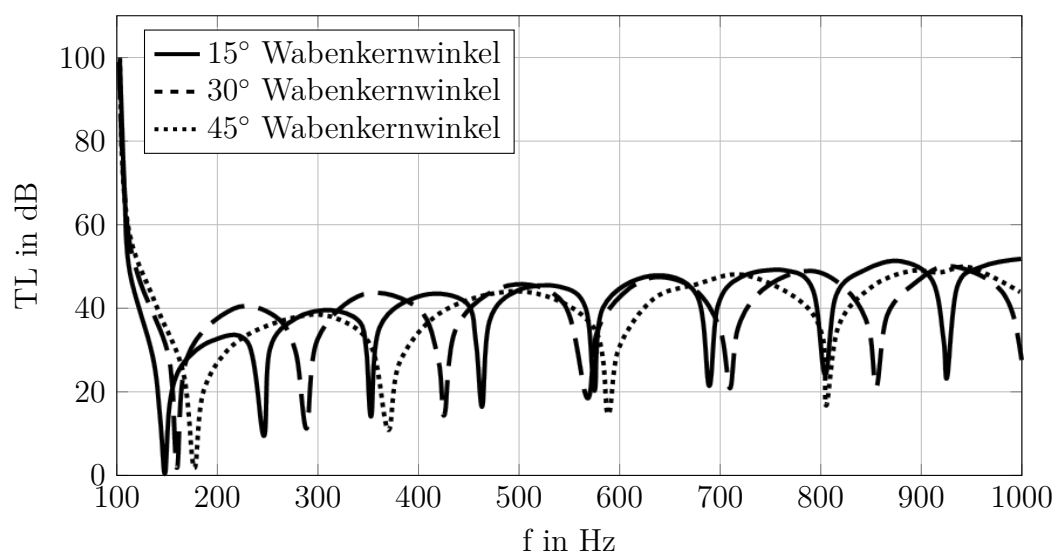


Abb. 2.19: Schalldämmmaß von Sandwichstrukturen mit drei verschiedenen Wabenkernwinkeln [31]



Eine Validierung des Schalldämmmaßes mithilfe eines Experiments findet in den Arbeiten nicht statt. Lediglich eine erste Analyse ist in der Arbeit von Griese zu finden [30]. Zwei Sandwichplatten mit unterschiedlichen Wabenwinkeln werden in einem Stück additiv gefertigt. Im Experiment wird der Schalldruck in einer selbst gebauten Transmissionskiste untersucht. Als Ergebnis wird auf eine Reduktion der Schalldruckpegel zwischen den Platten bei zwei Frequenzen eingegangen, aber eine Verschiebung der Eigenfrequenzen wird nicht nachgewiesen.

Zusammenfassend zeigt die Simulation, dass die geometrische Variation von Wabenkernen Einfluss auf die Eigenfrequenz der Sandwichplatten im Schalldämmmaß hat. Außerdem erfolgt die Kernvariation unter Massenkonstanz. Diese beiden Faktoren sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgegriffen und für die Anordnung von Waben, die senkrecht auf den Decklagen stehen, umgesetzt werden. Aus der vorgestellten Literatur kann der Einfluss einer massekonstanten Kernvariation auf das Schalldämmmaß für Wabenkerne, die senkrecht zu den Decklagen angeordnet sind, nicht abgeleitet werden.

Eine weitere Wabenkernvariation ist die Nutzung unregelmäßig gefertigter Kerne. Die Arbeit von Mukhopadhyay [61] behandelt die Plattenvibration von Strukturen mit irregulären Wabenkernen. Diese irregulären Wabenkerne stehen dabei senkrecht auf den Decklagen. Ziel von Mukhopadhyay Arbeit ist die Beschreibung des Schubmoduls für einen irregulären Wabenkern, wobei der Modul letztendlich von jeder Wand des Wabenkerns und seiner Ausrichtung abhängig ist. Darüber hinaus werden die Eigenfrequenzen der Sandwichplatten in Abhängigkeit vom Kern untersucht. Um eine Irregularität der Waben zu erreichen, werden die Winkel in den Zellen um eine definierte Gradzahl variiert. Sofern sich der Wabenwinkel um bis zu  $7^\circ$  verändern kann, ändert sich der Schubmodul um ca. 3 % im Vergleich zu einem regelmäßigen Wabenkern. Bei der Untersuchung der ersten drei Eigenfrequenzen ändert sich die Kennkreisfrequenz um bis zu 1,5 %. Diese Daten basieren lediglich auf analytischen Werten und wurden nicht experimentell bestätigt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll die Untersuchung eines unregelmäßigen Wabenkerns sowohl in die Simulation als auch in das Experiment mitaufgenommen werden.

### **2.2.4 Technische Realisierungen zur Anpassung der Schalltransmission von Sandwichplatten mit Wabenkernen**

Neben den bisher gezeigten Methodiken existieren bereits technische Realisierungen zur Anpassung der Schalltransmission von Sandwichplatten mit Wabenkernen. Eine triviale Methodik zur Anpassung des Schalldämmmaßes wäre der Wechsel von kommerziell erhältlichen Wabenkernen. In dem Artikel von Rajaram et al. wird das Schalldämmmaß für unterschiedliche Wabenkerne von Sandwichplatten unter-

sucht [66]. In Abbildung 2.20 sind die Schalldämmmaßverläufe für Sandwichplatten mit unterschiedlichen NOMEX®-Wabenkernen sowie einem Kevlarwabenkern dargestellt. NOMEX® ist eine Bezeichnung für Wabenkerne aus Aramidpapier, die in Harz getränkt werden. Weitere Details zu diesen Kernen und deren Herstellung können der Literatur von Zenkert entnommen werden [94]. In dem Artikel von Rajaram et al. bestehen die Decklagen aller Platten aus einem Glasfaserverbund, die die gleichen Abmessungen und Eigenschaften besitzen.

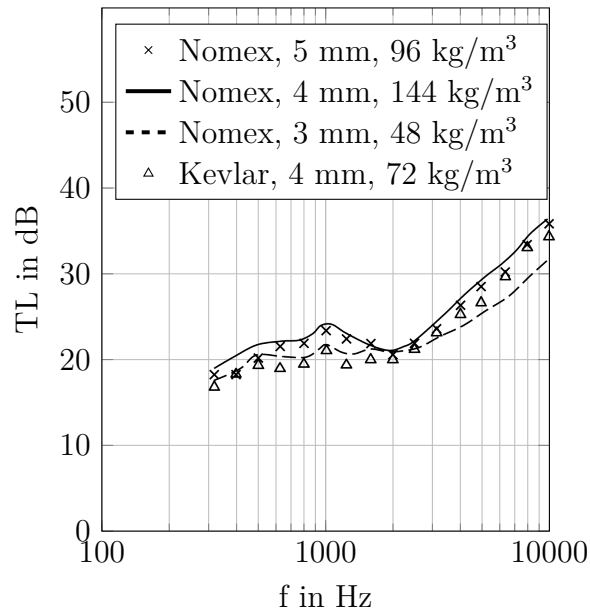


Abb. 2.20: Schalldämmmaß von Sandwichplatten mit verschiedenen Wabenkernen und Glasfaserdecklagen [66]

Durch die Variation der Kerne kann bereits ein Unterschied von bis zu 5 dB zwischen den Sandwichplatten erreicht werden, wobei die Messpunkte genau den Terzbandmittenfrequenzen entsprechen. Daher ist die Veränderung von 5 dB auf Terzbänder zu beziehen. Durch den Austausch der Wabenkerne kann das Schalldämmmaß demnach verändert werden, wobei detaillierte Aussagen zum Einfluss einzelner Größen wie Material, Masse oder Form der Wabenkerne fehlen.

Eine andere Methodik zur Anpassung des Schalldämmmaßes ist in den Patenten von Ayle zu finden [3, 4]. In Abbildung 2.21 ist der Aufbau des Sandwichs von Ayle dargestellt. Dabei ist eine Decklage perforiert und im Wabenkern befinden sich Membranen. Abbildung 2.22 zeigt den Wabenkern im Detail. Dabei wird deutlich, dass benachbarte Wabenzellen durch Aussparungen in den Wabenwänden miteinander verbunden sind. Die Idee von Ayle ist der Aufbau unterschiedlicher Helmholtz-Resonatoren. Durch die Verbindung der Wabenzellen und das Einbringen von Membranen ist es möglich, mehrere Resonatoren mit unterschiedlichem Luftvolumen zu erzeugen. Durch die perforierte Decklage kann der Schall in die Resonatoren eintreten. Gleichzeitig stellt die Perforation einen Nachteil dar, weil

die Decklage mechanisch geschwächt wird. Außerdem können Umwelteinflüsse wie Wasser oder Staub in den Kern eindringen und diesen über die Zeit schädigen. Die von Ayle entworfenen Wabenkerne sind kommerziell erhältlich und werden von der Firma Hexcel unter der Bezeichnung HexWeb<sup>®</sup> Acousti-Cap<sup>®</sup> vertrieben.

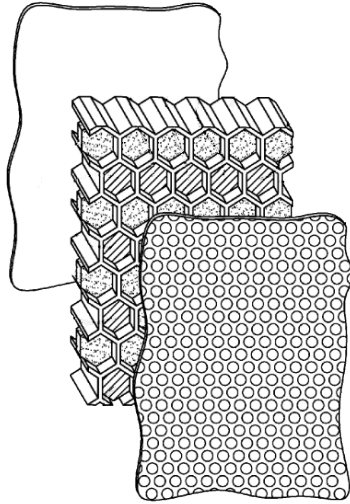


Abb. 2.21: Aufbau des Sandwichs nach dem Patent von Ayle mit perforierter Decklage und eingebetteten Membranen [4]

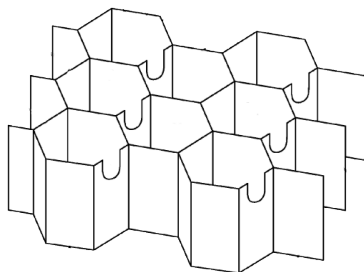


Abb. 2.22: Verbindungen der Zellen im Wabenkern [4]

Eine weitere Anwendung von Helmholtz-Resonatoren in Wabenkernen zur Anpassung eines Sandwichs ist im Patent von Newton zu finden [62]. Der Aufbau für diesen Sandwichverbund ist in Abbildung 2.23 dargestellt. Bei diesem Verbund werden unterschiedlich große Wabenkerne verwendet. Ein Wabenkern mit verhältnismäßig großen Wabenzellen ist von zwei Decklagen eingeschlossen. Die Decklagen selbst bestehen ebenfalls aus einem Sandwichverbund mit Decklagen und Wabenkern, der in diesem Fall aus kleineren Wabenzellen besteht.

In den größeren Wabenkern werden Röhren eingebracht, deren Länge angepasst werden kann. Durch die Einstellung der Länge kann mit dem Luftvolumen in den Zellen des Wabenkerns ein Helmholtz-Resonator abgestimmt werden. Auch in die-

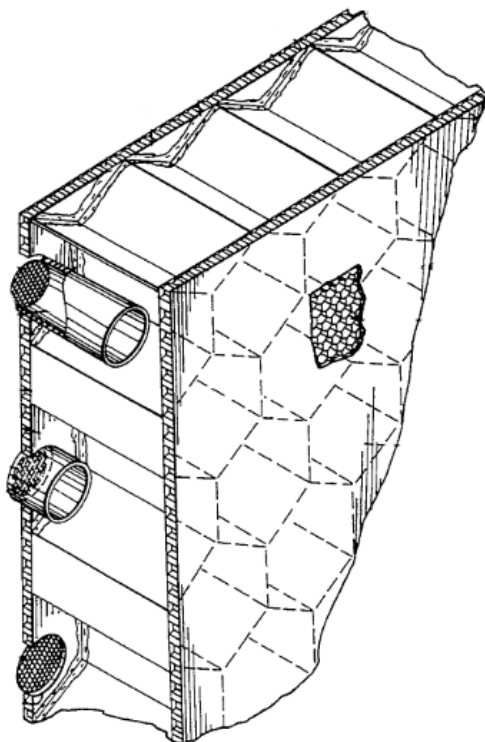


Abb. 2.23: Aufbau eines Sandwichs nach dem Patent von Newton [62]

sem Fall muss eine Decklage des Sandwichverbunds mechanisch geschwächt werden, damit die Luft in den Resonator eintreten kann. Als Anwendung wird für dieses Sandwich eine Verkleidung zur Schallabsorption der Nutzlast von Trägerraketen oder für Wände und Böden in Flugzeugen genannt [62].

Eine Patentanmeldung, die ohne die mechanische Schwächung der Decklagen auskommt und eine Schalldämmmaßanpassung mit dem Kern beschreibt, stammt von Thomas und Wandel [84]. Dabei werden verschiedene Kerne, wie in Abbildung 2.24 dargestellt, für ein Sandwich betrachtet. Die Kerne besitzen unterschiedliche Anordnungen und Formen von Hohlräumen, deren Größe innerhalb eines Wabenkerns variiert.

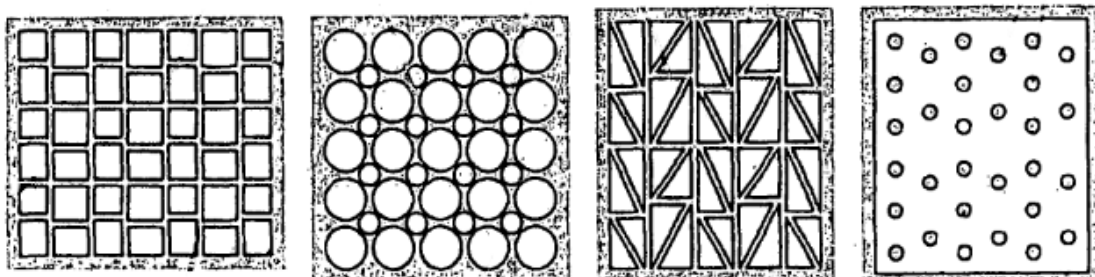


Abb. 2.24: Kerngeometrien für Sandwichplatten nach dem Patent von Thomas und Wandel [84]

Für ein Sandwich mit einem der Kerne aus Abbildung 2.24 ist der Schalldämmmaßverlauf in Abbildung 2.25 dargestellt. Durch die unterschiedlichen Kerngeometrien ist eine Einstellung des Schalldämmmaßverlaufs für die Sandwichplatte möglich. Dabei kann das Schalldämmmaß frequenzselektiv vom Sandwich in den Verlauf einer Doppelwand überführt werden. Die Doppelwand wird in diesem Patent auf die Aussparungen des Kerns und ein lokales akustisches Verhalten der Decklagen zurückgeführt [84].

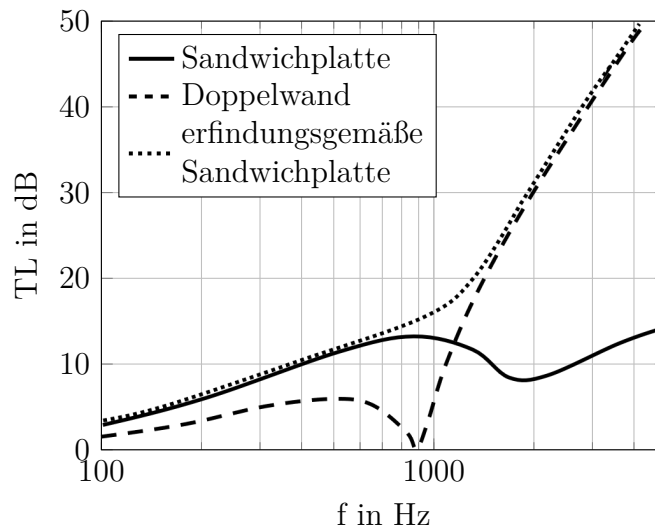


Abb. 2.25: Gegenüberstellung der Schalldämmmaßkurven einer Sandwichplatte, einer Doppelwand und einer Sandwichplatte gemäß der Patentanmeldung [84]

Die Überführung zweier Schalldämmmaßkurven einer Sandwichplatte, deren Decklagen im Bereich der Kernhohlräume eine Doppelwand bilden, wurde bisher nicht in der Literatur festgehalten. In dem Patent wird jedoch keine detaillierte Beschreibung zur Auslegung der Kerne angeführt. Das Patent von Thomas zeigt, dass zur Veränderung des Schalldämmmaßes eines Sandwichs die Hohlräume von Kernen als zusätzlicher Freiheitsgrad genutzt werden kann. Dieser Zusammenhang soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit berücksichtigt werden. In Kombination mit einer Massenkonstanz der Kerne erscheint die Anpassung des Schalldämmmaßes für Sandwichplatten durch eine Formvariation des Kerns als möglich.

# 3 Forschungshypothesen und Ziele der Arbeit

Im vorausgegangenen Kapitel wurde das Schalldämmmaß für einschalige Platten in unterschiedliche Bereiche eingeteilt, die von den geometrischen oder mechanischen Kenngrößen der Platte abhängen. Besonders niedrig ist das Schalldämmmaß in zwei Frequenzbereichen. Im ersten Bereich dominieren die Eigenfrequenzen der Platte und verursachen lokale Minima. Der zweite Bereich mit geringem Schalldämmmaß ist durch die Koinzidenz zwischen Luftwellenlänge und Biegewellenlänge der Platte bestimmt. Dies gilt auch bei Sandwichplatten, die als ein spezieller Fall von einschaligen Platten gesehen werden. Die Sandwichbauweise ist ein Leichtbauansatz, der eine hohe Biegesteifigkeit bei gleichzeitig geringer Masse ermöglicht. Dazu besteht das Sandwich aus unterschiedlichen Lagen, die für unterschiedliche Eigenschaften verantwortlich sind. So bewirken dünne Decklagen aus einem steifen Material eine hohe Biegesteifigkeit, während ein voluminöser Kern mit einer geringen Dichte zur Massenreduktion des Sandwichs beiträgt. Kann daher nicht eine der Schichten des Sandwichs genutzt und verändert werden, um das Schalldämmmaß in kritischen Bereichen anzupassen, und trotzdem den Anforderungen des Leichtbaus gerecht werden?

Im Kapitel zum Stand des Wissens wurde an mehreren Stellen angeführt, dass das Schalldämmmaß in den beiden kritischen Bereichen vom Kern abhängt. Um dem Leichtbaugedanken einer geringen Masse gerecht zu werden, sollte eine Kernveränderung eine konstante oder geringere Masse bewirken. In Kapitel 2 wird die Kernmasse explizit für die geometrische Auslegung von Wabenkernen berücksichtigt, wobei die geometrische Anpassung auf eine konstante Kernmasse abzielt [27, 31]. Wabenkerne sind in der Sandwichbauweise eine gängige Kernart, wobei im Unterschied zu den Artikeln von Griese et al. sowie von Galgalikar et al. die Anordnung der Wabenkernhölräume in der Literatur zu Sandwichstrukturen häufiger senkrecht zu den Decklagen erfolgt, wie in Abbildung 3.1 (a) dargestellt ist, und seltener parallel zu den Decklagen wie in Abbildung 3.1 (b) zu sehen ist [90, 94].

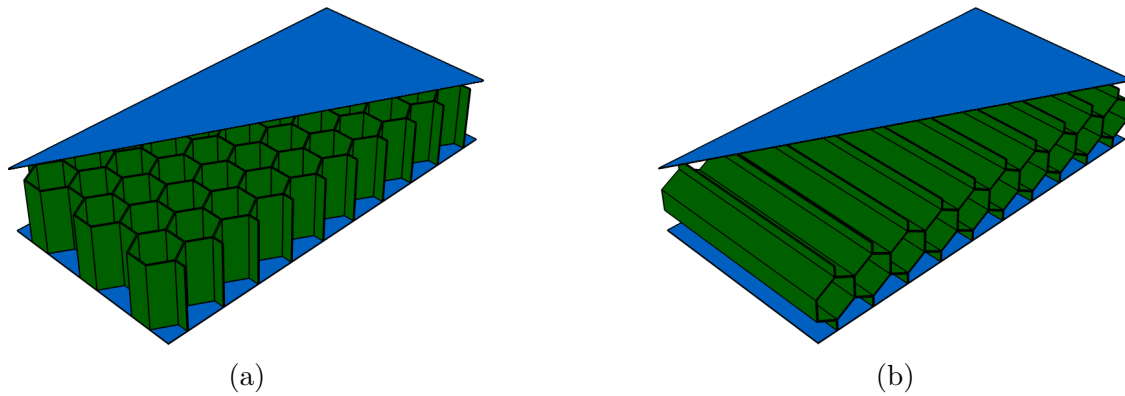


Abb. 3.1: Anordnung der Wabenkernhöhlräume eines Wabenkerns (a) senkrecht zu den Decklagen und (b) parallel zu den Decklagen

Für die Sandwichplatten, bei denen die Wabenkernhöhlräume senkrecht zu den Decklagen stehen, wird folgende Hypothese zum Einfluss des Kerns auf das Schalldämmmaß aufgestellt:

- Die geometrische Veränderung eines massekonstanten Wabenkerns kann gezielt genutzt werden, um das Schalldämmmaß eines Sandwichverbunds in kritischen Frequenzbereichen zu beeinflussen.

Die kritischen Frequenzbereiche sind diejenigen Bereiche, bei denen entweder die Resonanzen der Sandwichplatte oder die Koinzidenzen dominieren. Aus dem Kapitel zum Stand des Wissens geht hervor, dass im Bereich der Resonanzen mehrere Minima auftreten, die durch unterschiedliche Eigenformen bedingt sind. Im Frequenzbereich der Koinzidenz kann auf Grundlage des Stands des Wissens festgehalten werden, dass für Sandwichplatten zwei Koinzidenzen auftreten, die sich aus den zwei möglichen Relativbewegungen der Decklagen ergeben. Die Decklagen bewegen sich entweder symmetrisch oder antisymmetrisch zueinander.

Für die technische Anwendung wäre es zweckmäßig, wenn die Schalldämmmaßminima sowohl im Bereich der Resonanzen als auch im Bereich der Koinzidenzen gänzlich vermieden werden könnten. Die geometrische Veränderung von Wabenkernen wird letztlich nicht dazu führen, dass eine Sandwichplatte keine Eigenfrequenzen und Eigenformen mehr besitzt. Folglich ist mit der Beeinflussung des Schalldämmmaßes nicht die Vermeidung von Minima, sondern vielmehr eine Frequenzverschiebung durch die geometrische Form der Wabenkerne gemeint. Auch für den koinzidenzdominierten Bereich steht die Frequenzverschiebung im Fokus und nicht die Vermeidung der Koinzidenzminima. Eine Anhebung des Schalldämmmaßes im Bereich der Koinzidenzen ist der Literatur nach nur durch Dämpfung möglich [60]. Die Schalldämmmaßminima im Bereich der Resonanzen sind durch hohe Schwingungsamplituden der Strukturen bedingt. Zur Reduktion dieser Amplituden kann ebenfalls Dämpfung verwendet werden [14].

Mit der geometrischen Veränderung eines massekonstanten Wabenkerns ist die Formänderung einzelner Wabenzellen gemeint. Die Veränderung soll sowohl gleichmäßig als auch ungleichmäßig auf alle Wabenzellen eines Kerns angewendet werden. Aus dieser Veränderung resultieren sowohl regelmäßige als auch unregelmäßige Wabenkerngeometrien. Im Kapitel zum Stand des Wissens konnte nur an zwei Stellen gezeigt werden, dass die Eigenfrequenzen oder das Schalldämmmaß durch unregelmäßige Wabenkerne beeinflusst werden können [61, 84]. Daher sollen unregelmäßige Wabenkerne und deren Auswirkung auf das Schalldämmmaß in der vorliegenden Arbeit mit aufgenommen werden.

In einer realen Anwendung sind Sandwichstrukturen nicht immer nur einer Belastungsart ausgesetzt. Aufgrund von Randbedingungen können bei einer Platte z. B. Biege- und Schubbelastungen gleichzeitig auftreten. Bei der Auslegung von Sandwichplatten sollte daher nicht ausschließlich auf das Schalldämmmaß geachtet werden. Zwei ebenfalls entscheidende mechanische Kenngrößen sind die Biegesteifigkeit und die Kernschubsteifigkeit. Wie aus Kapitel 2 hervorgeht, wird die Biegesteifigkeit nicht durch den Kern beeinflusst, wenn das Kernmaterial gegenüber dem Decklagenmaterial weich und die Dicke des Kerns erheblich größer als die der Decklagen ist [90]. Eine weitere wichtige Bedingung ist dabei, dass Wabenkerne als quasi-isotrop angenommen werden können. So müssen die Durchmesser der Hohlräume um ein Vielfaches kleiner sein als die Abmessungen der Sandwichplatte. Kommerziell erhältliche Wabenkerne besitzen daher Durchmesser im Millimeterbereich [23]. Um den Effekt aus dem Patent von Thomas und Wandel aufzugreifen, muss der Kern diskontinuierlich sein, damit die Wabenkern Hohlräume zwischen den Decklagen Doppelwände bilden können [84]. Um diese Doppelwandfrequenz in einen für das Schalldämmmaß relevanten Frequenzbereich zu verschieben, werden größere Hohlraumdurchmesser der Waben benötigt, die vermutlich im Zentimeterbereich liegen. In der Literatur wird keine Grenze dafür angegeben, bis zu welchen Abmessungen ein Wabenkern als quasi-isotrop angenommen werden kann. Wabenkerne mit Hohlräumen im Zentimeterbereich könnten dazu führen, dass die quasi-isotrope Annahme nicht mehr gültig ist und eine Kernvariation sowohl das Schalldämmmaß als auch die Biegesteifigkeit beeinflusst. Die Kernschubsteifigkeit eines Sandwichs wird nur durch die mechanischen Kenngrößen des Kerns bestimmt. Bei einer Schubbelastung des Sandwichs verschieben sich die Decklagen parallel zueinander und nur der Kern kann dieser Bewegung entgegenwirken. Die Auswirkung einer geometrischen Variation des Wabenkerns auf das Schalldämmmaß, die Biegesteifigkeit und die Kernschubsteifigkeit einer Sandwichplatte ist bisher nicht bekannt. Daher lautet die zweite Hypothese der vorliegenden Arbeit wie folgt:



- Das Schalldämmmaß des Sandwichverbunds reagiert sensitiver auf die Wabenkernvariation als die Biegesteifigkeit und die Kernschubsteifigkeit des Sandwichs.

Die Erwartung, dass das Schalldämmmaß sensitiver reagiert, basiert auf den Erkenntnissen über den Einfluss des Kerns auf das Schalldämmmaß und die Biegesteifigkeit. Während der Kern im Hinblick auf die Biegesteifigkeit unter gewissen Voraussetzungen als vernachlässigbar erscheint, ist der Einfluss des Kerns auf das Schalldämmmaß vorhanden. Die Beziehung zwischen Kernschubsteifigkeit und Schalldämmmaß kann an dieser Stelle nicht abgeschätzt werden.

Die Vorgehensweise zur Überprüfung der Hypothesen stützt sich zum größten Teil auf analytische sowie numerische Untersuchungen und zu einem geringeren Teil auf experimentelle Messungen. Zunächst muss ein parametrisches Geometriemodell zur Generierung von massekonstanten Wabenkernen implementiert werden. Das Geometriemodell ist die Grundlage für die Variationen der Wabenkerne. Die in der Arbeit festgelegten Variationen werden für die zwei kritischen Frequenzbereiche im Schalldämmmaß übernommen. Zur Bestimmung des Schalldämmmaßes im Bereich der Koinzidenzen wird auf ein analytisches Modell zurückgegriffen, welches im Kapitel zum Stand des Wissens kurz erläutert wurde [57]. Aus dem Geometriemodell ergeben sich auf Basis von Gibson und Ashby mechanische Kenngrößen des Kerns, die dann in das analytische Modell einfließen [28]. Die Bestimmung des Schalldämmmaßes im Bereich der Eigenfrequenzen erfolgt mithilfe einer FE-Simulation. Aus dem Geometriemodell des Wabenkerns wird eine Sandwichplatte modelliert und das Schalldämmmaß numerisch ermittelt. Das FE-Modell dient darüber hinaus auch zur Ermittlung der Biege- und Kernschubsteifigkeit der Sandwichplatten. Die Simulationsergebnisse des Modells geben numerischen Aufschluss zum Einfluss des Kerns auf das Schalldämmmaß, die Biegesteifigkeit und die Kernschubsteifigkeit.

Zur Überprüfung der Simulation werden ausgewählte Wabenkerne hergestellt und mit Decklagen zu Sandwichplatten verklebt. Mit diesen Sandwichplatten werden zwei Experimente durchgeführt. Dabei werden zum einen das Schalldämmmaß der Sandwichplatte und zum anderen deren Eigenfrequenzen bestimmt. Durch ausgewählte Platten sollen die theoretischen Untersuchungen auch experimentell validiert werden. Sollten sich die Hypothesen bestätigen, ließe sich im Leichtbau das Schalldämmmaß von Sandwichstrukturen anpassen, ohne erhebliche Nachteile in Hinblick auf die Biege- und die Kernschubsteifigkeit in Kauf nehmen zu müssen.

# 4 Methodik zur parametrischen Generierung von Wabenkernen

Dieses Kapitel beschreibt die in der vorliegenden Arbeit entwickelte parametrische Generierung von Wabenkernen für Sandwichstrukturen. Die Sandwichstruktur besteht immer aus drei Schichten, wobei ein Wabenkern mit hexagonalem Muster von zwei identischen Decklagen umgeben ist. Da nur der Einfluss des Wabenkerns auf das Schalldämmmaß betrachtet werden soll, ist von den Decklagen kein parametrisches Modell notwendig. Lediglich der Wabenkern wird parametrisiert. Abbildung 4.1 zeigt in einer Übersicht, dass die parametrische Generierung von Wabenkernen für alle weiteren Untersuchungen verwendet wird. Die Generierung ist dabei die Grundlage für die Auswahl von Wabenkernen, für die Berechnung des analytischen Schalldämmmaßes und für die Simulation der Sandwichstruktur. Die Parameter beinhalten geometrische Variablen, die die Form des Wabenkerns beeinflussen. Dazu zählen geometrische Abmessungen wie z. B. die Wanddicke der Wabenwände, die Anzahl der Wabenkerne in horizontaler und vertikaler Richtung der Plattenebene und die geometrischen Abmessungen der Decklagen. Für die Bestimmung der Kerngeometrie wird auch die Masse des Kerns vorgegeben.

Die Generierung von Wabenkernen soll in der Ebene erfolgen und sowohl regelmäßige als auch unregelmäßige Wabenkernstrukturen zulassen. Eine explizite mathematische Beschreibung zur Erzeugung von massekonstanten Wabenkernen erfolgt im ersten Teil dieses Kapitels nur für regelmäßige Strukturen. Der zweite Teil des Kapitels beschreibt die Erstellung unregelmäßiger Wabenkerne, wobei die Gleichungen der mathematische Beschreibung für jede Wabenzelle einzeln aufgestellt werden müssen. Für regelmäßige Wabenkerne werden auch die Grenzen zur Realisierung des Kerns betrachtet, da z. B. der Wabenwinkel für Wabenzellen nicht immer komplett frei gewählt werden kann. Im letzten Teil dieses Kapitels wird eine definierte Anzahl an Wabenkernen ausgewählt, die im späteren Verlauf dieser Arbeit experimentell untersucht werden.

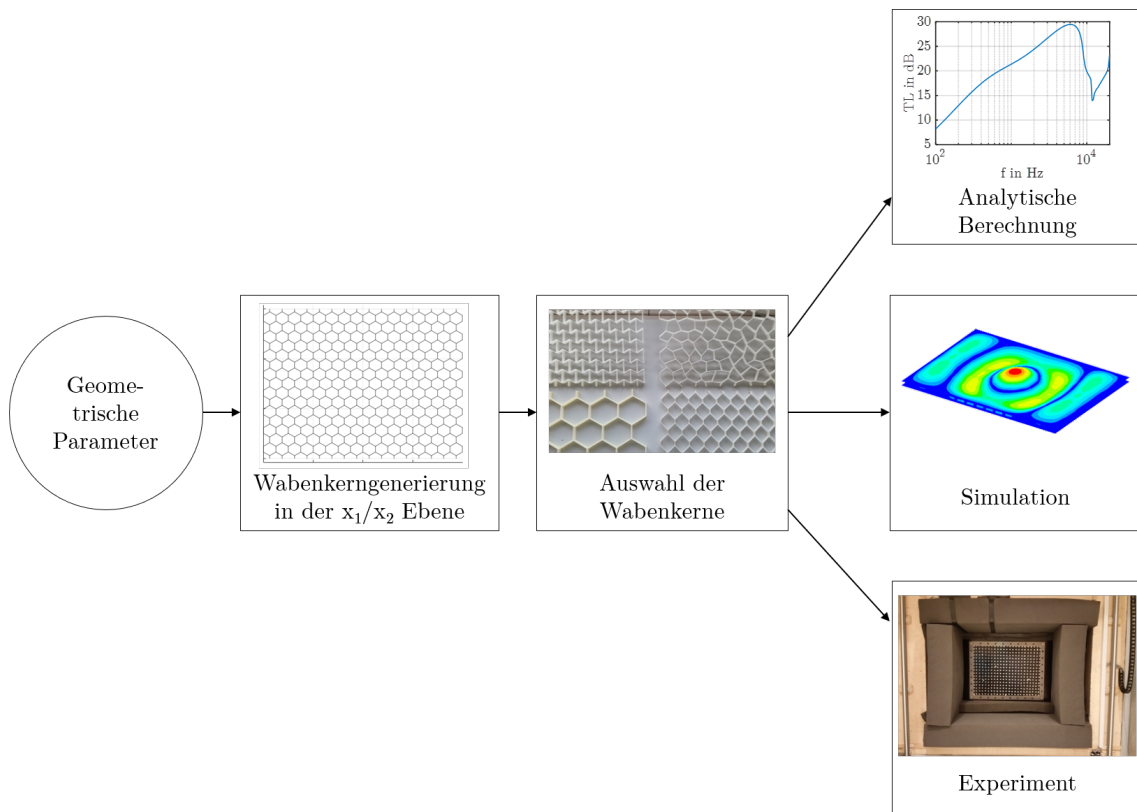


Abb. 4.1: Übersicht zur Bestimmung des Schalldämmmaßes von Sandwichstrukturen mit Wabenkernen

## 4.1 Erstellung regelmäßiger Wabenkerne

Die Grundfläche für den Wabenkern ist gleich der Grundfläche der Sandwichplatte, wie dies in Abbildung 4.2 dargestellt ist. Die äußeren Abmessungen der Platte sind mit der Länge  $L_{pl}$  und der Breite  $B_{pl}$  bezeichnet. In dieser Abbildung ist ein regelmäßiges Gitter aufgetragen, das durch die Anzahl der Waben in horizontaler Richtung  $n_h$  und in vertikaler Richtung  $n_v$  definiert ist. Jedes gestrichelte Kästchen beinhaltet eine Wabenzelle, wie sie in Abbildung 4.3 dargestellt ist. Die geometrische Beschreibung der einzelnen Waben erfolgt grundlegend analog zu [27] und [31]. Die Zelle ist definiert durch die Grundabmessungen  $l_x$  und  $l_y$ , die Wanddicke  $d$ , den Wabenwinkel  $\alpha$  und die Wandlängen  $l_{ver}$  und  $l_{dia}$ . Ermittelt werden soll die Wanddicke in Abhängigkeit von den äußeren Plattenabmessungen, der Anzahl der Waben und dem Wabenwinkel.

Die folgenden Gleichungen zur geometrischen Beschreibung der Wabenkerne sind Erweiterungen der Gleichungen aus [27] und [31]. An dieser Stelle wird die spätere Fertigung berücksichtigt, um die geometrischen Abmessungen der Platte einzuhalten und die Masse zwischen verschiedenen Wabenkernen konstant zu halten. Dazu

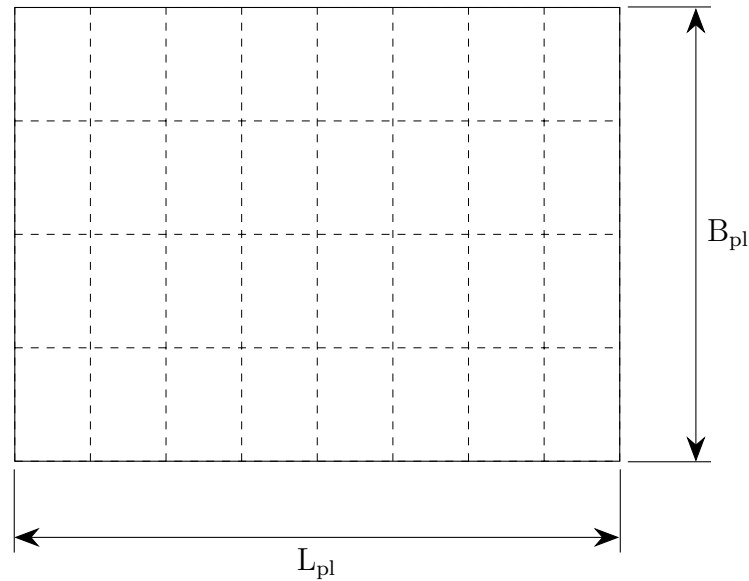


Abb. 4.2: Grundplatte mit beispielhafter Einteilung von Zellen

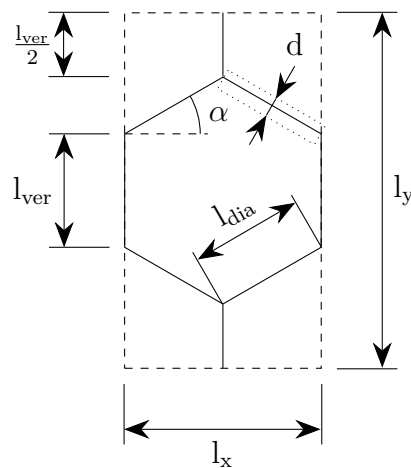


Abb. 4.3: Aufbau und Abmessungen einer Wabenzelle

werden zwei Annahmen getroffen. Gemäß der ersten Annahme entsprechen die Linien in Abbildung 4.3 der Mittellinie einer Wabenwand mit der Dicke  $d$ . Werden die Ränder der Platte betrachtet, so würden die Mittellinien von Wabenwänden direkt auf dem Rand liegen. Bei einer symmetrischen Extrusion um diese Linie stehen die Wabenkerne am Rand um die halbe Wanddicke über. Die zweite Annahme ist eine rechteckige Extrusion der Wabenwände in der Ebene. Sobald zwei oder mehr Linien in einem Kreuzungspunkt auf der Grundfläche zusammenlaufen, überlagern sich Flächen der rechteckig extrudierten Wabenwände. Diese Überschneidung muss bei der Massenkonstanz berücksichtigt werden, damit die gefertigten Strukturen den Modellen entsprechen. Diese beiden Modellannahmen werden im Folgenden in die Gleichungen eingefügt.

Als Erstes erfolgt die Bestimmung der Länge  $l_x$  und der Breite  $l_y$  einer Wabenzelle aus der Zellenanzahl und der Plattenabmessung. Damit der Wabenkern an den Rändern nicht übersteht, muss die Wanddicke  $d$  von der Gesamtlänge  $L_{pl}$  subtrahiert werden.

$$l_x = \frac{L_{pl} - d}{n_h} \quad (4.1)$$

$$l_y = \frac{B_{pl}}{n_v} \quad (4.2)$$

Unter Vorgabe des Wabenwinkels  $\alpha$  ergibt sich als Nächstes die diagonale Wandlänge  $l_{dia}$  der Waben. Dabei wird angenommen, dass alle diagonal verlaufenden Wände die gleiche Länge besitzen.

$$l_{dia} = \frac{l_x}{2 \cdot \cos(\alpha)} = \frac{L_{pl} - d}{2 \cdot n_h \cdot \cos(\alpha)} \quad (4.3)$$

Anschließend ergibt sich direkt die vertikale Wandlänge  $l_{ver}$  aus den vorgegebenen und den bereits berechneten Größen. Durch die Vorgabe einer Anzahl von Waben in vertikaler und horizontaler Richtung gibt es zwei verschiedene Längen von Wabenwänden innerhalb einer Wabenzelle.

$$l_{ver} = \frac{l_y}{2} - \sin(\alpha) \cdot l_{dia} = \frac{B_{pl}}{2 \cdot n_v} - \frac{L_{pl} - d}{2 \cdot n_h} \cdot \tan(\alpha) \quad (4.4)$$

Zur Berechnung der Wabendicke werden Masse und Dichte des Wabenkerns benötigt. Dies sind vorgegebene Werte für die Berechnung. Bei der Dichte handelt es sich nicht um eine spezifische Kerndichte, wie sie bei konventionellen Wabenkernen vorliegt [23] und auch in der Literatur verwendet wird [27], sondern um die Materialdichte des Werkstoffs, der verwendet werden soll. Die Vergleichbarkeit der Waben wird an dieser Stelle durch die Massenvorgabe und nicht durch ein spezifisches Kerngewicht gewährleistet. Bei der Berechnung des Volumens aller Wabenzellen muss beachtet werden, dass horizontal benachbarte Waben eine gemeinsame vertikale Wand besitzen. Die gemeinsame Wand darf bei der Berechnung des Volumens immer nur von einer Wabenzelle berücksichtigt werden. Daher werden für die Berechnung des Volumens einer Wabenzelle  $V_{Wabe}$  die Wabenwände aufgeteilt. Abbildung 4.4 zeigt zwei benachbarte Wabenzellen, die ein Stück voneinander separiert wurden, um die Aufteilung der Wabenwände zu verdeutlichen. Durch das Fehlen der rechten vertikalen Wabenwand in einer Wabenzelle ist gewährleistet, dass keine Wand doppelt in die Volumenberechnung eingeht.

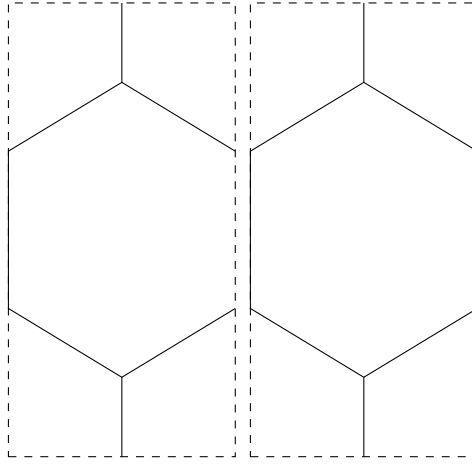


Abb. 4.4: Zugehörigkeit der Wabenwände horizontal benachbarter Wabenzellen bei der Volumenberechnung

Damit ergibt sich das Volumen einer Wabenzelle  $V_{\text{Wabe}}$  wie folgt.

$$V_{\text{Wabe}} = (2 \cdot l_{\text{ver}} + 4 \cdot l_{\text{dia}}) \cdot d \cdot H_c \quad (4.5)$$

Dieses Volumen beschreibt Wabenzellen ohne rechte vertikale Wand. Die Berechnung des Gesamtvolumens  $V_c$  besteht aus dem Wabenvolumen  $V_{\text{Wabe}}$  und der Wabenanzahl. Weiterhin müssen in das Gesamtvolumen die rechten Wabenwände derjenigen Wabenzellen mit einfließen, die sich am rechten Rand der Platte befinden. Für das Gesamtvolumen wird außerdem ein Korrekturfaktor  $C_{\text{Masse}}$  eingeführt.

$$V_c = n_v \cdot n_h \cdot V_{\text{Wabe}} + n_v \cdot l_{\text{ver}} \cdot d \cdot H_c - d^2 \cdot C_{\text{Masse}} \quad (4.6)$$

Dieser Faktor ist notwendig, weil die Wabenwände als quaderförmige Körper angenommen werden und dies zu einer Überschneidung der Volumina führt, sobald die Dicke der Wände größer als null ist. Die Überschneidung ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Der Korrekturfaktor vermeidet bei der Herstellung der Wabenkerne einen Fehler in der Masse.

Bei einem definiertem Winkel  $\alpha$  sind zwei Drachenvierecke eines Kreuzungspunktes gleich groß, während das dritte Drachenviereck davon abweicht. Entscheidend für den Korrekturfaktor ist der Winkel des Drachenvierecks, welcher sich direkt am Kreuzungspunkt bildet. Bei den beiden gleich großen Drachenvierecken beträgt dieser Winkel  $90^\circ - \alpha$ . Beim dritten Drachenviereck ist der Winkel am Kreuzungspunkt  $2 \cdot \alpha$ . Damit berechnen sich die Flächen nach Gleichung (4.7) und (4.8). Die Herleitung zur Flächenberechnung des Drachenvierecks in Abhängigkeit von dem Winkel am Kreuzungspunkt findet sich in Anhang A.

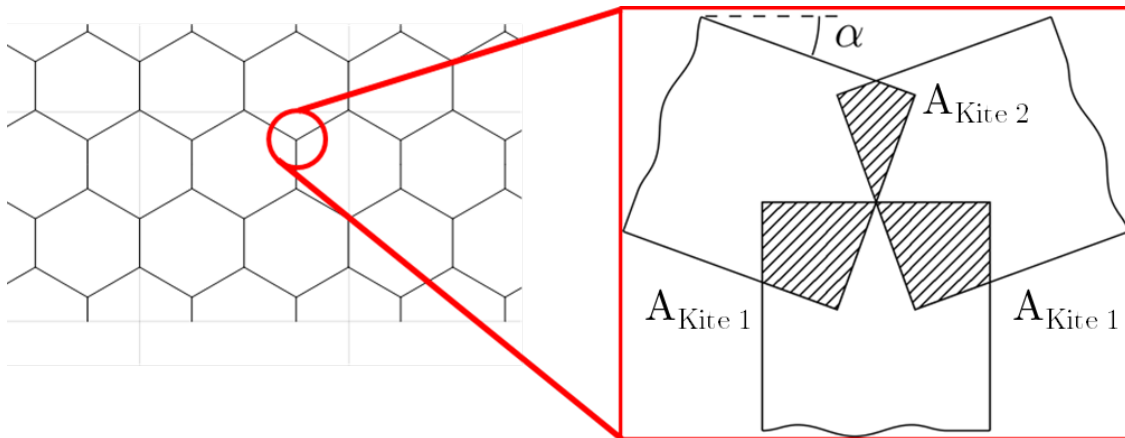


Abb. 4.5: Kreuzungspunkt von drei Wabenwänden und Darstellung der sich überschneidenden Flächen

$$A_{\text{kite } 1} = \frac{d^2}{4} \cdot \tan\left(\frac{90^\circ - \alpha}{2}\right) \quad (4.7)$$

$$A_{\text{kite } 2} = \frac{d^2}{4} \cdot \tan\left(\frac{2 \cdot \alpha}{2}\right) \quad (4.8)$$

Diese Flächen kommen in einer festen Anzahl vor, welche durch die Kreuzungspunkte von drei sich treffenden Wänden definiert sind. Bei zwei sich treffenden Wänden bildet sich eine überschneidende Fläche und eine Lücke. Die Lücke besitzt den selben Flächeninhalt wie die sich überschneidende Fläche. Dies ist in Abbildung 4.6 dargestellt, wobei  $A_{\text{kite } 1}$  die sich überschneidende Fläche und  $A_{\text{kite } 2}$  die Lücke ist. Aufgrund der Wechselwinkelbeziehung am Kreuzungspunkt müssen diese beiden Flächen gleich groß sein und heben sich daher bei der Massenberechnung auf.

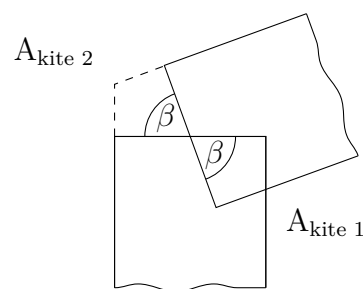


Abb. 4.6: Kreuzungspunkt von zwei Wabenwänden und Darstellung der sich überschneidenden Fläche sowie der Lücke

Daher müssen diese Kreuzungspunkte von zwei Wänden nicht bei der Volumenberechnung berücksichtigt werden. Die Anzahl der Kreuzungspunkte bei drei sich treffenden Wänden kann über die Anzahl der Waben direkt definiert werden. Mithilfe der Wabenhöhe  $H_c$  ergeben sich das zu korrigierende Volumen und der Korrekturfaktor  $C_{\text{Masse}}$ .

$$d^2 \cdot C_{\text{Masse}} = (2 \cdot A_{\text{kite } 1} + A_{\text{kite } 2}) \cdot [2 \cdot n_h \cdot n_v + 2 \cdot (n_h - 1) \cdot n_v] \cdot H_c \quad (4.9)$$

Das Gesamtvolumen des Wabenkerns  $V_c$  aus Gleichung (4.6) hängt quadratisch von der Wanddicke  $d$  ab. Diese Abhängigkeit ist sowohl im Korrekturfaktor als auch in dem Einzelvolumen der Wabe vorzufinden. Da die Höhe des Kerns  $H_c$  ein konstanter Faktor ist, kann das Gesamtvolumen auf diese Höhe bezogen werden und bildet die Grundfläche des Wabenkerns.

$$\begin{aligned} \frac{V_c}{H_c} = d \cdot & \left[ B_{\text{pl}} \cdot n_h + L_{\text{pl}} \cdot n_v \cdot \frac{2 - \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} + \frac{B_{\text{pl}}}{2} - \tan(\alpha) \cdot \frac{L_{\text{pl}} \cdot n_v}{2 \cdot n_h} \right] \\ & + d^2 \left[ -n_v \cdot \frac{2 - \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} + \tan(\alpha) \cdot \frac{n_v}{2 \cdot n_h} \right. \\ & \left. - n_v \cdot (2 \cdot n_h - 1) \cdot \left( \tan\left(\frac{90^\circ - \alpha}{2}\right) + \frac{\tan(\alpha)}{2} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.10)$$

Die Dicke entspricht den Nullstellen der quadratischen Gleichung mit den Vorfaktoren  $V_{\text{lin}}$  und  $V_{\text{quad}}$ , die in Gleichung (4.10) den Termen in den eckigen Klammern entsprechen.

$$\begin{aligned} \frac{m_c}{H_c \cdot \rho_{\text{Wabe}}} &= V_{\text{lin}} \cdot d + V_{\text{quad}} \cdot d^2 \\ d_{1/2} &= \frac{-V_{\text{lin}} \pm \sqrt{V_{\text{lin}}^2 - 4 \cdot V_{\text{quad}} \cdot \frac{m_c}{H_{\text{pl}} \cdot \rho_{\text{Wabe}}}}}{2 \cdot V_{\text{quad}}} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Die beiden Lösungen für die Dicke  $d$  sind jeweils positiv und reell. Eine Lösung stellt eine sinnvolle Dicke dar, während die andere Lösung eine Dicke darstellt, die erheblich größer ist als die berechneten Wandlängen der Waben. Wird diese zweite Lösung auf die gesamte Wabenstruktur angewendet, entstehen sich überschneidende Volumina, die schlussendlich einem massiven Körper entsprechen. Daher ist die Lösung immer die kleinere der beiden Nullstellen.

Der regelmäßige Wabenkern kann in Abhängigkeit von den acht Größen Plattenlänge  $L_{\text{pl}}$ , Plattenbreite  $B_{\text{pl}}$ , Kernhöhe  $H_c$ , Wabenanzahl in vertikaler und in horizontaler Richtung  $n_h$ ,  $n_v$ , Wabenwinkel  $\alpha$ , Gesamtmasse des Kerns  $m_c$  und Dichte des Kernmaterials  $\rho_{\text{Wabe}}$  vollständig beschrieben werden.



## 4.2 Generierung unregelmäßiger Wabenkerne

Die Grundlage für die Generierung unregelmäßiger Wabenkerne ist in der vorliegenden Arbeit ein regelmäßiger Wabenkern. Dabei wird an den Kreuzungspunkten der Wabenkerne eine Translation vorgenommen. Das führt dazu, dass benachbarte Waben weiterhin nebeneinander liegen bzw. eine gemeinsame Wabenwand besitzen. Die Variation kann einerseits zufällig erfolgen, andererseits durch mathematische Funktionen gezielt herbeigeführt werden. Als Beispiele sind in Abbildung 4.7 zwei unregelmäßige Wabenkerne, basierend auf der regelmäßigen Wabenanzahl  $16 \times 8$ , dargestellt. In Abbildung 4.7 (a) erfolgt die Translation der Kreuzungspunkte mithilfe eines stochastischen Musters, wodurch jede Form der Wabenzellen einmalig in dem Kern auftritt. Abbildung 4.7 (b) zeigt einen Wabenkern, dessen Kreuzungspunkte mithilfe einer mathematischen Funktion verschoben wurden. In diesem Beispiel wurde jeweils eine Sinusfunktion in  $x_1$ -Richtung und eine in  $x_2$ -Richtung generiert, wobei die Periode der maximalen Länge des Kerns in der Raumrichtung entspricht.

Bei der Betrachtung der Kreuzungspunkte in  $x_1$ -Richtung werden die  $x_1$ -Koordinaten bis zur Hälfte der maximalen Kernabmessung zusammengeschoben, während diese Koordinaten in den Randbereichen bei  $x_1$  gleich null und 0,8 m unverändert sind. In  $x_2$ -Richtung ist diese Verschiebung analog zur  $x_1$ -Richtung, wobei die maximale Länge in  $x_2$ -Richtung 0,6 m beträgt. Somit können durch die vorgestellte Methodik mithilfe mathematischer Funktionen oder anderer Berechnungsvorschriften gezielt Wabenkernmuster generiert werden.

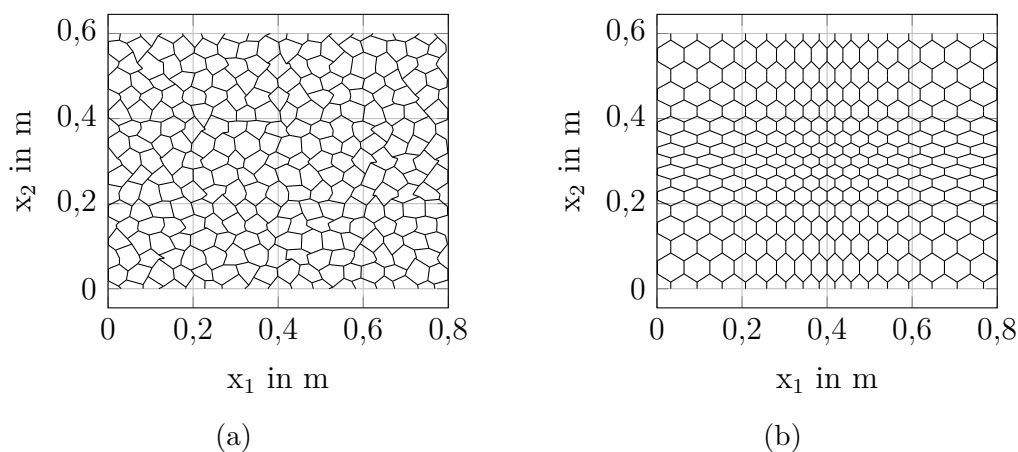


Abb. 4.7: Variationsbeispiele für unregelmäßige Wabenkerne auf Basis eines regelmäßigen  $16 \times 8$ -Wabenkerns mit (a) einem stochastischen Muster und mit (b) einer mathematischen Funktion

Bei den unregelmäßigen Wabenkernen stehen die Wabenwände alle in einem unterschiedlichen Winkel zueinander. Die Fläche der sich überschneidenden Drachenvierecke ist bei jedem Kreuzungspunkt unterschiedlich und muss daher für jedes

Viereck einzeln in den Korrekturfaktor einfließen und kann nicht nach Gleichung (4.9) bestimmt werden. Abhängig vom Winkel und von der Ausrichtung der Wabenwände muss gemäß Gleichung (4.7) oder (4.8) nur der Winkel angepasst werden. Die Summe der Flächeninhalte der Drachenvierecke ergibt dann den Korrekturfaktor für die unregelmäßigen Wabenkerne.

Die Wanddicke  $d$  bei den unregelmäßigen Wabenkernen wird für alle Wabenwände als gleich angenommen. Alternativ könnte die Wanddicke  $d$  von den Wabenwandlängen  $l_{\text{dia}}$  und  $l_{\text{ver}}$  abhängen. So wäre z. B. eine geringere Wanddicke bei einer längeren Wabenwand vorstellbar. Bei variablen Wanddicken muss jede sich überschneidende Fläche analysiert werden, weil je nach Wanddicke und Winkel ein allgemeines Viereck oder ein Dreieck entsteht. Außerdem entstehen durch die unterschiedlichen Wanddicken Stufen zwischen den Wänden, und keine kontinuierlichen Übergänge. Dies steigert den Fertigungsgrad der Wabenkerne, weshalb im Rahmen der vorliegenden Arbeit bei jedem Wabenkern nur konstante Wanddicken betrachtet werden.

### 4.3 Grenzen der Wabenkerngenerierung

Die Auswahl der acht Größen für einen Wabenkern kann dazu führen, dass dieser Kern nicht realisierbar ist. Insbesondere der Wabenwinkel spielt hierbei eine maßgebliche Rolle. Daher ist eine allgemeingültige Gleichung notwendig, die die Realisierbarkeit eines Kerns in Abhängigkeit der acht Größen beschreibt.

Galgalikar gibt in [27] bereits eine Grenze für auxetische Waben vor. In Abbildung 4.8 ist dargestellt, was bei Waben mit negativem Winkel geometrisch passiert, wenn definierte Grenzen unterschritten werden.

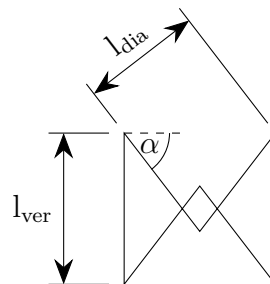


Abb. 4.8: Geometrische Überschneidung bei auxetischen Wabenzellen [27]

Dabei muss die vertikale Länge größer sein als die senkrechten Anteile der diagonalen Wände. In der Literatur wird die Grenze wie folgt beschrieben [27].

$$l_{\text{ver}} > |2 \cdot l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha)| \quad (4.12)$$

Mithilfe von Gleichung (4.4) lässt sich die Ungleichung (4.12) wie folgt umformulieren.

$$\frac{l_y}{2} > |2 \cdot l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha)| + \sin(\alpha) \cdot l_{\text{dia}} \quad (4.13)$$

Da es sich bei der Betrachtung um auxetische Waben handelt, beträgt der Definitionsbereich des Wabenwinkels  $-90^\circ < \alpha < 0^\circ$ . Der erste Summand auf der rechten Seite der Ungleichung (4.13) ist aufgrund des Betrags immer positiv. Der zweite Summand auf der rechten Seite ist jedoch immer negativ, weil der Wertebereich der Sinusfunktion aufgrund des Definitionsbereichs des Wabenwinkels immer negativ ist. Somit lässt sich die Ungleichung (4.13) wie folgt formulieren.

$$\frac{l_y}{2} > |l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha)| \quad (4.14)$$

Da die Längen in den Waben als positive Werte angegeben werden, lässt sich der Betrag auf den Sinus reduzieren. Weiterhin können für die Zellenhöhe  $l_y$  und die diagonale Wandlänge  $l_{\text{dia}}$  die Gleichungen (4.2) und (4.3) eingesetzt werden. Die folgende Ungleichung ergibt sich als Grenze für die auxetischen Waben.

$$\frac{B_{\text{pl}}}{n_v} > \frac{2 \cdot (L_{\text{pl}} - d)}{2 \cdot n_h} \cdot \frac{|\sin(\alpha)|}{\cos(\alpha)} = \frac{L_{\text{pl}} - d}{n_h} \cdot |\tan(\alpha)| \quad (4.15)$$

Für positive Wabenwinkel gibt es auch eine Grenze, die von der Größe des Wabenkerns abhängig ist. Die diagonalen Wände der Wabenzelle treffen sich aufgrund des hohen Winkels nicht mehr in dem vorgegebenen Bereich und überschneiden damit zwangsläufig den Bereich der benachbarten Zelle. Dabei muss berücksichtigt werden, dass in diesem Fall zwischen zwei vertikal benachbarten Wabenzellen keine vertikalen Wände vorhanden sind und die Länge  $l_{\text{ver}}$  0 mm ist. Dementsprechend ist auch innerhalb einer Zelle keine vertikale Wand vorhanden. Abbildung 4.9 zeigt die Überschneidung zweier benachbarter Wabenzellen ohne vertikale Wände und bei einem zu großen Winkel.

Eine Wabe, deren vertikale Wandlänge 0 mm ist, passt in eine vorgegebene Zelle, wenn der Treffpunkt der diagonalen Wände genau auf der gestrichelten Umrandung der Zelle liegt. In diesem Extremfall ist die Wabe nicht mehr hexagonal, sondern tetragonal. Für eine tetragonale Wabe lässt sich die Abhängigkeit als Randbedingung für die positiven Wabenwinkel aufstellen, wobei keine Beträge notwendig sind, weil der Definitionsbereich des Wabenwinkels  $0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$  ist und der Sinus damit

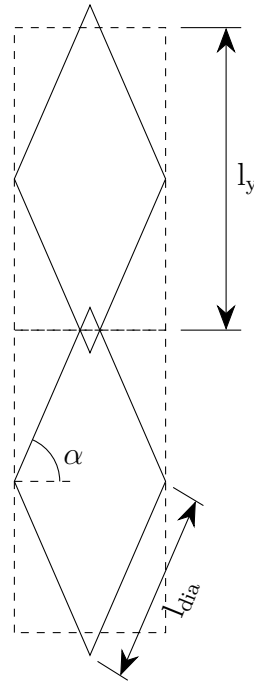


Abb. 4.9: Geometrische Überschneidung bei Wabenzellen mit zu großem Winkel

immer einen positiven Wertebereich besitzt. Die Höhe der Zelle muss dabei größer sein als die Summe der vertikalen Anteile von zwei diagonalen Wänden.

$$l_y > 2 \cdot l_{dia} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.16)$$

$$\frac{l_y}{2} > l_{dia} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.17)$$

In die zusammengefasste Ungleichung (4.17) können jetzt noch die Gleichungen (4.2) für die Zellhöhe und (4.3) für die diagonale Wandlänge eingesetzt werden. Es ergibt sich die Ungleichung für Waben mit positivem Wabenwinkel.

$$\frac{B_{pl}}{n_v} > \frac{2 \cdot (L_{pl} - d)}{2 \cdot n_h} \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \frac{L_{pl} - d}{n_h} \cdot \tan(\alpha) \quad (4.18)$$

Beim Vergleich der Ungleichungen (4.15) und (4.18) fällt auf, dass diese sich nur durch einen Betrag beim Tangens unterscheiden, der aufgrund des Definitionsbereichs des Wabenwinkels für auxetische Waben notwendig ist. Dieser Betrag kann auch für positive Wabenwinkel angewendet werden. Damit ergibt sich für alle Wabenwinkel im Definitionsbereich von  $-90^\circ < \alpha < 90^\circ$  eine allgemeingültige Gleichung. Diese Gleichung kann mit einer Toleranz  $tol$  versehen werden, damit z. B. die diagonalen Wände auxetischer Waben keinen Treffpunkt in der Mitte der Zelle besitzen, sondern einen gewissen Toleranzabstand zueinander bewahren.

$$\frac{B_{\text{pl}}}{n_v} > \frac{L_{\text{pl}} - d}{n_h} \cdot |\tan(\alpha)| + \text{tol} \quad (4.19)$$

Somit konnte gezeigt werden, dass es eine allgemeingültige Gleichung zur Abschätzung der Realisierbarkeit von Waben gibt, wenn der Wabenwinkel im Bereich von  $-90^\circ < \alpha < 90^\circ$  liegt. Um die Realisierbarkeit nur auf Basis vorgegebener Größen zu berechnen, kann in Gleichung (4.19) die Dicke  $d$  der Wabenwände vernachlässigt werden. Da der Wert der Dicke  $d$  immer positiv ist und von der Plattenlänge  $L_{\text{pl}}$  subtrahiert wird, führt die Vernachlässigung der Dicke dazu, dass der rechte Teil der Ungleichung größer wird. Somit ist die Ungleichung (4.19) immer erfüllt, wenn dieselbe Ungleichung mit vernachlässigter Dicke erfüllt ist. In diesem Fall kann bereits anhand der vorgegebenen Parametern Plattenlänge  $L_{\text{pl}}$ , Plattenbreite  $B_{\text{pl}}$ , Wabenwinkel  $\alpha$  und Anzahl der Waben in horizontaler  $n_h$  sowie in vertikaler Richtung  $n_v$  bestimmt werden, ob ein Wabenkern geometrisch realisierbar ist.

## 4.4 Auswahl von Wabenkergeometrien

Mithilfe der vorherigen Beschreibung zur Generierung von Wabenkernen wird eine Vorauswahl an Geometrien getroffen. Diese Auswahl deckt nicht alle Kombinationen ab, die in der Simulation oder in der analytischen Berechnung untersucht werden. Die in diesem Abschnitt festgelegten Kerne werden im späteren Verlauf der Arbeit experimentell untersucht und validieren das Schalldämmmaß in der Simulation der Sandwichplatten.

Die Wabenkerne erhalten zwecks Identifikation eine eigene Bezeichnung. Diese kann z. B. 6x3x30–80 lauten. Die beispielhaft genannte Wabe ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Der Wabenkern besitzt sechs Wabenzellen in horizontaler Richtung und drei Wabenzellen in vertikaler Richtung gemäß einer Wabenzelle nach Abbildung 4.3, einem Wabenwinkel  $\alpha$  von  $30^\circ$  und einer Kerndichte von  $80 \text{ kg/m}^3$ . Die Kerndichte ist dabei analog zu Wiedemann definiert und gibt die Dichte des Kerns bezogen auf das Gesamtvolumen des Wabenkerns an [90]. Das Gesamtvolumen setzt sich aus den maximalen äußeren geometrischen Abmessungen des Kerns zusammen und bleibt im Rahmen der vorliegenden Arbeit bei allen Kernen konstant. Die Abmessungen betragen 800 mm in  $x_1$ -Richtung, 600 mm in  $x_2$ -Richtung und 20 mm in  $x_3$ -Richtung. Damit beträgt das Volumen  $9,6 \text{ dm}^3$  und es ergibt sich bei einer Kerndichte von  $80 \text{ kg/m}^3$  eine Masse von  $0,768 \text{ kg}$ . Die äußeren Abmessungen von 800 mm x 600 mm entsprechen bereits vorhandenen Rahmenkonstruktionen in den Laboren, die für die Untersuchungen angedacht sind. Die Dicke  $H_c$  von 20 mm ist frei gewählt. Die einzige Bedingung an die Dicke ist, dass diese erheblich kleiner als

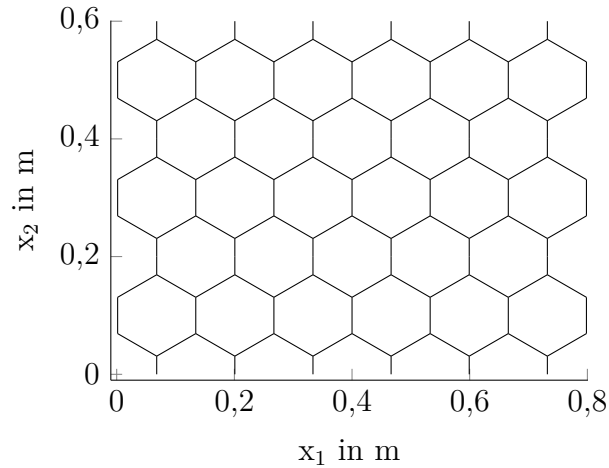


Abb. 4.10: Wabenkernegeometrie zu der Bezeichnung 6x3x30-80

die kürzeste Plattenabmessung sein soll, damit die Probe noch als Platte angesehen werden kann. Außerdem muss die Höhe so gewählt werden, dass eine Verschraubung der Sandwichplatte im Experiment möglich ist. Die detaillierte Beschreibung der experimentellen Randbedingungen erfolgt in Kapitel 7.

Insgesamt werden mit der vorgestellten Methodik acht Wabenkerne generiert und ein konventioneller Wabenkern wird zum Vergleich benutzt. Diese neun Wabenkerne werden im Experiment untersucht. Die Nomenklatur dieser neun Wabenkerne ist in Tabelle 4.1 aufgelistet. Die Geometrien der ersten acht Wabenkerne werden in Anhang B noch einmal dargestellt. Zur Auswahl der Dichte von  $80 \text{ kg/m}^3$  dienten im ersten Schritt die Datenblätter konventioneller Wabenkerne von EuroComposites<sup>®</sup> S.A. (EC). Die Datenblätter beinhalten Wabenkerne aus NOMEX<sup>®</sup> und Aluminium in Industriegüte [21, 22]. Die größte Überschneidung von unterschiedlichen Wabenkernegeometrien ergibt sich bei der Kerndichte von  $80 \text{ kg/m}^3$  für NOMEX<sup>®</sup>-Wabenkerne und bei einer Kerndichte von  $82 \text{ kg/m}^3$  für Aluminium Wabenkerne. Auf Basis der Dichte von  $80 \text{ kg/m}^3$  werden die Wabenkerne in der vorliegenden Arbeit mit selbst gewählter Wabenanzahl und Winkel generiert. Da diese generierten Wabenkerne kommerziell nicht erhältlich sind, erfolgt die alternative Herstellung über den 3D-Druck. Bei Anfragen an verschiedene Hersteller von NOMEX<sup>®</sup>-Wabenkernen stellte sich heraus, dass die Wabenkerne mit einer Dichte von  $80 \text{ kg/m}^3$  eine Sonderanfertigung sind. So wäre durch die Abnahme dieser Wabenkerne der Kostenfaktor erheblich gestiegen. Als Alternative wird ein konventioneller Wabenkern mit einer Dichte von  $48 \text{ kg/m}^3$  bestellt und der 3D-Druck eines weiteren Wabenkerns derselben Kerndichte beauftragt.

Tab. 4.1: Nomenklatur für die gefertigten Wabenkerne der Sandwichstrukturen

Nr.	Bezeichnung	$n_h$	$n_v$	$\alpha$ in °	$\rho_c$ in kg/m <sup>3</sup>
1	6x3x30–80	6	3	30	80
2	8x4x30–80	8	4	30	80
3	8x4xkleingroß–80	8	4	variiert	80
4	10x5x30–80	10	5	30	80
5	12x6x30–48	12	6	30	48
6	16x8x30–80	16	8	30	80
7	16x8x45–80	16	8	45	80
8	16x8xirreg–80	16	8	variiert	80
9	EC 3.2–48	~250	~190	~30	48

Aus Tabelle 4.1 lassen sich insgesamt vier Vergleiche ableiten. Der erste Vergleich ist die Untersuchung der Größenvariation mit den Wabenkernen 6x3x30–80, 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 16x8x30–80. Im zweiten Vergleich soll eine Winkelvariation mit Vorgabe eines Winkels untersucht werden. Dazu dienen die Wabenkerne 16x8x30–80 und 16x8x45–80. Der dritte Vergleich umfasst ebenfalls eine Winkelvariation, wobei die Kerne unregelmäßig sind. Dazu werden die Wabenkerne 8x4x30–80 und 8x4xkleingroß–80 sowie die Wabenkerne 16x8x30–80 und 16x8xirreg–80 miteinander verglichen. Der letzte Vergleich ist die Gegenüberstellung des 3D-gedruckten Wabenkerns 12x6x30–48 mit dem kommerziellen NOMEX®-Wabenkern EC 3.2–48. Diese vier Vergleiche dienen in den folgenden Kapiteln auch als Grundlage für die Untersuchungen zur analytischen Berechnung des Schalldämmmaßes sowie der Simulation.

## 4.5 Zusammenfassung der parametrischen Generierung von Wabenkernen

Die in diesem Kapitel entwickelte Methodik ermöglicht die parametrische Generierung von Wabenkerengeometrien in der Ebene. Dabei ist es möglich, sowohl regelmäßige als auch unregelmäßige Wabenkernstrukturen zu generieren. Die regelmäßigen Wabenkerne werden mithilfe der acht Größen Plattenlänge  $L_{pl}$ , Plattenbreite  $B_{pl}$ , Kernhöhe  $H_c$ , Wabenanzahl in vertikaler und in horizontaler Richtung  $n_h$ ,  $n_v$ , Wabenwinkel  $\alpha$ , Gesamtmasse des Kerns  $m_c$  und Dichte des Kernmaterials  $\rho_{Wabe}$  vollständig beschrieben. Die unregelmäßigen Wabenkerne basieren bei dieser Methodik auf einem regelmäßigen Wabenkern, dessen Kreuzungspunkte der Wabenwände durch ein vorgegebenes Muster translatorisch in der Ebene verschoben werden. Die Muster können dabei sowohl stochastisch sein als auch auf einer mathematischen Funktion basieren. Auf Basis der acht Größen kann mithilfe einer allgemeingültigen

Gleichung abgeschätzt werden, ob ein Wabenkern geometrisch in der Ebene zu realisieren ist, ohne den Kern erst generieren zu müssen. Mit der vorgestellten Methodik werden gezielt Wabenkerne ausgewählt, die im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit experimentell untersucht werden. Die Auswahl der Wabenkerne erlaubt die Durchführung verschiedener Vergleiche, die in den folgenden Kapiteln zur analytischen Berechnung des Schalldämmmaßes sowie der Simulation aufgegriffen werden.





# 5 Analytische Parameterstudie des Schalldämmmaßes von Sandwichstrukturen mit unterschiedlichen Wabenkerngeometrien

In Kapitel 2 zum Stand des Wissens wurden die Ergebnisse unterschiedlicher mathematischer Verfahren zur Berechnung des Schalldämmmaßes vorgestellt. Der Fokus dieses fünften Kapitels liegt auf der Bestimmung des Schalldämmmaßes im Bereich der Koinzidenzfrequenz in Abhängigkeit von der Kernvariation. Die Berechnungsansätze von Moore et al. [57, 58] sowie von Wang et al. [88, 89] lieferten im Vergleich zu ihren experimentellen Untersuchungen ähnliche Ergebnisse in Bezug auf die Koinzidenzfrequenz. Die Dissertation von Moore [57] bietet in diesem Zusammenhang einen erheblich höheren Informationsgehalt hinsichtlich der Berechnungen als die beiden wissenschaftlichen Zeitschriftenartikel von Wang et al. Daher wird im Folgenden die Methode von Moore vorgestellt und genutzt, um das Schalldämmmaß im Bereich der Koinzidenzfrequenz für verschiedene Wabenkerne zu bestimmen. In die Schalldämmmaßberechnung fließen die orthotropen Materialeigenschaften des Wabenkerns ein. Die Bestimmung dieser Eigenschaften erfolgt auf Basis von Gibson und Ashby [28]. Mit den mathematischen Ansätzen von Gibson und Ashby können die orthotropen Materialeigenschaften des Wabenkerns in Abhängigkeit von der Kerngeometrie sowie den Eigenschaften des Kernmaterials bestimmt werden.

## 5.1 Mathematischer Ansatz zur Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichstrukturen

In der Arbeit von Moore werden für die Sandwichstruktur mehrere Annahmen getroffen [57]. Die grundlegende Idee ist die Berechnung des Schalldämmmaßes für einen Einfallswinkel  $\theta$  des Schalls und einen azimutalen Winkel  $\phi$ , wie dies in Abbildung 5.1 dargestellt ist. Das Sandwich wird als unendlich ausgedehnter Balken bei jedem azimutalen Winkel und Einfallswinkel modelliert. Die Transmissionsgrade aus den einzelnen azimutalen Winkeln und den Einfallswinkeln werden dann aufintegriert, um ein gemitteltetes Schalldämmmaß für die Sandwichplatte zu erhalten. Für die Berechnungen wird vorausgesetzt, dass die Verformungen gegenüber den Strukturabmessungen klein sind.

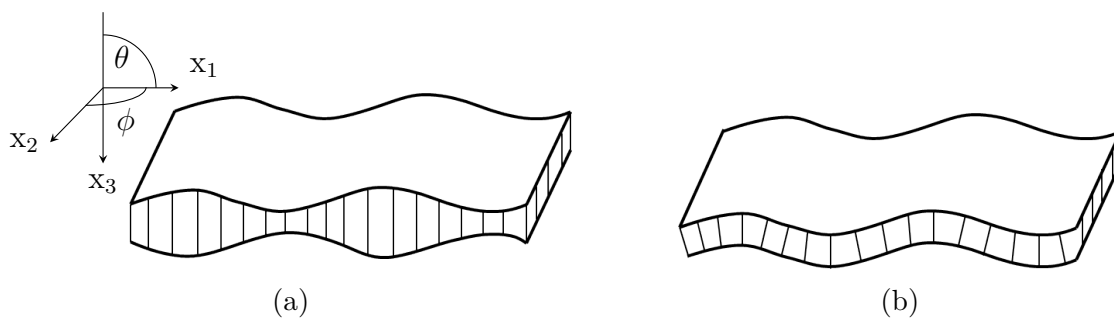


Abb. 5.1: Symmetrische (a) und antisymmetrische (b) Bewegung der Sandwichdecklagen

Der Aufbau des Sandwichs ist immer symmetrisch und die Decklagen sind in ihren geometrischen und mechanischen Eigenschaften identisch und werden als isotrop angenommen. Als Parameter für die Decklagen gehen in die Berechnung der isotrope Elastizitätsmodul  $E_{fs}$ , die Dichte  $\rho_{fs}$  und die Dicke  $d_{fs}$  ein. Der Wabenkern wird bei der Berechnung als orthotrop angenommen und über die Spannungs-Dehnungs-Beziehung definiert [57].

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} & 0 & 0 & 0 \\ E_{21} & E_{22} & E_{23} & 0 & 0 & 0 \\ E_{31} & E_{32} & E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & E_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

Alle Moduln werden in der Berechnung als komplexe Moduln mit einem Verlustfaktor  $\eta$  berechnet. Dieser Verlustfaktor wird mit 3 % angenommen und ist gleich zur Angabe in der Dissertation von Moore [57].

$$E = E \cdot (1 - j \cdot \eta) \quad (5.2)$$

Im nächsten Schritt wird die Dynamik der Sandwichstruktur mittels Lagrange'scher Gleichung beschrieben, wobei diese Gleichung die Differenz aus kinetischer und potenzieller Energie ist. Das Vorgehen entspricht der allgemeinen Beschreibung der Dynamik für ein System, wie es in der Literatur beschrieben wird [14, 60]. Daher wird auf die Herleitung für die kinetische und die potenzielle Energie sowie auf die vollständige Aufstellung der Lagrange-Gleichung verzichtet, die Moore entnommen werden können [57]. Die Schubverformung in den Decklagen wird bei diesen Gleichungen vernachlässigt [57]. Ergebnis der Berechnung sind die Gleichungssysteme für die antisymmetrische und die symmetrische Bewegung [57].

$$[M_s] \cdot \begin{bmatrix} \hat{u}_s \\ \hat{w}_s \\ \zeta_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -p_s \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$[M_a] \cdot \begin{bmatrix} \hat{u}_a \\ \hat{w}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -p_a \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

Dabei sind  $\hat{u}_s$  und  $\hat{w}_s$  die Amplituden der Verschiebungen in  $x_1$ - bzw.  $x_3$ -Richtung für die symmetrische Bewegung der Sandwichplatte. Der Druck an der Wand des Sandwichs ist mit  $p_s$  für den symmetrischen Fall bezeichnet. Analog gilt dies für  $\hat{u}_a$ ,  $\hat{w}_a$  und  $p_a$  für die antisymmetrische Bewegung. Die Verschiebungsamplitude  $\zeta_s$  bildet im symmetrischen Fall die Wellenbewegung im Kern ab. Durch die Bewegung der Decklagen kommt es in Dickenrichtung zu einer Expansion oder Stauchung des Kerns. Somit ist die Verformung des Kerns in  $x_1$ -Richtung abhängig von der Stauchung und Expansion und wird durch  $\zeta_s$  in dem Ansatz von Moore berücksichtigt. Die Matrizen  $M_s$  und  $M_a$  sind symmetrisch und werden wie folgt angegeben [57]. Zwecks besserer Darstellung werden die einzelnen Einträge der Matrix in geschweiften Klammern zusammengefasst.

$$[M_s] = \begin{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} \frac{2E_{33}}{H_c} + \frac{E_{55}k^2H_c}{6} \\ + \frac{E_{fs}k^4d_{fs}^3}{3} - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{6} \\ - \rho_{fs}d_{fs}\omega^2 \left( 1 + \frac{k^2d_{fs}^2}{3} \right) \end{array} \right\} & \left\{ \begin{array}{l} -E_{13}k - \frac{E_{fs}k^3d_{fs}^2}{2} \\ + \frac{\rho_{fs}\omega^2kd_{fs}^2}{2} \end{array} \right\} & \left\{ \begin{array}{l} -\frac{2E_{13}k}{\pi} - \frac{2E_{55}k}{\pi} \end{array} \right\} \\ & \left\{ \begin{array}{l} E_{fs}k^2d_{fs} + \frac{E_{11}k^2H_c}{2} \\ - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{2} - \rho_{fs}d_{fs}\omega^2 \end{array} \right\} & \left\{ \begin{array}{l} \frac{E_{11}k^2H_c}{\pi} - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{\pi} \end{array} \right\} \\ \text{symm.} & & \left\{ \begin{array}{l} \frac{E_{11}k^2H_c}{4} + \frac{E_{55}\pi^2}{4H_c} \\ - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{4} \end{array} \right\} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$[M_a] = \begin{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} \frac{E_{55}k^2H_c}{2} + \frac{E_{fs}k^4d_{fs}^3}{3} \\ - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{2} - \rho_{fs}d_{fs}\omega^2 \left( 1 + \frac{k^2d_{fs}^2}{3} \right) \end{array} \right\} & \left\{ \begin{array}{l} E_{55}k - \frac{E_{fs}k^3d_{fs}^2}{2} \\ + \frac{\rho_{fs}\omega^2kd_{fs}^2}{2} \end{array} \right\} \\ \text{symm.} & \left\{ \begin{array}{l} E_{fs}k^2d_{fs} + \frac{E_{11}k^2H_c}{6} + \frac{2E_{55}}{H_c} \\ - \frac{\rho_c\omega^2H_c}{6} - \rho_{fs}d_{fs}\omega^2 \end{array} \right\} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Die beiden Matrizen hängen ab vom Elastizitätsmodul  $E_{fs}$ , der Dichte  $\rho_{fs}$  und der Dicke  $d_{fs}$  der Decklagen, den Einträgen der Steifigkeitsmatrix aus Gleichung (5.1), der Höhe  $H_c$  sowie der Dichte  $\rho_c$  des Kerns, der Kreiswellenzahl  $k$  und der Kreisfrequenz  $\omega$ . Im nächsten Schritt können die symmetrische und die antisymmetrische Impedanz der Struktur bestimmt werden, sodass die Impedanzen nur noch von den Einträgen der Matrizen aus (5.5) und (5.6) abhängen. Dazu müssen die Gleichungssysteme (5.3) und (5.4) nach  $p_s$  und  $\hat{w}_s$  bzw.  $p_a$  und  $\hat{w}_a$  gelöst und in die folgenden Impedanzgleichungen eingesetzt werden [57].

$$Z_s = -\frac{P_s}{-j \cdot \omega \cdot \hat{w}_s} \quad (5.7)$$

$$Z_a = -\frac{P_a}{-j \cdot \omega \cdot \hat{w}_a} \quad (5.8)$$

Der Transmissionskoeffizient  $\tau$  lässt sich über die symmetrische und die antisymmetrische Impedanz der Struktur, die Dichte und Schallgeschwindigkeit der Luft sowie den Einfallswinkel  $\theta$  der Welle berechnen.

$$\tau(\theta, \phi) = \left| \frac{\frac{\rho_0 \cdot c_0}{\cos(\theta)} \cdot (Z_s - Z_a)}{\left( Z_a + \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\cos(\theta)} \right) \cdot \left( Z_s + \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\cos(\theta)} \right)} \right|^2 \quad (5.9)$$

Der Transmissionskoeffizient enthält die symmetrische und die antisymmetrische Impedanz der Sandwichplatte, wodurch eine Zuordnung von Minima im weiteren Verlauf der Auswertung zunächst nicht möglich ist. Als Ansatz für die Zuordnung wird eine rein theoretische Betrachtung von Gleichung (5.9) durchgeführt. Der Transmissionskoeffizient in Abhängigkeit von der symmetrischen Bewegung der Sandwichplatte ergibt sich, wenn keine antisymmetrische Impedanz vorhanden ist. Daher wird in Gleichung (5.9) die antisymmetrische Impedanz zu null gesetzt. Umgekehrt ergibt sich der Transmissionskoeffizient in Abhängigkeit von der antisymmetrischen Bewegung, wenn die symmetrische Impedanz zu null gesetzt wird. Die Annahme das eine der beiden Impedanzen Null ist, gilt nur für eine Frequenz und unter einem bestimmten Einfallswinkel der einfallenden Schallwelle auf das Sandwich [58].

$$\tau_s(\theta, \phi) = \left| \frac{Z_s}{Z_s + \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\cos(\theta)}} \right|^2 \quad (5.10)$$

$$\tau_a(\theta, \phi) = \left| \frac{-Z_a}{Z_a + \frac{\rho_0 \cdot c_0}{\cos(\theta)}} \right|^2 \quad (5.11)$$

Da weder die Frequenz noch der Winkel direkt bestimmt werden können, wird das Schalldämmmaß für alle Einfallswinkel und Frequenzen mit der vernachlässigten Impedanz zusätzlich in der Auswertung berechnet. Dieses theoretische Schalldämmmaß stellt keinen realen Schalldämmmaßverlauf dar, jedoch gibt eine Abweichung des Kurvenverlaufs einen Aufschluss darauf, welches Minimum im Schalldämmmaßverlauf der symmetrischen bzw. der antisymmetrischen Bewegung zuzuordnen ist.

Der Einfallswinkel der Schallwelle  $\theta$  beeinflusst die Kreiswellenzahl. Somit sind die Impedanzen der Struktur vom Einfallswinkel abhängig [59].

$$k = \frac{\omega}{c_0} \cdot \sin(\theta) \quad (5.12)$$

Für alle Berechnungen beträgt die Schallausbreitungsgeschwindigkeit in der Luft  $c_0 = 344$  m/s und die Luftdichte  $\rho_0 = 1,182$  kg/m<sup>3</sup>. Für die Berechnung wurden folgende Gleichungen aus der Literatur genutzt [59].

$$c_0 = \sqrt{\kappa \cdot \frac{R_{\text{uni}}}{M_{\text{mol}}} \cdot T_0} \quad (5.13)$$

$$\rho_0 = \kappa \cdot \frac{p_0}{c_0^2} \quad (5.14)$$

Dabei ist  $\kappa$  der Adiabatenexponent und beträgt für Luft 1,4. Die universelle Gas-konstante  $R_{\text{uni}}$  wurde mit 8,314 N·m/K angenommen. Die molare Masse  $M_{\text{mol}}$  für Luft beträgt 28,8 g und die Temperatur  $T_0$  293,15 K, was einer Umgebungstempe-ratur von 20°C entspricht. Der Luftdruck  $p_0$  beträgt in der Berechnung 100 kPa. Alle Konstanten für die Berechnung stammen aus Möser [59].

Die bisherige Betrachtung geht von einem unendlich ausgedehnten Balken aus. Um den Balken auf eine Platte zu erweitern, wird der Winkel  $\phi$  benötigt. Damit der Transmissionskoeffizient für jeden azimutalen Winkel  $\phi$  bestimmt werden kann, wird für die Elastizitätsmoduln des Kerns eine Berechnung in Abhängigkeiten von diesem Winkel angegeben [57].

$$\bar{E}_{11} = \cos^4(\phi) \cdot E_{11} + 2 \cdot \cos^2(\phi) \cdot \sin^2(\phi) \cdot E_{12} + \sin^4(\phi) E_{22} \quad (5.15)$$

$$\bar{E}_{13} = \cos^2(\phi) \cdot E_{13} + \sin^2(\phi) \cdot E_{23} \quad (5.16)$$

$$\bar{E}_{55} = \sin^2(\phi) \cdot E_{44} + \cos^2(\phi) \cdot E_{55} \quad (5.17)$$

Für die Diffusfeldanregung einer Sandwichplatte mit orthotropem Kern muss der Transmissionskoeffizient über die Winkel  $\theta$  und  $\phi$  integriert werden [57, 89]. Die-ses Vorgehen wird auch für die theoretischen Transmissionskoeffizienten  $\tau_a$  und  $\tau_s$  angewendet.

$$\bar{\tau} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{\text{lim}}} \tau(\theta, \phi) \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) d\theta d\phi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{\text{lim}}} \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) d\theta d\phi} \quad (5.18)$$

Die ebenen Wellen fallen unter dem Einfallswinkel  $\theta$  im Bereich von 0° bis 90° ein. In experimentellen Messungen treten die Einfallswinkel zwischen 78° und 90° nach Fahy kaum auf [25]. Fließen diese Winkel in die Schalldämmmaßberechnung ein, so wird das analytisch ermittelte Schalldämmmaß überschätzt. Daher wird auf Basis der empirischen Daten von Fahy der Grenzeinfallswinkel  $\theta_{\text{lim}}$  mit 78° ange-nommen. Das Schalldämmmaß ist die logarithmische Darstellung des gemittelten Transmissionskoeffizienten [57, 59].

$$\text{TL} = -10 \cdot \log_{10}(\bar{\tau}) \quad (5.19)$$

## 5.2 Mathematischer Ansatz zur Berechnung der mechanischen Kenngrößen des Wabenkerns

Die Einträge des Elastizitätstensors in Gleichung (5.1) müssen für den Wabenkern bestimmt werden. Da Wabenkerne diskontinuierlich sind und die Einträge des Elastizitätstensors somit ortsabhängig wären, muss eine Methode genutzt werden, die es erlaubt, aus der Geometrie der Wabenkerne ein äquivalentes orthotropes Modell zu erstellen. Dieses Modell muss, unabhängig von der Position im Wabenkern, den Eintrag für den Elastizitätstensor widerspiegeln. Dazu bieten Gibson und Ashby eine Methode an, die auf Basis der Abmessungen und der Materialeigenschaften die Einträge einer orthotropen Nachgiebigkeitsmatrix bestimmen kann [28]. Zunächst werden die Raumrichtungen für den Wabenkern in Abbildung 5.2 in Analogie zu Gibson und Ashby festgelegt.

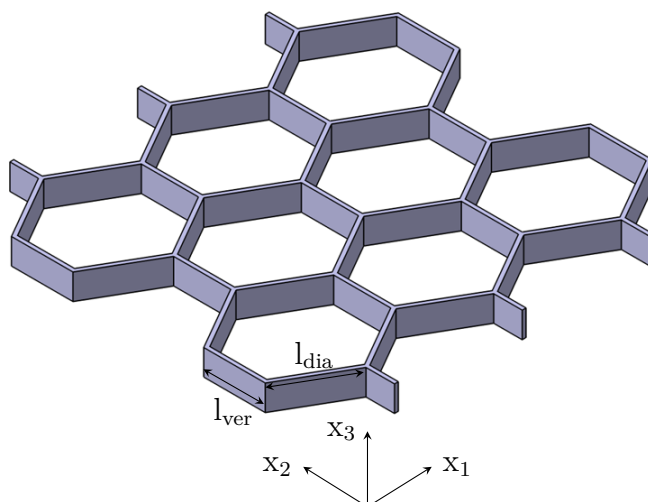


Abb. 5.2: Definition der Raumrichtungen für einen Wabenkern nach Gibson und Ashby [28]

Die Moduln und die Querkontraktionszahl für die Raumrichtungen eines orthotropen Materials werden von Gibson und Ashby als Nachgiebigkeitsmatrix angegeben [28].

$$[\mathbf{E}]^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & -\frac{\nu_{21}}{E_{22}} & -\frac{\nu_{31}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & -\frac{\nu_{32}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_{11}} & -\frac{\nu_{23}}{E_{22}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{E_{44}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{E_{55}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{E_{66}} \end{bmatrix} \quad (5.20)$$



Die Invertierung dieser Nachgiebigkeitsmatrix ergibt den Elastizitätstensor, der analog in Gleichung (5.1) verwendet wird. Insgesamt müssen die drei Elastizitätsmoduln, die drei Querkontraktionszahlen und die drei Schubmoduln des Kerns bestimmt werden. Die Bestimmung der Parameter erfolgt durch eine geometrische Betrachtung, wobei die Wabenwände als Balken angenommen werden. Durch eine äußere Spannung erfolgt an den Balken eine Verschiebung, die sich in Abhängigkeit von der Geometrie und der Materialeigenschaft beschreiben lässt. Die genaue Herleitung der Gleichungen wird ausführlich von Gibson und Ashby beschrieben und wird daher an dieser Stelle nicht wiedergegeben [28]. Zunächst werden die Elastizitätsmoduln für die drei Raumrichtungen angegeben.

$$E_{11} = E_c \cdot \left( \frac{d}{l_{\text{dia}}} \right)^3 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right) \cdot \sin^2(\alpha)} \quad (5.21)$$

$$E_{22} = E_c \cdot \left( \frac{d}{l_{\text{dia}}} \right)^3 \cdot \frac{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right)}{\cos^3(\alpha)} \quad (5.22)$$

$$E_{33} = E_c \cdot \frac{d}{l_{\text{dia}}} \cdot \frac{\frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + 2}{2 \cdot \left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right) \cdot \cos(\alpha)} \quad (5.23)$$

Dabei ist  $E_c$  der Elastizitätsmodul des Kernmaterials,  $\alpha$  der Wabenwinkel,  $l_{\text{dia}}$  die diagonale Wandlänge und  $l_{\text{ver}}$  die vertikale Wandlänge. Als Nächstes werden die Querkontraktionszahlen für den orthotropen Wabenkern in Abhängigkeit von der Geometrie berechnet. Dabei werden die Querkontraktionszahlen  $\nu_{31}$  und  $\nu_{32}$  gleich der Querkontraktionszahl des Materials  $\nu_c$  gesetzt, was eine Vereinfachung ist [28]. Die Querkontraktionszahl  $\nu_{12}$  wird in Abhängigkeit von den Wandlängen  $l_{\text{dia}}$  und  $l_{\text{ver}}$  sowie dem Wabenwinkel  $\alpha$  berechnet. Die Querkontraktionszahlen  $\nu_{13}$  und  $\nu_{23}$  lassen sich über das Verhältnis der Elastizitätsmoduln  $E_{11}$ ,  $E_{22}$  und  $E_{33}$  bestimmen [28].

$$\nu_{12} = \frac{\cos^2(\alpha)}{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right) \cdot \sin(\alpha)} = \frac{1}{\nu_{21}} \quad (5.24)$$

$$\nu_{31} = \nu_{32} = \nu_c \quad (5.25)$$

$$\nu_{13} = \frac{E_{11}}{E_{33}} \cdot \nu_c \quad (5.26)$$

$$\nu_{23} = \frac{E_{22}}{E_{33}} \cdot \nu_c \quad (5.27)$$

Im nächsten Schritt lässt sich der Schubmodul  $E_{66}$  in Abhängigkeit von den geometrischen Abmessungen sowie dem Elastizitätsmodul des Materials bestimmen. Dieser Modul wird von Gibson und Ashby direkt bestimmt [28].

$$E_{66} = E_c \cdot \left( \frac{d}{l_{\text{dia}}} \right)^3 \cdot \frac{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right)}{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} \right)^2 \cdot \left( 1 + 2 \cdot \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} \right) \cdot \cos(\alpha)} \quad (5.28)$$

In der Literatur wird bei der Berechnung der Schubmoduln  $E_{55}$  und  $E_{44}$  darauf hingewiesen, dass jede Fläche der Zelle eine unregelmäßige Deformation in Abhängigkeit von den Nachbarzellen erfährt. Eine weitere Aussage ist, dass ein ebener Wabenkern bei dieser Art von Verformung nicht eben bleibt [28]. Somit können diese beiden Moduln nicht direkt über eine geometrische Betrachtung bestimmt werden. Stattdessen verwenden Gibson und Ashby zwei Variationsprinzipien zur Bestimmung einer Ober- und einer Untergrenze. So wird das Prinzip der minimalen potenziellen Energie als Obergrenze und das vom Minimum der Ergänzungsenergie als Untergrenze genutzt. Im Fall der minimalen potenziellen Energie nimmt der Wabenkern eine Verformung an, die die potenzielle Energie minimiert und die Randbedingungen erfüllt. Demgegenüber nimmt bei dem Prinzip vom Minimum der Ergänzungsenergie der Wabenkern den Spannungszustand an, der die Randbedingungen erfüllt und die Ergänzungsenergie minimiert [5]. Fallen bei beiden Prinzipien die Lösungen zusammen, so existiert eine exakte Lösung. Dies ist bei dem Schubmodul  $E_{55}$  der Fall.

$$E_{55} = \frac{d}{l_{\text{dia}}} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\left( \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right)} \quad (5.29)$$

Für den Schubmodul  $E_{44}$  sind die Ober- und die Untergrenze unterschiedlich. Wie Grediac zeigt, können die Grenzen für  $E_{44}$  in Abhängigkeit von der Wabenkernhöhe  $H_c$  beschrieben und beide Grenzen zu einem Gesamtmodul zusammengeführt werden [29].

$$E_{44 \text{ upper}} = G_c \cdot \frac{d}{2 \cdot l_{\text{ver}}} \cdot \frac{\frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + 2 \cdot \sin^2(\alpha)}{\left(\frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha)\right) \cdot \cos(\alpha)} \quad (5.30)$$

$$E_{44 \text{ lower}} = G_c \cdot \frac{d}{l_{\text{dia}}} \cdot \frac{\frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha)}{\left(1 + 2 \cdot \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}}\right) \cdot \cos(\alpha)} \quad (5.31)$$

$$E_{44} = E_{44 \text{ lower}} + \frac{0.787 \cdot H_c}{l_{\text{dia}}} \cdot (E_{44 \text{ upper}} - E_{44 \text{ lower}}) \quad (5.32)$$

Der Schubmodul  $G_c$  des Kernmaterials wird aus dem Elastizitätsmodul und aus der Querkontraktionszahl bestimmt. Dabei wird der Zusammenhang zwischen Schub- und Elastizitätsmodul als linear angenommen [14]

$$G_c = \frac{E_c}{2 \cdot (1 + \nu_c)} \quad (5.33)$$

Bei der Berechnung der Nachgiebigkeitsmatrix nach Gleichung (5.20) und unter Einbeziehung der Gleichungen (5.21) bis (5.32) zeigt sich, dass die Nachgiebigkeitsmatrix nie positiv definit ist, was eine wesentliche Bedingung für eine physikalisch sinnvolle Betrachtung ist [82]. Wenn die Nachgiebigkeitsmatrix nicht positiv definit ist, kann durch Transformation der Koordinatenachsen eine Diagonalmatrix mit den Eigenwerten gefunden werden, wobei nicht alle Eigenwerte größer null sind. Greift nun eine Kraft in der Richtung der transformierten Koordinatenachse an und der Eigenwert ist nicht größer null, so entsteht eine Verschiebung, die entweder null ist oder entgegengesetzt zur Krafrichtung wirkt. Dabei ist die Verschiebung unabhängig von Kräften in allen anderen Raumrichtungen und es existieren keine Kopplungen im transformierten System. Daher müssen die Eigenwerte der Nachgiebigkeitsmatrix alle größer null sein, damit die Betrachtungen physikalisch sinnvoll sind. Neben den Eigenwerten kann auch die Determinante der Matrix (5.20) bzw. die Determinante der Hauptminoren zur Berechnung der Definitheit genutzt werden, die ebenfalls größer null sein müssen [82]. Ein Teil der Determinanten ist eine Differenz, bei der das Produkt der Querkontraktionszahlen von eins subtrahiert wird. In der Literatur wird diese Differenz bei der Berechnung der Determinante der kompletten Nachgiebigkeitsmatrix als Kriterium für die positive Definitheit der Nachgiebigkeitsmatrix herangezogen [82].

$$\Delta = 1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21} - \nu_{23} \cdot \nu_{32} - \nu_{13} \cdot \nu_{31} - 2 \cdot \nu_{13} \cdot \nu_{21} \cdot \nu_{32} > 0 \quad (5.34)$$

Aufgrund der nach Gleichung (5.24) indirekten Proportionalität von  $\nu_{12}$  und  $\nu_{21}$  ergibt sich immer ein Subtrahend, der eins ist. Somit kann die Gleichung (5.34) niemals größer null werden. Das grundlegende Problem bei Gibson und Ashby liegt hierbei in der Verformung der Wabenkerne in der  $x_1/x_2$ -Ebene. Die Wände der Wabenkerne wurden als Balken betrachtet, die ausschließlich unter Biegebelastung stehen. Dies führt bei den Wabenkernen zu einem Idealfall, bei dem z. B. die Belastung in  $x_1$ -Richtung zu einer maximalen Querkontraktion  $\nu_{12}$  führt. Für Wabenkerne mit gleichen Kantenlängen  $l_{\text{dia}}$  und  $l_{\text{ver}}$  und einem Wabenwinkel von  $\alpha$  gleich  $30^\circ$  ergeben sich ideale Querkontraktionszahlen in der  $x_1/x_2$ -Ebene von eins [28]. Aufgrund der ausschließlichen Biegung der Wabenkernwände erfolgt keine Querkontraktion in Dickenrichtung  $x_3$ . Weiterhin bedeutet die Querkontraktionszahl von eins, dass bei einer Verformung in  $x_1$ -Richtung die Deformation vollständig in die  $x_2$ -Richtung übertragen wird. Erst bei Betrachtung der Kompression und der Scherung der Wabenkernwände ist dieser Idealfall nicht mehr vorhanden und die Nachgiebigkeitsmatrix wird positiv definit. Bei Masters und Evans wird für den ebenen Fall von Wabenkernen eine Anpassung der Moduln  $E_{11}$ ,  $E_{22}$  und  $E_{66}$  sowie der Querkontraktionszahlen  $\nu_{12}$  und  $\nu_{21}$  unter Berücksichtigung von Schub und Kompression der Wabenkernwände angegeben [53].

$$E_{11} = \frac{1}{\left[ \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right] \cdot \left[ \frac{\sin^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^3}{\cos(\alpha) \cdot E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot \sin^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^2}{\cos(\alpha) \cdot E_c \cdot d^2} + \frac{\cos(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]} \quad (5.35)$$

$$E_{22} = \frac{\left[ \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right]}{\cos(\alpha) \cdot \left[ \frac{\cos^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^3}{E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot \cos^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^2}{E_c \cdot d^2} + \frac{\left( 2 \cdot \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin^2(\alpha) \right) \cdot l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]} \quad (5.36)$$

$$\nu_{12} = \frac{\sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \left[ \frac{l_{\text{dia}}^3}{E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot l_{\text{dia}}^2}{E_c \cdot d^2} - \frac{l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]}{\left[ \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right] \cdot \left[ \frac{\sin^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^3}{\cos(\alpha) \cdot E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot \sin^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^2}{\cos(\alpha) \cdot E_c \cdot d^2} + \frac{\cos(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]} \quad (5.37)$$

$$\nu_{21} = \frac{\left[ \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin(\alpha) \right] \cdot \sin(\alpha) \cdot \left[ \frac{l_{\text{dia}}^3}{E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot l_{\text{dia}}^2}{E_c \cdot d^2} - \frac{l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]}{\left[ \frac{\cos^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^3}{E_c \cdot d^3} + \frac{6 \cdot \cos^2(\alpha) \cdot l_{\text{dia}}^2}{E_c \cdot d^2} + \frac{\left( 2 \cdot \frac{l_{\text{ver}}}{l_{\text{dia}}} + \sin^2(\alpha) \right) \cdot l_{\text{dia}}}{E_c \cdot d} \right]} \quad (5.38)$$

$$E_{66}^{-1} = \left[ \frac{l_{\text{ver}}^2 \cdot l_{\text{dia}} \cdot \cos(\alpha) \cdot (l_{\text{dia}} + 2 \cdot l_{\text{ver}})}{E_c \cdot d^3 \cdot (l_{\text{ver}} + l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha))} \right] + \frac{18 \cdot l_{\text{dia}} \cdot l_{\text{ver}}^2 \cdot \cos(\alpha)}{E_c \cdot d^2 \cdot [l_{\text{ver}} + l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha)]} \\ + \frac{l_{\text{dia}} \cdot [l_{\text{dia}} + \sin(\alpha) \cdot l_{\text{ver}}]}{E_c \cdot d} \cdot \left[ \frac{\cos(\alpha)}{l_{\text{ver}} + l_{\text{dia}} \cdot \sin(\alpha)} + \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} \right] \quad (5.39)$$

Durch die Erweiterung von Modulnberechnung und Querkontraktionszahlen wird die Berechnung des Elastizitätstensors möglich. Dieser kann im Folgenden für die Berechnung des Schalldämmmaßes benutzt werden. Erst durch diese Beschreibung des Wabenkerns ist die Analyse der Koinzidenzen in Abhängigkeit von der Wabenkerngeometrie durchführbar.

### 5.3 Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß der Sandwichplatten

Zur Bestimmung des Schalldämmmaßes werden die Materialdaten benötigt. Tabelle 5.1 fasst die Daten zusammen. Der Elastizitätsmodul und die Dichte stammen aus den Datenblättern der Materialien [56, 70]. Daten zu den Querkontraktionszahlen sind in den Datenblättern nicht aufgeführt. Für die Querkontraktionszahl der Decklagen kann Schürmann herangezogen werden, um auf dieser Grundlage den Wert abzuschätzen [76]. Bezüglich des Wabenkerns kann für die Querkontraktionszahl zunächst nur ein Bereich von 0,2 bis 0,5 aus der Literatur vorgegeben werden, weil es sich bei dem Material um eine Kunststoffmischung handelt [51, 69]. Daher basiert der Wert für die Querkontraktionszahl des Kerns auf der Anpassung des numerischen Modells in Abgleich mit experimentellen Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit. Die Kerndicke  $H_c$  beträgt in der Berechnung 20 mm und die Decklagen sind 1 mm dick.

Die Berechnungsmethodik ermittelt das theoretische Schalldämmmaß einer unendlich ausgedehnten Sandwichplatte mit isotropen Decklagen und orthotropem Kern im Frequenzbereich der Koinzidenz. Durch die unendliche Ausdehnung treten keine Resonanzeffekte auf. Zunächst erfolgt eine exemplarische Auswertung für eine Sandwichplatte mit dem frei gewählten Kern 16x8x30–80. Abbildung 5.3 zeigt das

Tab. 5.1: Materialdaten der Decklagen und des Kerns der Sandwichplatten [56, 70, 76]

Material	$\rho$ in kg/m <sup>3</sup>	E in N/mm <sup>2</sup>	$\nu^*$ in -
SL Tool® New White	1230	1800	0,4
EP GC 202	1850	24000	0,26

theoretisch berechnete Schalldämmmaß im Frequenzbereich von 100 Hz bis 40 kHz. Der Frequenzbereich ist so gewählt, dass alle auftretenden Minima im Schalldämmmaßverlauf sichtbar werden. Zur Identifikation des Minimums auf Basis einer antisymmetrischen Bewegung der Sandwichplatte bzw. auf Basis einer symmetrischen Bewegung der Sandwichplatte sind in den Abbildungen 5.4 und 5.5 die theoretischen Schalldämmmaßverläufe für die Transmissionskoeffizienten  $\tau_a$  und  $\tau_s$  dargestellt. In den Schalldämmmaßverläufen wurde entweder die symmetrische oder die antisymmetrische Impedanz zu null gesetzt. Daher sind die Kurvenverläufe in den Abbildungen 5.4 und 5.5 ausschließlich zur Identifikation zu nutzen.

Der Schalldämmmaßverlauf in Abbildung 5.3 weist zwei lokale Minima bei 11,5 kHz und bei 24 kHz auf. Der Verlauf der Abbildungen 5.4 und 5.5 erscheint zunächst nicht nachvollziehbar, weil die Schalldämmmaßskala negativ ist und im Fall einer Koinzidenz ein Minimum zu erwarten wäre. Diese rein theoretische Berechnung beachtet keine physikalischen Aspekte, sondern soll nur mathematische Besonderheiten nutzen, um die antisymmetrische Koinzidenz von der symmetrischen zu trennen. Daher werden die Maxima bei 11,4 kHz und bei 13 kHz in Abbildung 5.4 für den symmetrischen Fall und das Maximum von 13 kHz in Abbildung 5.5 für den antisymmetrischen Fall genutzt. Keine der genannten Frequenzen erklärt das lokale Minimum bei 24 kHz in Abbildung 5.3. Es ist nicht eindeutig zu klären, ob durch die Berechnungsmethodik ein Minimum bei 24 kHz oder eine Überhöhung bei 20 kHz entsteht. Da die Berechnungsmethodik auf die Abbildung der Koinzidenzen ausgelegt ist, können andere Effekte, die den Koinzidenzen nicht zugeordnet werden können, einen rein mathematischen Hintergrund besitzen.

Für das gewählte Sandwich liegen sowohl die symmetrische als auch die antisymmetrische Koinzidenz bei einer ähnlichen Frequenz. Zur besseren Trennung der Koinzidenzen wird ein generisches Sandwich benötigt. Dazu soll die antisymmetrische Koinzidenz in einen tieferen Frequenzbereich und die symmetrische Koinzidenz in einen höheren Frequenzbereich verschoben werden. Für diesen generischen Fall werden Parameter geändert, die im späteren Verlauf sowohl im Experiment als auch in der Simulation als konstant angesehen werden. Dieses Vorgehen soll lediglich dem Verständnis der beiden Koinzidenzen dienen. Die symmetrische Koinzidenz kann in einen höheren Frequenzbereich verschoben werden, wenn der Abstand zwischen den Decklagen abnimmt, weil die symmetrische Bewegung der Decklagen in Verbindung

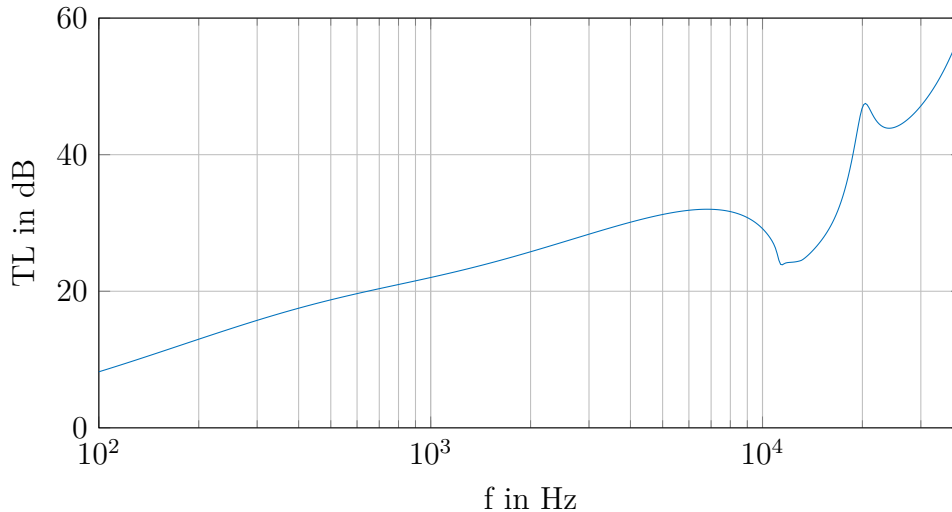


Abb. 5.3: Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30-80

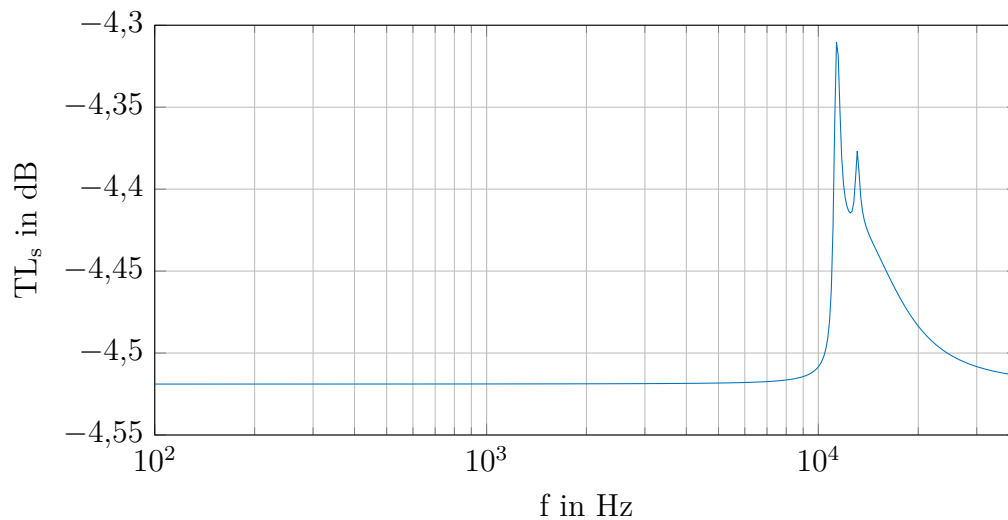


Abb. 5.4: Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30-80 unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz

mit dem Kern einer Doppelwandresonanz ähnelt. Daher wird für den generischen Wabenkern die Dicke von 20 mm auf 7 mm reduziert. Zur Verschiebung der antisymmetrischen Koinzidenz wird der Elastizitätsmodul der Decklagen von 24 GPa auf 210 GPa erhöht, um die Steifigkeit der Sandwichstruktur zu erhöhen. Diese Modul-erhöhung hat laut Möser eine Absenkung der Koinzidenz zur Folge [59]. Die Dichten wurden für diesen generischen Fall nicht verändert, weshalb eine Verbindung zu realen Materialien nicht hergestellt werden sollte. Da für diesen Fall die Geometrie des Kerns nicht verändert werden muss, bleibt die Nomenklatur des generischen Wabenkerns erhalten. Die Abbildungen 5.6, 5.7 und 5.8 zeigen die Schalldämmmaßkurven sowie die beiden theoretischen Schalldämmmaßverläufe der generischen Sandwichplatte.

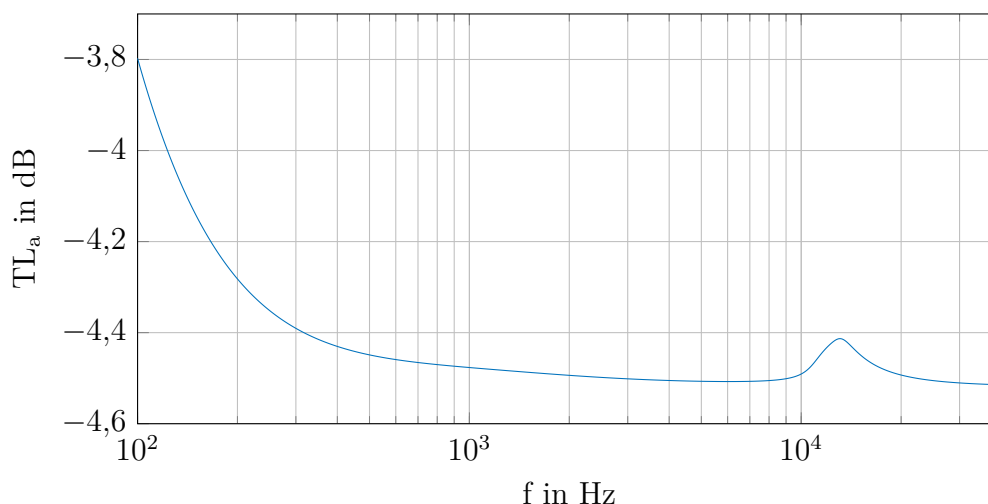


Abb. 5.5: Analytische Schalldämmmaßkurve der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz

Das Schalldämmmaß in Abbildung 5.6 besitzt zwei lokale Minima bei 5,7 kHz und bei 23 kHz. In den Abbildungen 5.7 und 5.8 liegt bei genau diesen Frequenzen je ein lokales Maximum. Damit liegt die antisymmetrische Koinzidenz bei 5,7 kHz und die symmetrische Koinzidenz bei 23 kHz. Durch die Veränderung der Kernhöhe und des Elastizitätsmoduls der Decklagen entsteht im theoretischen Schalldämmmaßverlauf unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz nur noch ein lokales Maximum in Abbildung 5.8. Es ist anzunehmen, dass die zwei lokalen Maxima in Abbildung 5.4 eine mathematische Ursache haben. Jedoch kann die genaue Ursache für zwei Maxima nicht vollständig geklärt werden.

Eine weitere Möglichkeit, um auf die symmetrische Koinzidenz zu schließen, ist die Doppelwandresonanz. Moore gibt in seinem Artikel an, dass diese Koinzidenz im Bereich Doppelwandresonanz auftritt [58]. In der Literatur besteht die Doppelschale aus zwei Platten, die sich in einem konstanten Abstand zueinander befinden und zwischen denen Luft als Federelement ist [59]. Im Fall eines Sandwichs ist die Feder der Wabenkern. Die Platten entsprechen den Massen, die an jeder Seite der Feder anliegen. Bei den Gleichungen für die Doppelwandresonanz wird eine isotrope Verteilung der Luft zwischen den Schalen angenommen, was bei einem Wabenkern nicht der Fall ist. Somit ergibt die Gleichung für die Doppelschalenresonanz nur eine approximierte Frequenz für die symmetrische Koinzidenz. Dieser Wert dient als Richtwert, in welchem Frequenzbereich die symmetrische Koinzidenz zu erwarten ist. Die Doppelwandresonanz lässt sich wie folgt berechnen [25].

$$\omega = \sqrt{\frac{\rho_c \cdot c_c^2}{H_c} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}} \quad (5.40)$$



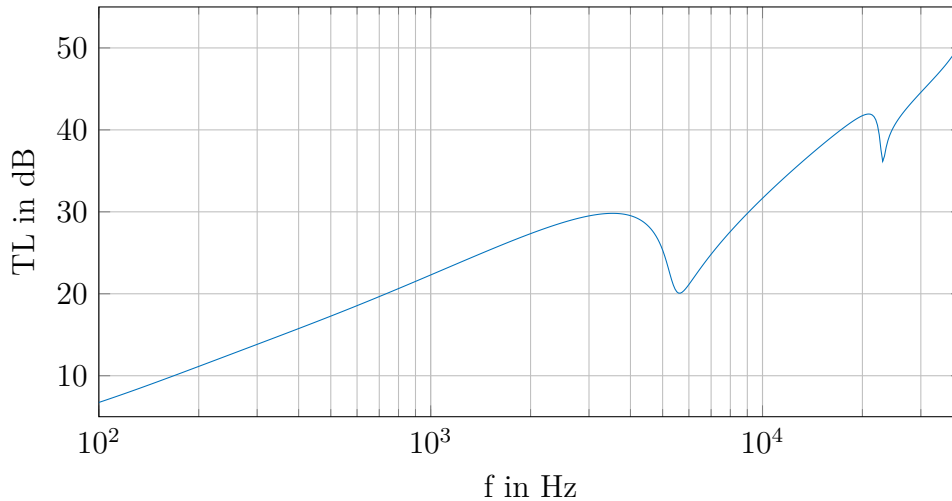


Abb. 5.6: Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80

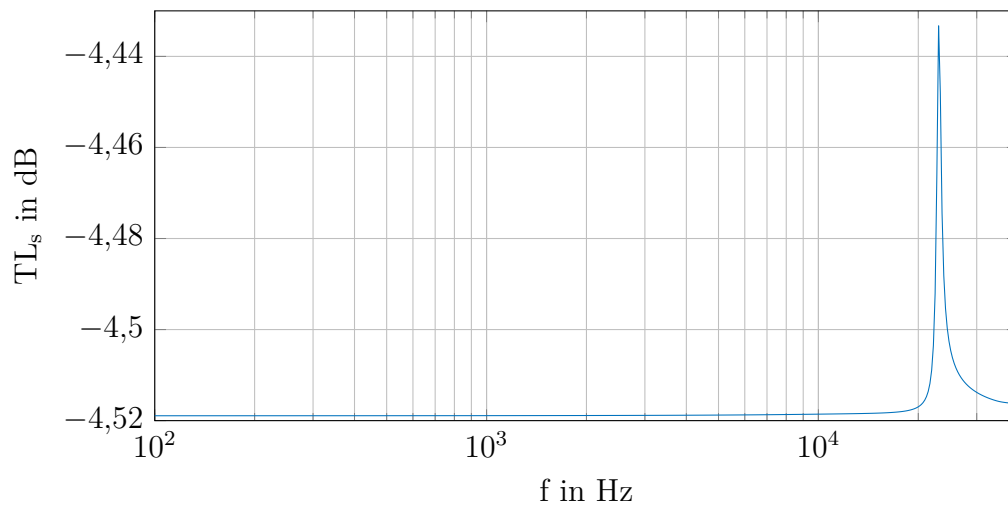


Abb. 5.7: Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz

Die Massen  $m_1$  und  $m_2$  entsprechen den flächenbezogenen Massen für die Deckschichten und können durch die Dichte  $\rho_{fs}$  und die Dicke  $d_{fs}$  der Deckschichten beschrieben werden. Die Deckschichten sind gleich und somit auch die flächenbezogenen Massen  $m_1$  und  $m_2$ .

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_c \cdot c_c^2}{H_c \cdot \rho_{fs} \cdot d_{fs}}} \quad (5.41)$$

In den Wabenkernwänden wird eine longitudinale Wellenausbreitung mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit  $c_c$  angenommen. Die Geschwindigkeit wird durch den Elastizitätsmodul  $E_{33}$  und die Kerndichte  $\rho_c$  beschrieben. Eine Annahme für die Berech-

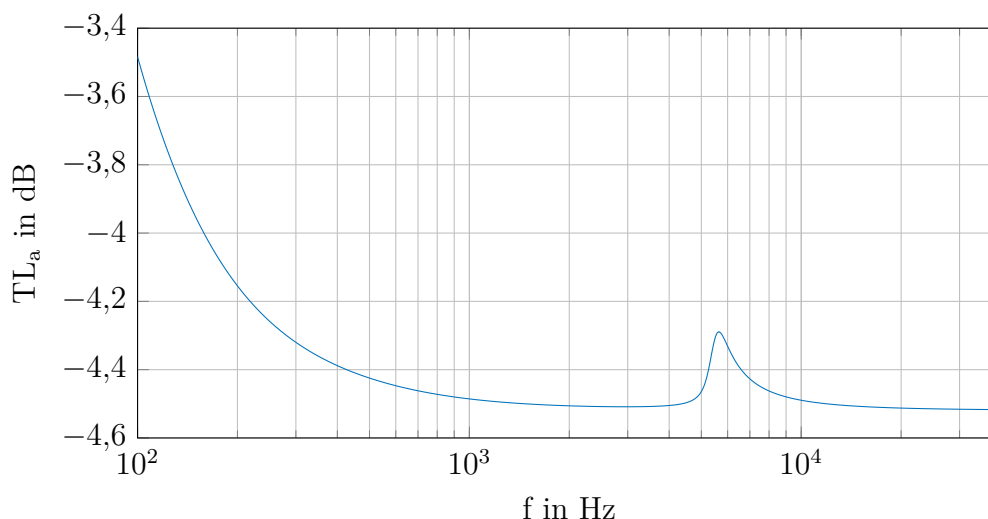


Abb. 5.8: Analytische Schalldämmmaßkurve der generischen Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz

nung der Ausbreitungsgeschwindigkeit ist, dass die Querkontraktionszahl vernachlässigbar ist. Gemäß der Berechnung der Querkontraktionszahlen  $\nu_{13}$  und  $\nu_{23}$  nach den Gleichungen (5.26) und (5.27) liegen die Werte für die aufgelisteten Wabenkerne aus Tabelle 4.1 unter 0,01.

$$c_c^2 = \frac{E_{33}}{\rho_c} \quad (5.42)$$

Im Fall des generischen Sandwichs mit dem Schalldämmmaßverlauf aus Abbildung 5.6 ergibt sich eine Doppelwandresonanz von 23,8 kHz. Im Vergleich dazu liegt die ermittelte symmetrische Koinzidenz bei 23 kHz. Für die weiteren Betrachtungen werden die Dicke von 7 mm auf die ursprünglichen 20 mm erhöht und der Elastizitätsmodul der Decklagen von 210 GPa auf 24 GPa reduziert. Diese Werte bleiben im Rahmen aller weiteren Betrachtungen konstant. Für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30–80 und dem Schalldämmmaßverlauf aus Abbildung 5.3 ergibt sich dann eine Doppelwandresonanz von 14,1 kHz, während die symmetrische Koinzidenz im Bereich von 11,4 kHz und 13 kHz liegt. Die Approximation der symmetrischen Koinzidenz mithilfe der Doppelwandresonanz kann als grobe Abschätzung genutzt werden, ohne das Schalldämmmaß mit der Berechnungsmethodik zu bestimmen.

Tabelle 5.2 listet die Abmessungen und Moduln des Wabenkerns 16x8x30–80 auf. In Moore wird darauf hingewiesen, dass die Nebendiagonalelemente  $E_{13}$ ,  $E_{23}$  und  $E_{12}$  nur einen geringen Einfluss auf die Abschätzung des Schalldämmmaßes haben [58]. Daher werden diese Werte bei den folgenden Vergleichen nicht aufgelistet. Außerdem wird der Schubmodul  $E_{66}$  in der Berechnungsmethodik nicht weiter verwendet,

weil dieses in der Plattenebene  $x_1/x_2$  wirkt und eine unendlich ausgedehnte Sandwichplatte angenommen wird. Daher wird auch dieser Modul nicht in den weiteren Betrachtungen aufgeführt.

Tab. 5.2: Berechnete Abmessungen und Moduln des Wabenkerns 16x8x30–80

	16x8x30–80
$l_{\text{dia}}$ in mm	28,81
$l_{\text{ver}}$ in mm	23,09
$d$ in mm	1,52
$E_{11}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	40,42
$E_{22}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	30,46
$E_{33}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	140,60
$E_{12}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	34,86
$E_{13}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	30,11
$E_{23}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	26,13
$E_{44}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	19,60
$E_{55}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	22,58
$E_{66}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	0,174

### 5.3.1 Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlverhältnis auf das Schalldämmmaß

Im ersten Vergleich wird die Größenvariation der Wabenkerne im Sandwich untersucht. Dabei wird die Anzahl der Wabenzellen verändert, während das Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung konstant ist. Für diesen Vergleich werden die Geometrien 6x3x30–80, 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 16x8x30–80 ausgewählt. Abbildung 5.9 zeigt das analytische Schalldämmmaß aller vier Sandwichplatten. Die Schalldämmmaßkurven weichen um weniger als 0,5 dB voneinander ab. Dieser nahezu identische Verlauf ist auf die Moduln zurückzuführen, die in Tabelle 5.3 aufgelistet sind. Durch die Variation der Wabenanzahl mit einem konstanten Verhältnis der Anzahl in horizontaler und vertikaler Richtung ändern sich die Moduln um weniger als 2 %. Dadurch beeinflusst die Art der Variation den theoretisch berechneten Schalldämmmaßverlauf im Bereich der Koinzidenz nicht.

In den Abbildungen 5.10 und 5.11 sind die theoretischen Schalldämmmaßverläufe unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz bzw. der symmetrischen Impedanz dargestellt. Die lokalen Maxima liegen bei 11,4 kHz und 13 kHz für den symmetrischen Fall sowie bei 13 kHz für den antisymmetrischen Fall. Somit liegen die antisymmetrische und die symmetrische Koinzidenz im selben Frequenzbereich und überlagern sich im Schalldämmmaßverlauf. Die Abschätzung der symmetrischen Koinzidenz mithilfe der Doppelwandresonanz ergibt Werte zwischen 13,98 kHz für den Wabenkern 6x3x30–80 und 14,07 kHz für den Wabenkern 16x8x30–80.

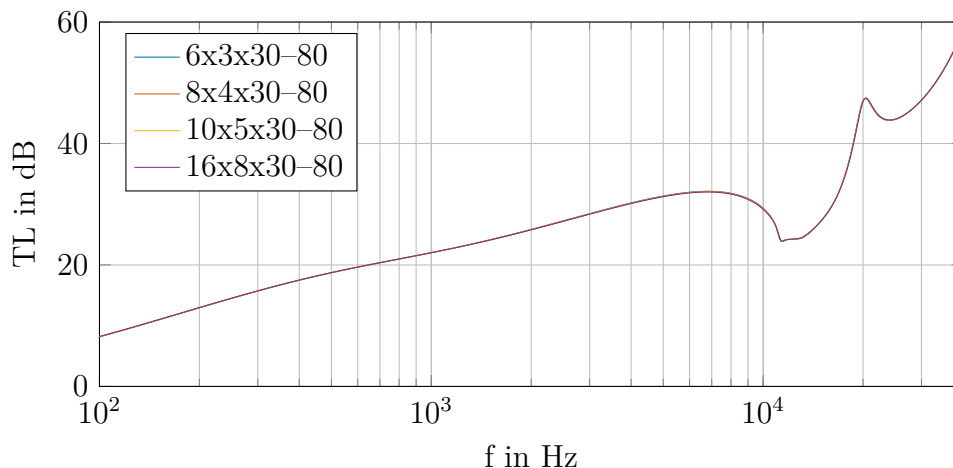


Abb. 5.9: Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung

Tab. 5.3: Berechnete Abmessungen und Moduln für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Waben in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung

	6x3x30-80	8x4x30-80	10x5x30-80	16x8x30-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	76,60	57,51	46,05	28,81
$l_{\text{ver}}$ in mm	61,70	46,24	36,98	23,09
$d$ in mm	4,00	3,02	2,42	1,52
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	39,79	40,04	40,19	40,42
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	30,17	30,29	30,36	30,46
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	138,80	139,52	139,95	140,60
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	19,38	19,46	19,52	19,60
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	22,26	22,39	22,47	22,58

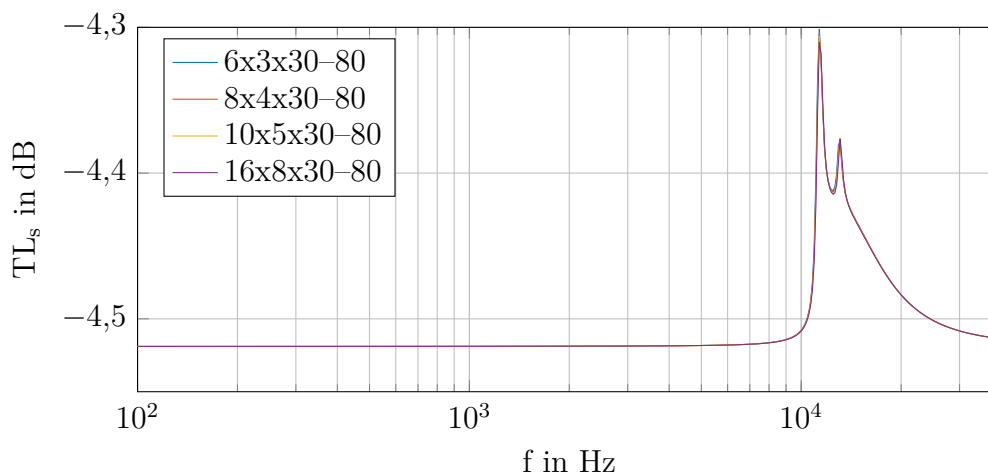


Abb. 5.10: Analytische Schalldämmmaßkurven für großvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz

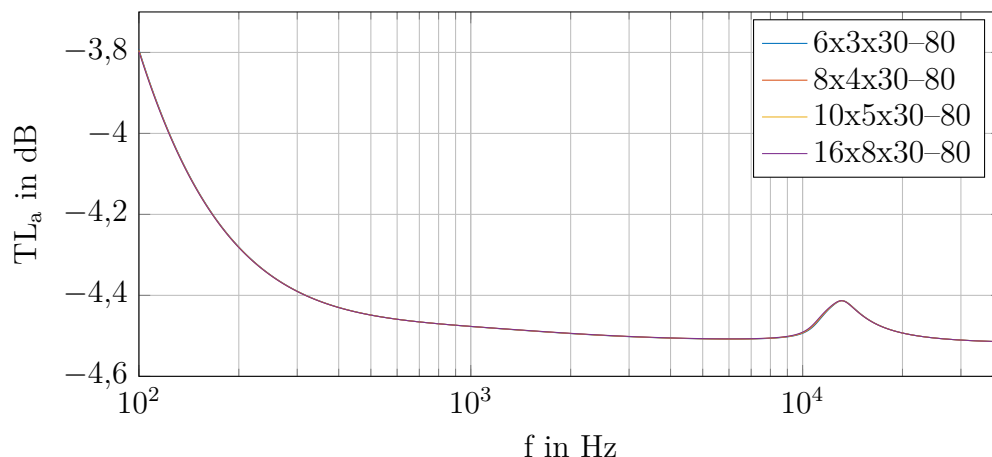


Abb. 5.11: Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz

Diese Variation der Wabenanzahl kann somit nicht genutzt werden, um das Schalldämmmaß im Bereich der Koinzidenz zu beeinflussen. Daher müssen die Koinzidenzen der Sandwichplatte mithilfe einer anderen Variation verändert werden.

### 5.3.2 Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlverhältnis auf das Schalldämmmaß

Da sich das Schalldämmmaß nicht verändert, wenn die Wabenanzahl variiert, aber das Verhältnis der Wabenanzahl konstant ist, wird im nächsten Vergleich das Wabenanzahlverhältnis variiert. Die Verhältnisse zwischen der Wabenanzahl werden mit den Werten 1, 2, 4 und 8 beliebig gewählt. Als Festlegung dient die ebenfalls frei gewählte Wabenanzahl von 16 in horizontaler Richtung. Somit eignen sich für den Vergleich die Sandwichplatten mit den Wabenkernen 16x16x30-80, 16x8x30-80, 16x4x30-80 und 16x2x30-80. In Abbildung 5.12 sind die Geometrien der Wabenkerne für einen Ausschnitt von 800 mm x 600 mm dargestellt, wobei der Wabenkern in der Berechnung unendlich ausgedehnt ist. Damit soll nur die Geometrie der einzelnen Zellen bzw. deren Größenverhältnis zueinander dargestellt werden.

Das Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit diesen Wabenkernen ist in Abbildung 5.13 dargestellt. In Tabelle 5.4 sind die entsprechenden Abmessungen und Moduln aufgelistet. Bei den Kurven verlaufen zunächst bis 700 Hz nahezu identisch. Im Frequenzbereich zwischen 700 Hz und 10 kHz weist der Verlauf des Kerns 16x8x30-80 die höchsten Schalldämmmaßwerte auf, gefolgt von den Kernen 16x4x30-80 und 16x16x30-80. Die niedrigsten Schalldämmmaßwerte im Frequenzbereich von 700 Hz bis 10 kHz hat der Verlauf mit dem Wabenkern 16x2x30-80. Bei diesem bildet sich bei etwa 2,1 kHz ein Schalldämmmaßminimum aus.

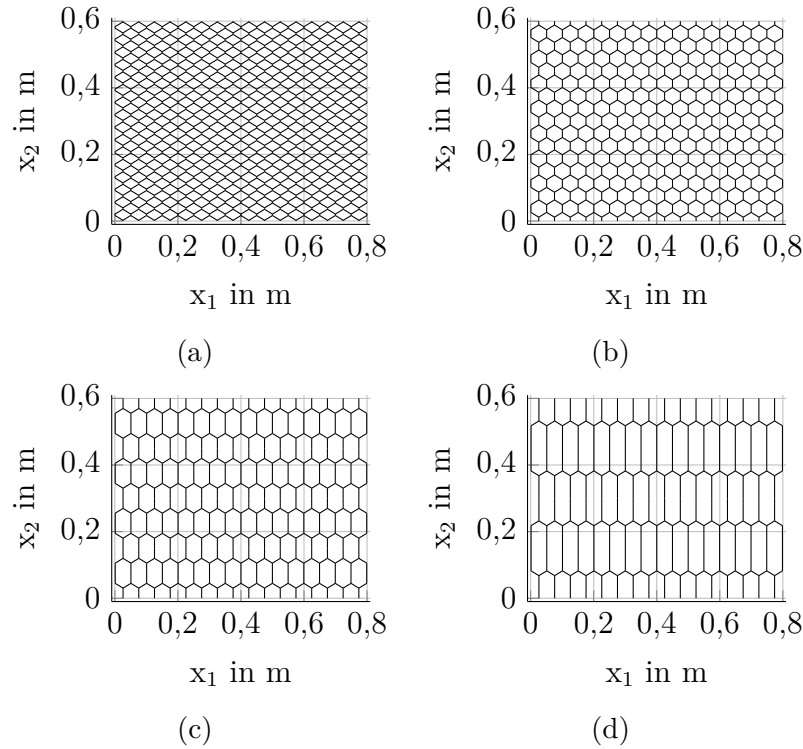


Abb. 5.12: Geometrie der Wabenkerne (a) 16x16x30–80, (b) 16x8x30–80, (c) 16x4x30–80 und (d) 16x2x30–80

Bei den Moduln fällt auf, dass der Unterschied zwischen den Moduln  $E_{11}$  und  $E_{22}$  sowie  $E_{44}$  und  $E_{55}$  umso größer ist, je tiefer die Schalldämmmaßkurve in diesem Frequenzbereich liegt. Dabei ist es unerheblich, ob z. B.  $E_{11}$  oder  $E_{22}$  den höheren Elastizitätsmodul besitzt. Der Wabenkern 16x16x30–80 hat einen höheren Modul bei  $E_{11}$ , während der Wabenkern 16x4x30–80 den höheren Modul bei  $E_{22}$  aufweist. Dies ist auf das Integral im Transmissionskoeffizienten in Gleichung (5.9) und auf die Mittlungen der Moduln  $\bar{E}_{11}$  in Gleichung (5.15) sowie  $\bar{E}_{55}$  in Gleichung (5.17) über den azimutalen Winkel zurückzuführen. Da der azimutale Winkel immer  $360^\circ$  abdeckt und die Werte anschließend aufintegriert werden, ist es unerheblich, ob zunächst  $E_{11}$  den höheren Wert aufweist oder  $E_{22}$ . Somit ist nur der Wertebereich zwischen den Moduln entscheidend. Der Wertebereich der Moduln verhält sich ähnlich zu den Längenverhältnissen  $l_{\text{dia}}$  und  $l_{\text{ver}}$  der Wabenzellen. Der Wabenkern 16x8x30–80 besitzt eine nahezu regelmäßige Geometrie, da die Längen fast gleich sind und damit auch die Werte der Moduln  $E_{11}$  und  $E_{22}$  sowie  $E_{44}$  und  $E_{55}$  geringer voneinander abweichen als bei allen anderen Kernen. Oberhalb von 10 kHz weisen alle Schalldämmmaßkurven bei 11,5 kHz ein Minimum auf. Bei diesem Minimum ist der Trend exakt umgekehrt. Die Platte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 besitzt in ihrem Verlauf den geringsten Schalldämmmaßwert, gefolgt von den Platten mit den Kernen 16x4x30–80 und 16x16x30–80. Den höchsten Schalldämmmaßwert besitzt die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x2x30–80. Dass sich die Frequenz

dieses Minimums nicht ändert, lässt auf die symmetrische Koinzidenz schließen. Bei der Berechnung der Doppelwandresonanzfrequenz ergeben sich Werte von 14,09 kHz für die Platte mit dem Kern 16x16x30–80, von 14,07 kHz für die Platte mit dem Kern 16x8x30–80, von 14,01 kHz für die Platte mit dem Kern 16x4x30–80 und von 13,95 kHz für die Platte mit dem Kern 16x2x30–80. Diese Werte hängen direkt vom Elastizitätsmodul  $E_{33}$  ab. Dieser Modul nimmt mit der Verringerung der Zellen in  $x_2$ -Richtung ab.

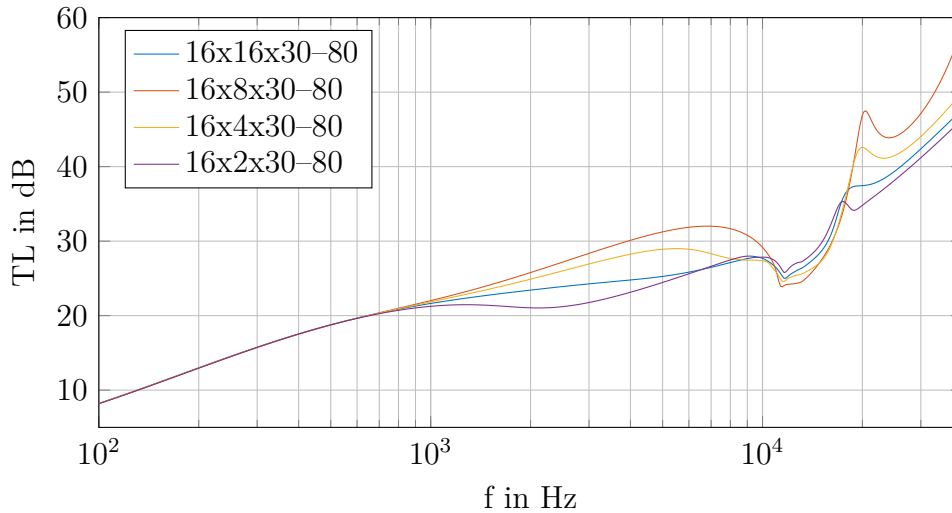


Abb. 5.13: Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung

Tab. 5.4: Berechnete Abmessungen und Moduln für größenvariable Wabenkerne mit konstantem Verhältnis der Waben in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung

	16x16x30–80	16x8x30–80	16x4x30–80	16x2x30–80
$l_{\text{dia}}$ in mm	28,83	28,81	28,79	28,78
$l_{\text{ver}}$ in mm	4,33	23,09	60,60	135,61
$d$ in mm	0,995	1,52	2,06	2,50
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	68,71	40,42	18,89	7,21
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	12,94	30,46	56,44	83,69
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	141,14	140,60	139,54	138,28
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	12,81	19,60	26,56	32,21
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	29,54	22,58	15,30	9,27

Ab 20 kHz weisen die Verläufe wieder die gleiche Reihenfolge in Bezug auf die Höhe des Schalldämmmaßes auf wie im Frequenzbereich zwischen 700 Hz und 10 kHz. Zur Identifikation der symmetrischen und der antisymmetrischen Koinzidenzen kann wieder der theoretische Fall zur Vernachlässigung der antisymmetrischen und symmetrischen Impedanz genutzt werden. Diese theoretischen Verläufe sind in den Abbildungen 5.14 und 5.15 dargestellt. Wie bereits bei der Doppelwandresonanz ange-

deutet, hat die Variation der Wabenanzahl keinen signifikanten Einfluss auf die symmetrische Koinzidenz. Die qualitativen Verläufe sind bei allen Wabenkernen nahezu gleich. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass die symmetrische Koinzidenz in der analytischen Berechnung nur durch den Elastizitätsmodul  $E_{33}$  beeinflusst wird.

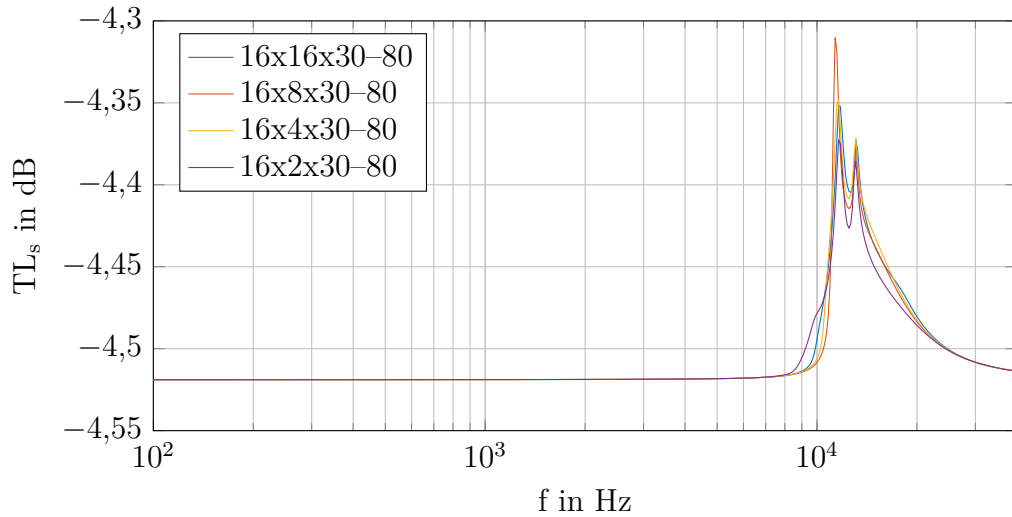


Abb. 5.14: Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz

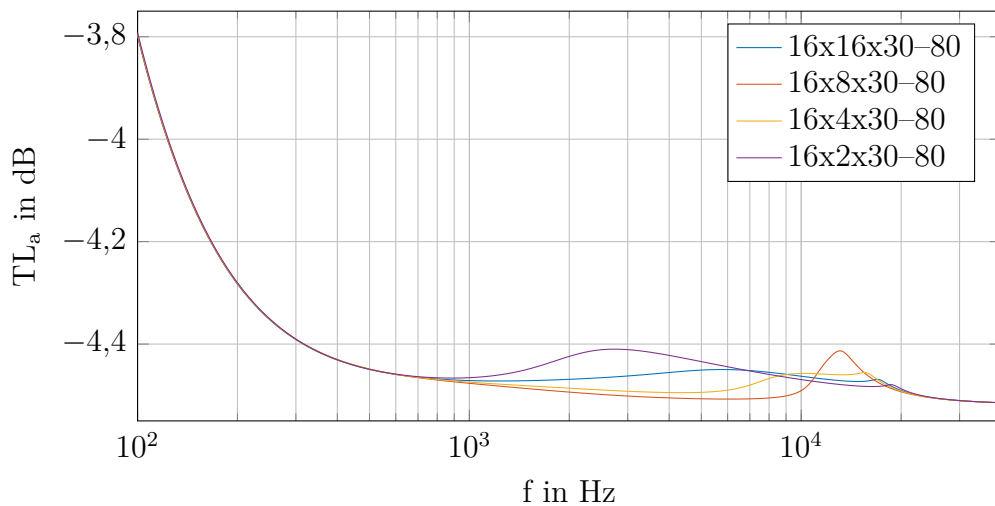


Abb. 5.15: Analytische Schalldämmmaßkurven für größenvariable Wabenkerne mit variablem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz

Die antisymmetrische Koinzidenz kann aus Abbildung 5.15 abgeleitet werden. Die unterschiedlichen Kernegeometrien weisen eine Verschiebung eines lokalen Maximums auf.

Das Maximum liegt für den Kern 16x16x30-80 bei 6 kHz, für den Kern 16x8x30-80 bei 13 kHz, für den Kern 16x4x30-80 bei 10 kHz und für den Kern 16x2x30-80 bei



2,7 kHz. Somit verschiebt sich die antisymmetrische Koinzidenz in einen tieferen Frequenzbereich.

Im Fall der gewählten Wabenkerne wird die antisymmetrische Koinzidenz von 13 kHz bei dem Wabenkern 16x8x30–80 bis auf 2,7 kHz bei der Platte mit dem Wabenkern 16x2x30–80 abgesenkt. Dadurch ergeben sich auch die Verläufe im Schalldämmmaß in Abbildung 5.13. Hierbei sind wieder die Wertebereiche der Moduln  $E_{11}$  und  $E_{22}$  sowie  $E_{44}$  und  $E_{55}$  entscheidend. Bereits bei der generischen Sandwichplatte wurde die antisymmetrische Koinzidenz in einen tieferen Frequenzbereich verschoben, indem der Elastizitätsmodul der Decklagen erhöht wurde. In diesem Fall wird die Verschiebung durch die hohen Moduln im Wabenkern erreicht. Beim Wabenkern 16x2x30–80 ist sowohl der Modul  $E_{22}$  als auch der Modul  $E_{44}$  am höchsten im Vergleich zu den anderen drei Wabenkernen. Daher kann nicht eindeutig identifiziert werden, ob ein hoher Modul bei  $E_{11}$  bzw.  $E_{22}$  oder  $E_{44}$  bzw.  $E_{55}$  für diese Verschiebung entscheidend ist.

Die Variation der Wabenanzahl mit variablem Verhältnis der Anzahl von Wabenzellen in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung beeinflusst nur die antisymmetrische Koinzidenz. Die symmetrische Koinzidenz wird durch die Variation nicht beeinflusst. Daher ist eine technische Anwendung dieser Variation nur in Bezug auf die antisymmetrische Koinzidenz zweckmäßig.

### 5.3.3 Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf das Schalldämmmaß

Eine weitere Variationsmöglichkeit stellt die Veränderung des Wabenkernwinkels dar. Die Winkel können dabei sowohl positiv als auch negativ sein, jedoch müssen sie immer für alle Wabenzellen gleich gelten. Andernfalls entstehen unregelmäßige Wabenkerne, für die der gewählte Ansatz nicht gilt. Bei der Berechnung der Moduln werden die Längen und der Winkel von nur einer Wabenzelle genutzt und es wird die Gleichheit aller Wabenzellen vorausgesetzt. Für unregelmäßige Waben muss eine alternative Approximationsmethode der Moduln gefunden werden, die die Berechnung für eine unendlich ausgedehnte Sandwichplatte ermöglicht.

Als Grundlage für die Winkelvariation dient der Wabenkern mit der Anordnung 16x8. Diese Anordnung wurde frei gewählt, jedoch mit dem Fokus, dass bei 30° fast regelmäßige hexagonale Waben entstehen. Die negativen Winkel sind -45° und -30° und entsprechen auxetischen Wabenkernen. Der Winkel von 0° entspricht einer rechteckigen Wabe, und als positive Wabenkernwinkel werden 30° sowie 45° untersucht. In Abbildung 5.16 sind die Geometrien der Wabenkerne dargestellt.

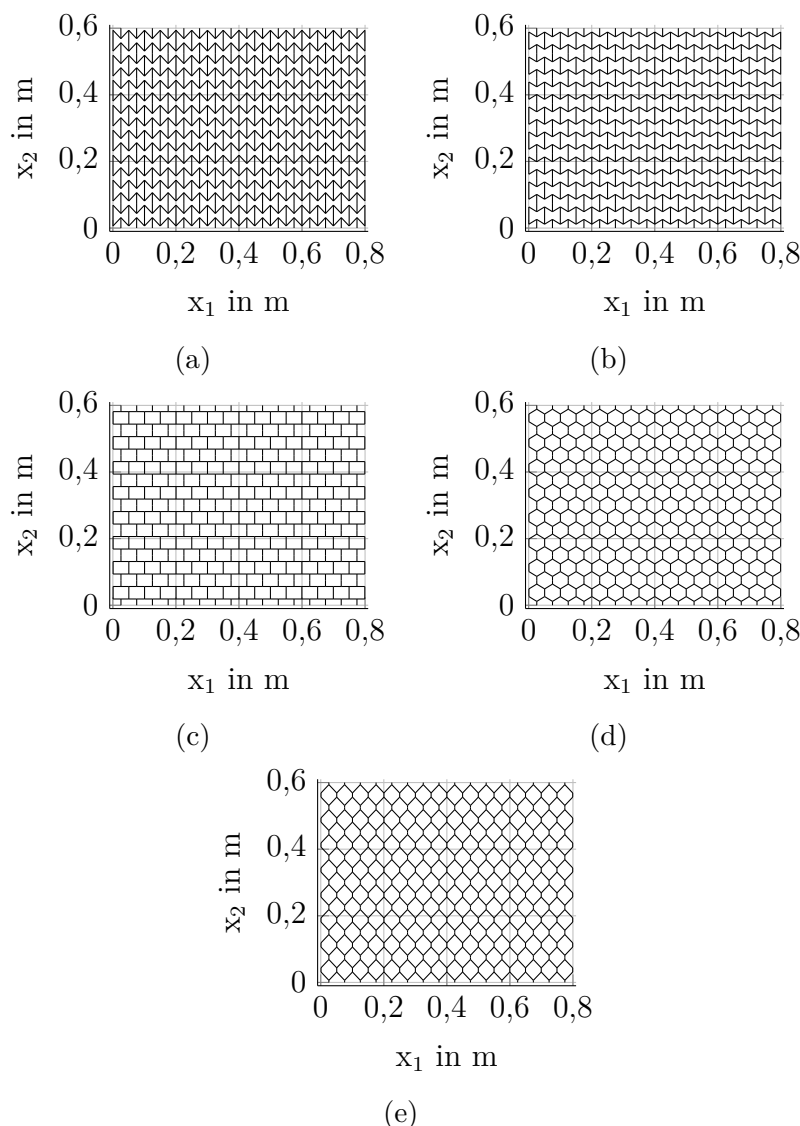


Abb. 5.16: Geometrie der Wabenkerne (a) 16x8x-45-80, (b) 16x8x-30-80, (c) 16x8x0-80, (d) 16x8x30-80 und (e) 16x8x45-80

Die Tabellen 5.5 und 5.6 beinhalten die Moduln und Abmessungen der Wabenkerne. Die Variation der Moduln durch die Veränderung des Wabenwinkels fällt deutlich größer aus als bei der Variation der Wabenanzahl. So sind alle Moduln für die Wabenkerne mit negativem Winkel geringer als bei den Wabenkernen mit positivem Winkel. Eine besondere Stellung nimmt der Wabenkern mit dem Winkel von  $0^\circ$  in Bezug auf die Moduln  $E_{11}$  und  $E_{22}$  ein. So ist der Wert von  $73,86 \text{ N/mm}^2$  der höchste von allen  $E_{11}$ -Moduln und der Wert von  $0,354 \text{ N/mm}^2$  der geringste von allen  $E_{22}$ -Moduln. Dies kommt durch die Geometrie zustande, die in Abbildung 5.16 (c) dargestellt ist. In diesem Fall gibt es durchgängige Wabenkernwände, die parallel zur  $x_1$ -Richtung liegen. Bei einer Belastung des Kerns ohne Decklagen in  $x_1$ -Richtung fungieren die durchgängigen Wände als Stäbe, die die Kraft direkt übertragen. Dadurch wird der Elastizitätsmodul  $E_{11}$  sehr groß. Erfolgt eine Belastung

in  $x_2$ -Richtung, werden die durchgängigen Wände in ihrer geringsten Ausdehnungsrichtung, nämlich der Dicke, belastet. Dies hat eine hohe Nachgiebigkeit des Kerns zur Folge, was sich gleichzeitig in einem geringen Elastizitätsmodul äußert.

Tab. 5.5: Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für negative Wabenwinkel

	16x8x-45-80	16x8x-30-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	35,31	28,83
$l_{\text{ver}}$ in mm	62,47	51,91
$d$ in mm	0,914	1,11
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	5,64	18,34
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	12,67	13,76
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	117,21	117,25
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	6,38	8,59
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	11,09	16,51

Tab. 5.6: Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für positive Wabenwinkel

	16x8x0-80	16x8x30-80	16x8x45-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	24,96	28,81	35,29
$l_{\text{ver}}$ in mm	37,50	23,09	12,55
$d$ in mm	1,40	1,52	1,48
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	73,86	40,42	22,09
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	0,354	30,46	49,80
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	129,41	140,60	140,69
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	13,62	19,60	23,76
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	23,97	22,58	17,98

Die analytischen Schalldämmmaßkurven für die Winkelvariation sind in Abbildung 5.17 dargestellt. Eine Winkelvariation in 10°-Schritten im Bereich von -40° bis 40° wurde ebenfalls durchgeführt. Die Schalldämmmaßkurven zu diesen Verläufen sind in Anhang C zu finden. Für die Bewertung des Einflusses der Winkelvariation auf das Schalldämmmaß sind die Kurven in Abbildung 5.17 ausreichend. Alle Kurven zeigen qualitativ zunächst den gleichen Verlauf und sind monoton steigend bis 7 kHz. Dabei ist auffällig, dass die Sandwichplatten mit positivem Wabenkernwinkel im Kurvenverlauf um weniger als 1 dB voneinander abweichen, während die negativen Winkel ab ca. 400 Hz um bis zu 5 dB oberhalb der Kurven mit positivem Winkel verlaufen. Je kleiner der negative Winkel ist, desto höher ist das Schalldämmmaß in dem Frequenzbereich von 400 Hz bis 7 kHz.

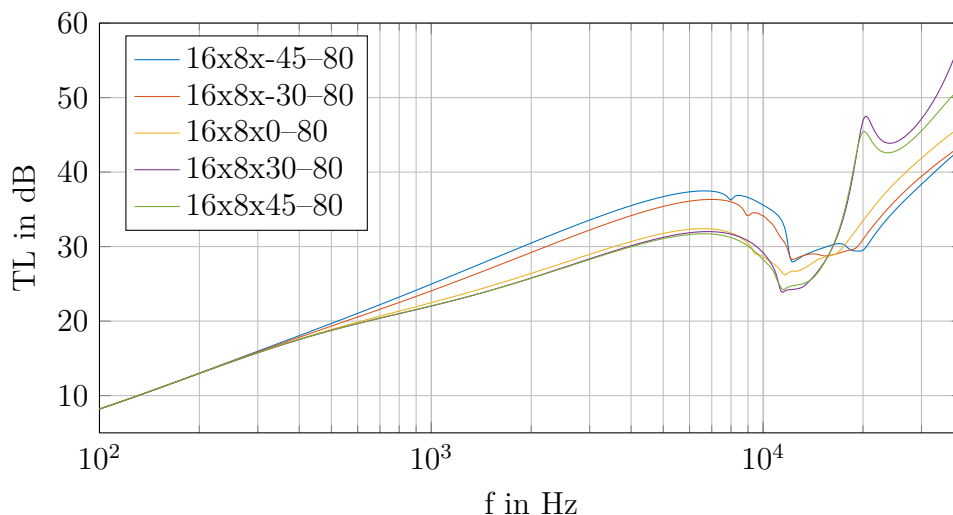


Abb. 5.17: Schalldämmmaß für die Winkelvariation von Wabenkernen

Der höhere Schalldämmmaßwert für die Sandwichplatten mit negativem Wabenkernwinkel ist bis zum Minimum bei etwa 13 kHz zu erkennen. Bis zu dieser Frequenz bildet sich bei allen Kurven ein lokales Minimum aus. Dieses Minimum liegt bei etwa 11,5 kHz bei den Platten mit den positiven Winkeln und bei 12,5 kHz für die Platten mit negativen Winkeln. Somit verschiebt sich dieses Minimum minimal in einen höheren Frequenzbereich je kleiner der Wabenwinkel wird. Dieses Verhalten ist gegensätzlich zum Verlauf des Moduls  $E_{33}$ , mit dem die Doppelwandresonanz berechnet wird. Je kleiner der Modul ist, desto geringer wird die Doppelwandresonanz. Für die Winkelvariation ergeben sich Doppelwandresonanzfrequenzen von 12,8 kHz beim Kern 16x8x-45-80, 12,9 kHz beim Kern 16x8x-30-80, 13,5 kHz beim Kern 16x8x0-80, 14,1 kHz beim Kern 16x8x30-80 und 14,1 kHz beim Kern 16x8x45-80. Dieses Verhalten zeigt einen Nachteil der Doppelwandapproximation auf. Zwar liegen die berechneten Doppelwandresonanzen immer noch oberhalb der lokalen Minima aus dem Schalldämmmaßverlauf, aber da der Trend für das lokale Minimum gegensätzlich ist, stellt die Doppelwandresonanz nur eine grobe Abschätzung dar.

Bei der Analyse der Werte in den Tabellen 5.5 und 5.6 lässt sich kein Modul identifizieren, der die Erhöhung des Schalldämmmaßes im Frequenzbereich zwischen 400 Hz und 7 kHz eindeutig erklärt. Dazu müsste sich dieser Modul bei Kernen mit negativen Winkeln deutlich von den Moduln der Kerne mit positiven Winkeln unterscheiden und die Modulwerte der Kerne mit positiven Winkeln müssten dementsprechend ähnlich sein. Daher resultiert die Erhöhung des Schalldämmmaßverlaufes für Wabenkerne mit negativen Winkeln nur aus einer Kombination der Elastizitätsmoduln. Eine Sensitivitätsanalyse einzelner Moduln ist mit der Berechnungsmethodik möglich, stellt aber keinen Praxisbezug her, weil die Moduln bei der Geometrievariation nicht unabhängig voneinander sind.

Zur Bestimmung der symmetrischen und der antisymmetrischen Koinzidenz im Schalldämmmaßverlauf werden wieder die theoretischen Betrachtungen mit je vernachlässigter antisymmetrischer und symmetrischer Impedanz genutzt. Die Abbildungen 5.18 und 5.19 stellen diese Verläufe dar. Bei Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz in Abbildung 5.18 ergeben sich lokale Maxima im Frequenzbereich von 11,5 kHz bis 12,5 kHz. Dies entspricht dem Frequenzbereich für das lokale Minimum im Schalldämmmaß in Abbildung 5.17.

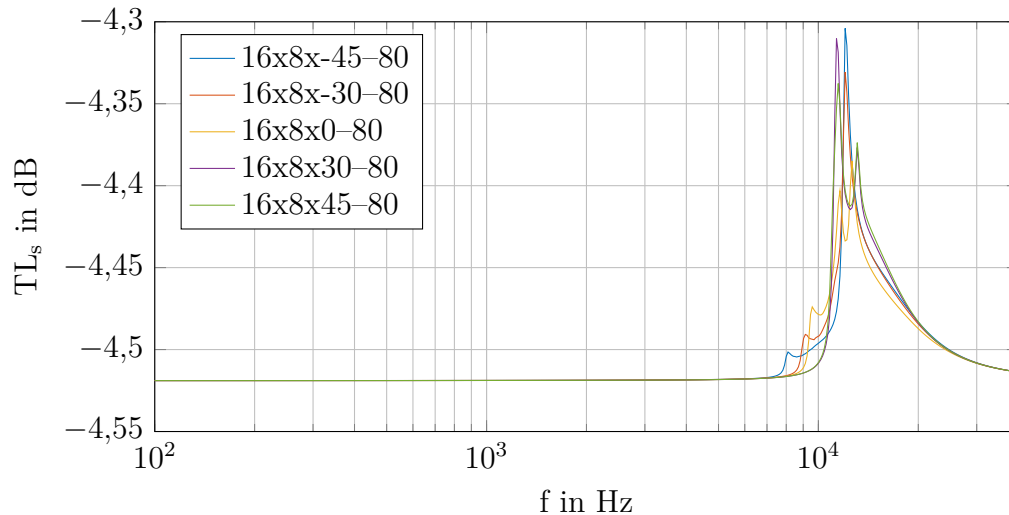


Abb. 5.18: Analytische Schalldämmmaßkurven für Winkelvariationen der Wabenkerne unter Vernachlässigung der antisymmetrischen Impedanz

Bei Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz ergeben sich für die Sandwichplatte lokale Maxima zwischen 13 kHz beim 16x8x30-80 und 20 kHz beim Kern 16x8x45x80. In diesem Frequenzbereich befinden sich die antisymmetrischen Koinzidenzen im Schalldämmmaßverlauf der Platten. Weil die Maxima für negative Winkel und  $0^\circ$  zwischen 15 kHz und 20 kHz liegen, erstreckt sich das lokale Minimum dieser drei Schalldämmmaßkurven über diesen Frequenzbereich. In diesem Frequenzbereich gehen die symmetrische und die antisymmetrische Koinzidenz ineinander über. Im Vergleich dazu liegt das Minimum bei positiven Winkeln im Schalldämmmaßverlauf nur zwischen 11,5 kHz und etwa 15 kHz. Für die positiven Winkel überlagern sich die beiden Koinzidenzen in einem Frequenzbereich. Die Überlagerung kann die Ursache dafür sein, dass bei positiven Winkeln im lokalen Minimum ein geringerer Schalldämmmaßwert auftritt als für  $0^\circ$  oder die negativen Winkel.

Bei den Untersuchungen zur Variation der Wabenanzahl sowie des Wabenkernwinkels konnte die symmetrische Koinzidenz der Sandwichplatte entweder gar nicht oder nur in einem geringen Frequenzbereich verschoben werden. Die antisymmetrische Koinzidenz hingegen wird durch die Variation der Wabenanzahl immer in einen

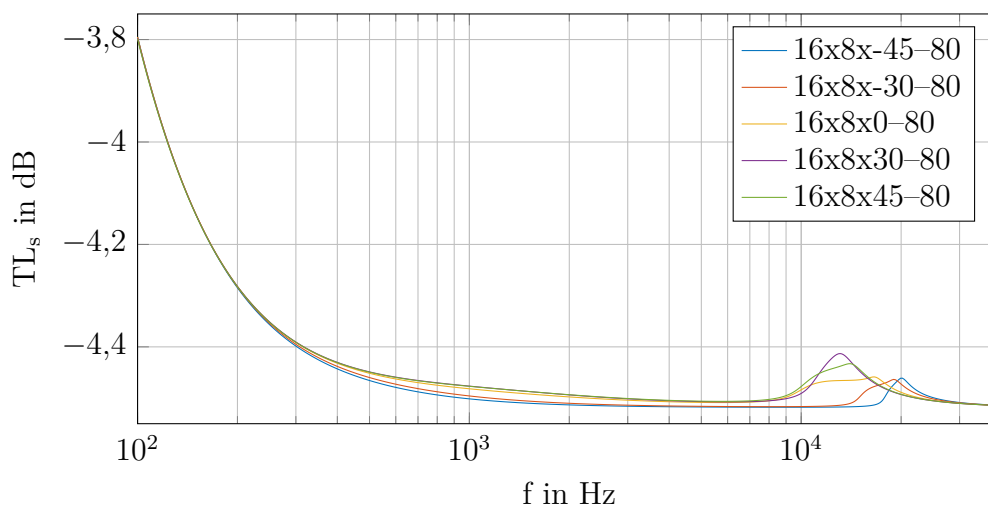


Abb. 5.19: Analytische Schalldämmmaßkurven für Winkelvariationen der Wabenkerne unter Vernachlässigung der symmetrischen Impedanz

höheren Frequenzbereich verschoben, wenn der Wabenkern 16x8x30–80 als Referenz dient. Die Besonderheit des Wabenkerns 16x8x30–80 ist, dass die diagonale und vertikale Wandlänge gegenüber allen anderen Wabenkernen nahezu gleich ist. Außerdem sind bei einem Wabenwinkel von 30° alle Innenwinkel der Wabenzellen gleich groß. Damit kommen die Wabenzellen des Wabenkerns 16x8x30–80 am nächsten zu einer regelmäßigen hexagonalen Form.

Bei allen untersuchten Sandwichplatten fällt auf, dass die Koinzidenzen im Schalldämmmaß im Bereich von mehreren Kilohertz liegt. Durch diese hohen Frequenzen ist es in Hinblick auf die experimentelle Untersuchung nicht möglich, diese Koinzidenzen zu messen, da keine geeigneten Messgeräte zur Verfügung stehen, um das Schalldämmmaß der Platten zu erfassen. Daher sind sämtliche Betrachtungen zu den Koinzidenzen der Sandwichplatten, die sich in der vorliegenden Arbeit finden, als rein theoretische anzusehen.

## 5.4 Zusammenfassung der analytischen Untersuchung von Sandwichstrukturen mit Wabenkern

Im Rahmen der analytischen Berechnung konnte gezeigt werden, dass das Schalldämmmaß einer Sandwichstruktur mithilfe von massekonstanten Wabenkernen der Theorie nach durch eine Wabenkernvariation beeinflusst werden kann. Für die vorgestellte Berechnung wurde der Schalldämmmaßverlauf der antisymmetrischen und der symmetrischen Koinzidenz einer unendlich ausgedehnten Sandwichstruktur untersucht. Wesentliche Einflussfaktoren sind die geometrischen Abmessungen des Wabenkerns, weil diese die Moduln des Kerns bestimmen und damit direkt in die Be-

rechnung des Schalldämmmaßes einfließen. Bleibt bei einem Wabenkern das Verhältnis von Waben in horizontaler und vertikaler Richtung gleich und besitzt dieser Kern einen Wabenwinkel von  $30^\circ$ , so verändert sich der Verlauf des Schalldämmmaßes nicht signifikant, weil die Berechnung der Wabenkernmoduln ähnliche Ergebnisse liefert. Dementsprechend ändert sich das berechnete Schalldämmmaß nur geringfügig. Wird das Verhältnis der Wabenanzahl oder der Wabenkernwinkel variiert, verschiebt sich die antisymmetrische Koinzidenz im Frequenzbereich. Dabei hängt diese in der Berechnung maßgeblich von den Moduln  $E_{11}$ ,  $E_{22}$ ,  $E_{44}$  und  $E_{55}$  ab. Je größer der Wertebereich zwischen den Moduln  $E_{11}$  und  $E_{22}$  sowie zwischen den Moduln  $E_{44}$  und  $E_{55}$  ist, desto tieffrequenter liegt die antisymmetrische Koinzidenz im Schalldämmmaß.

Die symmetrische Koinzidenz kann durch den Wabenkern nur dann verschoben werden, wenn sich der Elastizitätsmodul  $E_{33}$  in  $x_3$ -Richtung, die Dichte des Wabenkerns  $\rho_c$  oder die Höhe des Wabenkerns  $H_c$  ändert. Bei allen Berechnungen bleiben sowohl die Höhe des Kerns als auch die Dichte konstant. Somit ist die antisymmetrische Koinzidenz maßgeblich von einer Änderung des Elastizitätsmoduls  $E_{33}$  abhängig. Bei der Geometrievariation stellte sich heraus, dass sich dieser Modul bei allen Variationen um weniger als 2 % verändert. Die symmetrische Koinzidenz im Schalldämmmaß veränderte sich dementsprechend auch nur geringfügig. Mithilfe der Doppelwandresonanz ist eine Approximation der symmetrischen Koinzidenz möglich. Im Falle von Sandwichstrukturen ist dieser Ansatz nur als grobe Näherung zu verstehen, weil bei der klassischen Betrachtung einer Doppelwandresonanz die Luft als Federelement angesehen wird. Um die Berechnung durchführen zu können, ist es wichtig, dass sich die Elastizitätsmoduln zwischen den Wänden und dem Federelement erheblich voneinander unterscheiden.

Die Winkelvariation hat, wie die Variation der Wabenanzahl, einen Einfluss auf die antisymmetrische Koinzidenzfrequenz, während die symmetrische Koinzidenzfrequenz nahezu unverändert bleibt. Außerdem zeigen negative Winkel im Wabenkern eine Anhebung des Schalldämmmaßes gegenüber den Wabenkernen mit positivem Winkel im Frequenzbereich zwischen 400 Hz und 10 kHz. Bei dieser Variation kann kein Modul eindeutig identifiziert werden, welches sich direkt proportional zur Anhebung des Schalldämmmaßes durch die Winkelvariation verhält. Vielmehr ist eine Kombination der mechanischen Größen ursächlich für die Erhöhung des Schalldämmmaßes. Die Untersuchung einzelner Moduln der Wabenkerne ist mit der vorgestellten Methodik möglich, jedoch besitzen die Wabenkerne dann keine praktische Relevanz, weil die Moduln nicht unabhängig von der Geometrie des Kerns sind.

Eine Kombination der in diesem Kapitel untersuchten Wabenkernvariationen kann genutzt werden, um die Koinzidenzen einer Sandwichstruktur anzupassen. Diese theoretischen Untersuchungen bedürfen einer experimentellen Validierung, die im

Rahmen der vorliegenden Arbeit jedoch nicht durchgeführt wird, weil die entsprechenden Messgeräte nicht zur Verfügung stehen. Somit bleiben die Variationen im Bereich der Koinzidenzen rein theoretische Betrachtungen.





# 6 Numerische Untersuchung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten mit Wabenkernvariationen

Dieses Kapitel beschreibt die Vorgehensweise bei der Simulation von Sandwichplatten mit Wabenkernen. Das Ziel ist die Ermittlung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten mit unterschiedlichen Wabenkerngeometrien, die eine konstante Masse aufweisen. Das Schalldämmmaß wird in dem Frequenzbereich untersucht, der vorwiegend durch die ersten Eigenfrequenzen der Sandwichplatte definiert ist. Zur Generierung des Wabenkerns werden die mathematischen Zusammenhänge aus Kapitel 4 genutzt, um darauf aufbauend ein dreidimensionales Sandwichmodell zu erstellen. Mittels Diffusfeldanregung wird durch eine FE-Analyse die Strukturantwort der Sandwichplatte ermittelt. Das Schalldämmmaß ergibt sich dann aus Anregung und Antwort. Neben dem Schalldämmmaß sollen in der Simulation auch die Biegesteifigkeit und die Schubsteifigkeit des Sandwichs ermittelt und mit den Veränderungen im Schalldämmmaß in Zusammenhang gebracht werden. Die Untersuchungen erfolgen dabei nur für ausgewählte Geometrieparameter des Wabenkerns.

## 6.1 Vorgehensweise bei der Simulation des Schalldämmmaßes

Die generelle Methodik der Simulation ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Die Generierung der Wabenkerngeometrien wurde bereits in Kapitel 4 erläutert und wird direkt zu Beginn der Simulation umgesetzt. Die geometrischen Parameter sind die acht Größen Plattenlänge  $L_{pl}$ , Plattenbreite  $B_{pl}$ , Kernhöhe  $H_c$ , Wabenanzahl in vertikaler und in horizontaler Richtung  $n_h$ ,  $n_v$ , Wabenwinkel  $\alpha$ , Gesamtmasse des Kerns  $m_c$  und Dichte des Kernmaterials  $\rho_{Wabe}$ . In der numerischen Untersuchung werden nur die Wabenanzahl in horizontaler und in vertikaler Richtung  $n_h$ ,  $n_v$ , der Wabenwinkel  $\alpha$  und die Gesamtmasse des Kerns  $m_c$  verändert. Alle anderen geometrischen

Parameter bleiben bei der numerischen Untersuchung konstant. Die Massenveränderung wird nur in Hinblick auf die experimentelle Untersuchung vorgenommen. In der Auflistung der vorausgewählten Proben in Tabelle 4.1 sind Wabenkerne mit den Dichten  $48 \text{ kg/m}^3$  und  $80 \text{ kg/m}^3$  aufgeführt, die auch in der Simulation betrachtet werden sollen.

Die Anregungsparameter definieren die akustische Anregung, um z. B. ein Diffusfeld zu generieren. Bei diesen Parametern kann sowohl die Anzahl der Punktquellen als auch die Geschwindigkeit der Quellen definiert werden. Die Umsetzung in der Simulation ermöglicht neben dem Diffusfeld auch die Auswahl einer einzigen Schallquelle, deren Position auf der Halbkugel variiert wird. Damit ist es möglich, bei ausreichendem Abstand der Punktquelle zur Struktur eine ebene Schallwelle zu generieren. Durch die Positionierung der einzelnen Punktquelle kann auch der Einfallswinkel der Schallwelle auf die Strukturoberfläche variiert werden. Die numerischen Untersuchungen sind auf die experimentellen Untersuchungen ausgerichtet, weshalb nur Diffusfelduntersuchungen erfolgen. Die Anregungsparameter bleiben während der gesamten numerischen Untersuchung konstant.

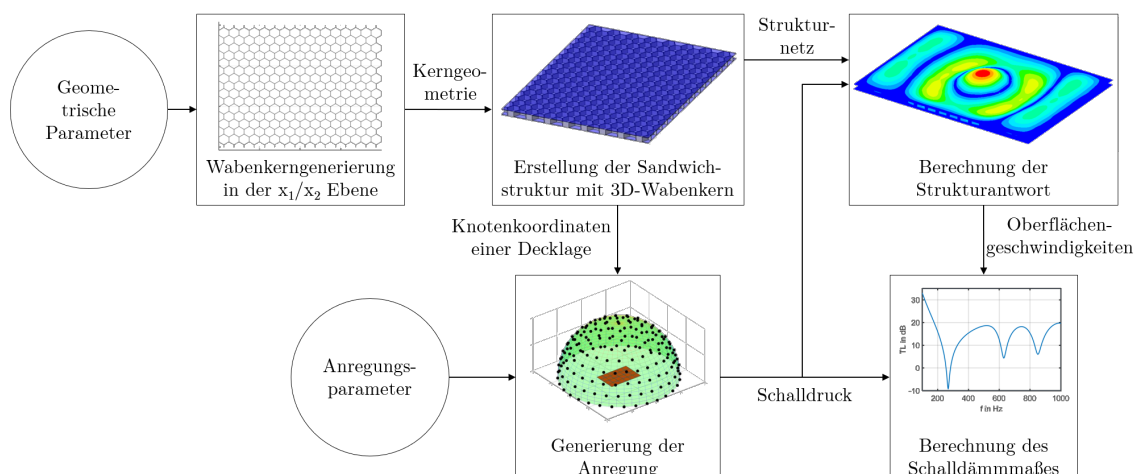


Abb. 6.1: Ablaufstruktur für die simulative Ermittlung des Schalldämmmaßes

## 6.2 Grundlagen zur Generierung der Anregung in der Simulation

In den numerischen Untersuchungen erfolgt die Anregung auf Basis von Schallfeldern. In der FE-Analyse sind dazu Fluidelemente notwendig. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, sollen die Fluidelemente mit einem Ansatz zur Berechnung der Anregung auf der Struktur vermieden werden. Ziel ist die Berechnung von Knotenkräften auf einer Decklage des Sandwichs in Abhängigkeit von der Diffusfeldbe-

schreibung. Bei diesem Ansatz gilt Linearität zwischen den Knotenkräften und der Diffusfeldbeschreibung.

Für das Diffusfeld wird zunächst eine gleichmäßige Verteilung von Punktschallquellen auf der Oberfläche einer Halbkugel angenommen. Im Mittelpunkt des Grundkreises der Halbkugel befindet sich die Fläche der Struktur, auf die das Diffusfeld wirken soll. Abbildung 6.2 zeigt eine Halbkugel mit einem Einheitsradius in Grün. Zur Darstellung der Strukturposition ist ein frei gewähltes Rechteck in Rot abgebildet, welches in der Berechnung durch die Elemente einer Decklage ersetzt wird. Die Punkte entsprechen den gleichmäßig auf der Halbkugel verteilten Punktschallquellen.

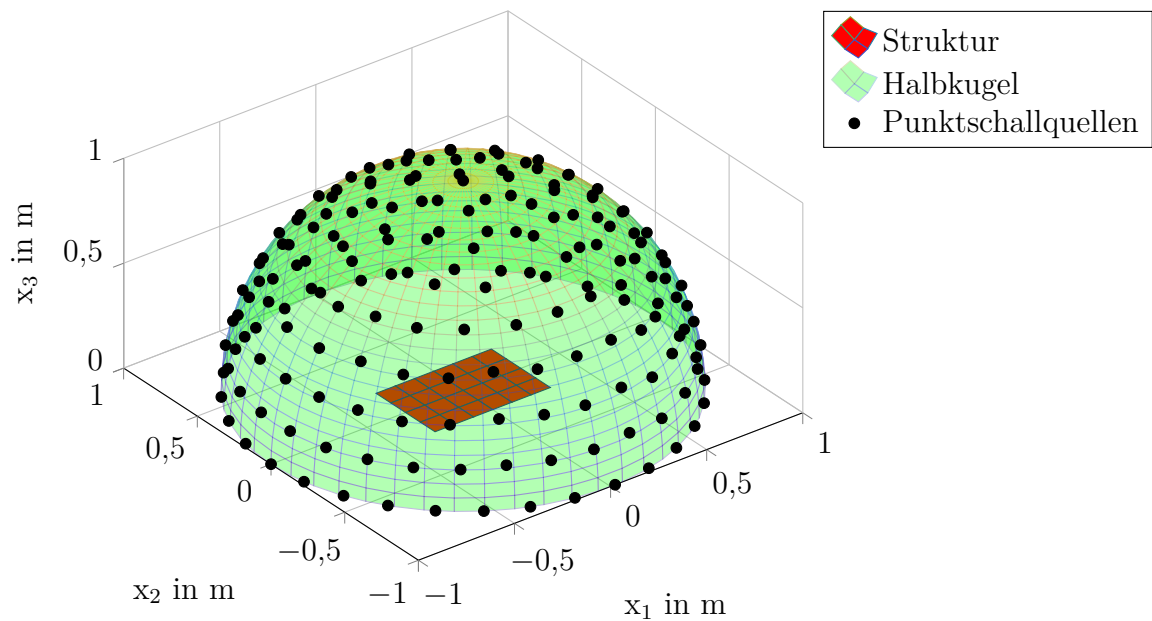


Abb. 6.2: Generische Struktur unter einer Halbkugel mit Einheitsradius und darauf verteilten Punktschallquellen für die Anregung

Um für jede Punktschallquelle die Fernfeldbedingung zu erfüllen, muss der Abstand zwischen Struktur und Punktschallquellen erheblich größer sein als der reziproke Wert der Kreiswellenzahl  $k$ . Für das Medium Luft ergibt sich bei Raumtemperatur mit einer unteren Grenzfrequenz von 100 Hz eine reziproke Kreiswellenzahl bzw. eine Wellenlänge von 0,55 m. Die Formeln zur Berechnung der Wellenlänge wurden der Literatur entnommen [59].

$$r \gg \frac{1}{k} \quad (6.1)$$

$$r \gg \frac{c}{\omega} = \frac{344 \text{ m/s}}{2 \cdot \pi \cdot 100 \text{ Hz}} \approx 0,55 \text{ m} \quad (6.2)$$

Der Radius  $r$  der Halbkugel bezieht sich dabei auf den Mittelpunkt des Grundkreises und berücksichtigt in erster Näherung nicht die Ausdehnung der Struktur. Dies bedeutet z. B., dass die Eckpunkte der realen Platte zu bestimmten Punktschallquellen einen geringeren Abstand haben als den Radius  $r$ . Um die Bedingung aus Gleichung (6.2) auf jeden Fall einzuhalten, wird ein frei gewählte Radius von 10 m genutzt.

Zur Berechnung der Knotenkräfte auf der Struktur wird zunächst das Schalldruckfeld an der Plattenoberfläche benötigt. Abbildung 6.3 zeigt die geometrische Beziehung zwischen einer beliebigen Schallquelle im Raum und einem Punkt auf der Struktur. Hierbei ist der Abstand  $r_{sq}$  zwischen Quellpunkt (QPT) und Strukturpunkt (SPT) durch die Ortsvektoren  $r_s$  und  $r_q$  definiert.

$$r_{sq} = |r_s - r_q| \quad (6.3)$$

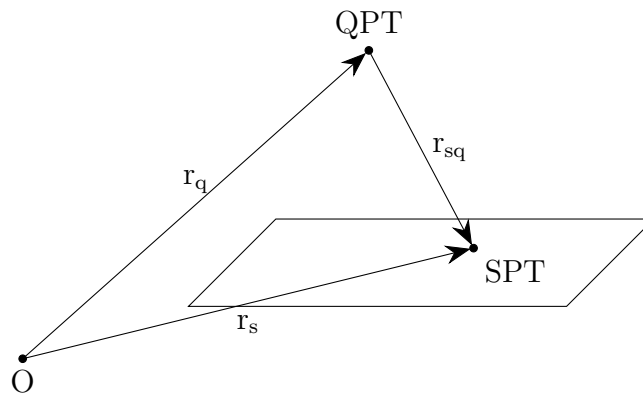


Abb. 6.3: Geometrische Beziehungen zwischen Struktur und Punktschallquelle [25]

Aus [25] und [91] wird der Ansatz zur Beschreibung des Schalldrucks an der Strukturoberfläche eines SPT, basierend auf einer Schallquelle am QPT, herangezogen.

$$p = \frac{j \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot q}{4 \cdot \pi \cdot r_{sq}} \cdot e^{-j \cdot k \cdot r_{sq}} \quad (6.4)$$

Die Volumengeschwindigkeit  $q$  hängt vom Radius  $a_q$  und der maximalen Amplitude der Oberflächengeschwindigkeit  $\hat{v}_q$  der Punktschallquelle ab [25].

$$q = 4 \cdot \pi \cdot a_q^2 \cdot \hat{v}_q \quad (6.5)$$

Die Oberflächengeschwindigkeit  $v_q$  kann bei den Berechnungen beliebig gewählt werden, weil für den Vergleich von Simulation und Experiment das Schalldämmmaß genutzt wird. Das Maß stellt eine Übertragungsfunktion zwischen einfallender und abgestrahlter Intensität dar. Für die Simulation wird bei allen Berechnungen an den Schallquellenoberflächen eine Einheitsgeschwindigkeit von 1 m/s verwendet.

Der Radius der Schallquelle  $a_q$  wird indirekt proportional zur maximal auftretenden Wellenzahl  $k$  gewählt. Somit wird gewährleistet, dass der Durchmesser der Schallquelle kleiner oder gleich der Wellenlänge ist. Diese Annahme folgt Witting [91]. Bei einer maximalen Frequenz von z. B. 1000 Hz beträgt der Radius der Schallquelle für Luft 0,05 m.

$$a_q = \frac{1}{k_{\max}} = \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} = \frac{c_0}{2 \cdot \pi \cdot f_{\max}} = \frac{344 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \cdot \pi \cdot 1000 \text{ Hz}} \approx 0,05 \text{ m} \quad (6.6)$$

Die Berechnung des Diffusfelds für einen SPT erfolgt durch die Superposition aller Punktschallquellen. Gleichung (6.4) beinhaltet noch keine Phasenvariation für die Quellpunkte und muss daher um einen zufälligen Winkel  $\Lambda$  erweitert werden [91].

$$p = \sum_n \frac{j \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot q}{4 \cdot \pi \cdot r_{sq,n}} \cdot e^{-j \cdot (k \cdot r_{sq,n} + \Lambda_n)} \quad (6.7)$$

Der Winkel  $\Lambda$  wird in der Simulation mithilfe eines Zufallsgenerators im Bereich von  $0^\circ$  bis  $360^\circ$  variiert. Dieser zufällige Phasenwinkel wird bei jeder betrachteten Kennkreisfrequenz  $\omega$  neu generiert. Mit diesem Ansatz ist es möglich, den Schalldruck auf der Oberfläche einer Struktur in Abhängigkeit von verteilten Punktschallquellen zu berechnen.

Im nächsten Schritt muss die Druckverteilung in äquivalente Knotenkräfte umgewandelt werden, die als Randbedingung in der FE-Analyse genutzt werden. Die Position der äquivalenten Knotenkräfte hängt von der Vernetzung des Sandwichmodells ab und ist bei jeder Platte unterschiedlich. Die Decklagenknoten des Modells sind aufgrund der Wabenkerne nicht regelmäßig angeordnet, was auch zu unterschiedlich großen Flächen führt, die den Knoten zugeordnet werden müssen.

In Abbildung 6.4 ist für einen Knotenpunkt eines beliebigen Netzes die äquivalente Fläche schraffiert dargestellt. Die Fläche besteht aus einem Polygonzug, der sich aus den Seitenhalbierenden (SH) und den Schwerpunkten (SP) von allen Elementen zusammensetzt, den der Knotenpunkt zugeordnet ist. Das Netz besteht bei dieser Berechnung nur aus Dreieckselementen. Für ein Dreieckselement wird die Elementfläche in drei gleich große Teile geteilt und je einem der drei Eckknoten zugeordnet. Jeder Knotenpunkt ist Teil einer definierten Anzahl an Dreieckselementen, deren ein-

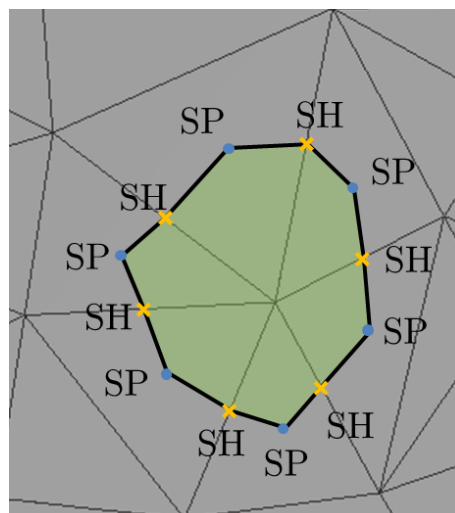


Abb. 6.4: Die einem Knotenpunkt für die äquivalenten Knotenkräfte zugeordnete Fläche

zelne Anteile in Summe die äquivalente Fläche ergeben. Anschließend kann mit dem Druck an dem jeweiligen Knotenpunkt und der äquivalenten Fläche die äquivalente Knotenkraft berechnet werden. Die Knotenkräfte werden dann in der FE-Analyse als Randbedingung aufgebracht.

### 6.3 Berechnung der Strukturantwort

Die Berechnung der Strukturantwort erfolgt mithilfe der kommerziellen Software ANSYS®. In diesem Abschnitt soll die Methodik bei der Berechnung der Strukturantwort erläutert werden. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wird in der FE-Analyse nur ein Strukturmodell verwendet und auf die Modellierung von Kavitäten verzichtet. Dies bedeutet, dass in den Hohlräumen der Wabenkerne keine Fluidelemente vorhanden sind. Das Strukturmodell ist ein dreidimensionales Modell des Sandwichs, bestehend aus den Decklagen und der Geometrie des Wabenkerns. Alle Geometrien werden mit Schalenelementen modelliert, um den Rechenaufwand zu reduzieren.

Die mathematische Beschreibung aus Kapitel 4 liefert für den Wabenkern die kartesischen Koordinaten der Kreuzungspunkte, deren Verbindung sowie die Dicke der Wabenwände. Damit lässt sich der Wabenkern in einer Konstruktionsumgebung aufbauen, wie sie z. B. bei ANSYS® oder CATIA™ zur Verfügung steht. Zu jedem Wabenkern werden noch zwei Decklagen in Form von Schalen mit den Abmessungen 800 mm x 600 mm generiert. Für die FE-Analyse wird die kommerzielle Software ANSYS® Classic mit der parametrischen Sprache APDL verwendet. Ziel ist der Aufbau einer Geometrie, die als ein Körper in der FE-Software erkannt wird, um

bei der Vernetzung Kontaktbedingungen zwischen Decklagen und Wabenkern zu vermeiden.

Während für die Herstellung Volumenkörper erstellt werden, werden in der FE-Simulation nur Schalenelemente verwendet. Volumenkörper werden mit mehr Knoten vernetzt als Schalen, was zu mehr Freiheitsgraden und einer höheren Rechenzeit in der Simulation führt. Da die Dicken der Decklagen sowie die Dicken der Wabenwände im Vergleich zu den anderen Abmessungen klein sind, können Schalenelemente verwendet werden. Bei der Verwendung der Schalenelemente in der Simulation entsteht gegenüber den hergestellten Wabenkernen ein Fehler in der Masse. Die vorgegebene Wanddicke ist in der Simulation als auch bei der Herstellung gleich groß, jedoch berücksichtigt das Simulationsmodell der Wabenkerne nicht die Überschneidung der extrudierten Wabenwände an den Kreuzungspunkten. Die FE-Modellierung benötigt bei Schalenelementen nur Flächen. Diese Flächen lassen sich gedanklich extrudieren, wobei die Extrusionsrichtung senkrecht zur Schalenoberfläche erfolgt. Die gedankliche Extrusion ist in Abbildung 6.5 für einen Kreuzungspunkt als Draufsicht dargestellt. Die gestrichelten Linien sind die Kanten der Flächen, die in der FE-Simulation vorgegeben sind. Die türkisen Flächen sind die gedanklich extrudierten Schalenelemente, wobei die Extrusion beidseitig um die gestrichelten Linien herum erfolgt.

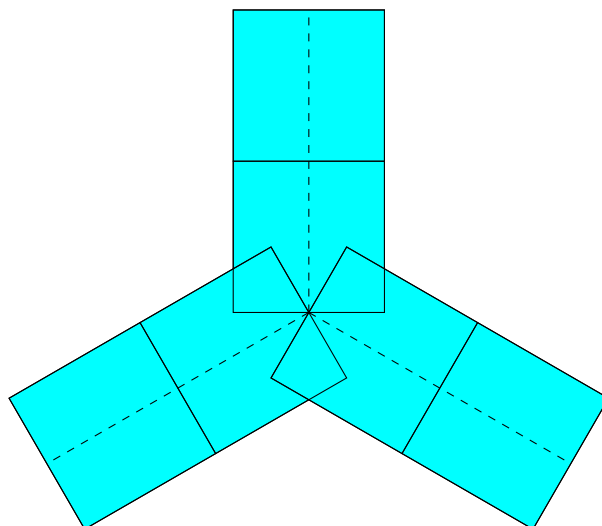


Abb. 6.5: Grafische Extrusion von Schalenelementen an einem Wabenkernknotenpunkt

Dadurch entstehen bei den Wabenwänden Überschneidungen in den Kreuzungsbereichen, die sich nicht durch Operationen in der FE-Modellierung vereinigen lassen. Das Simulationsmodell besitzt deshalb eine größere Masse als die vorgegebene Masse der Wabenkerne aus Kapitel 4. Am konkreten Beispiel des Wabenkerns 6x3x30–80 beträgt die Masse 768 g nach der Methodik aus Kapitel 4. Das Simulationsmodell



dieses Wabenkerns besitzt eine Masse von 779 g. Der relative Fehler bei der Masse beträgt somit 1,4 %. Die Massenabweichung der Kerngeometrien zwischen Simulation und der Methodik aus Kapitel 4 ist ähnlich. So beträgt z. B. die Masse des Wabenkerns 16x8x30–80 im Simulationsmodell 780 g. Der Massenfehler wird bei der FE-Modellierung mit Schalenelementen akzeptiert, um die Rechenzeit zu reduzieren. Die Vernetzung der Modelle erfolgt mit Shell281-Elementen, welche eine quadratische Elementansatzfunktion besitzen [1].

Abbildung 6.6 stellt die Vernetzung einer Decklage und des Wabenkern 8x4x30–80 in ANSYS® exemplarisch dar. Das Modell besteht ausschließlich aus viereckigen Elementen, wobei der Wabenkern aus regelmäßigen Rechtecken zusammengesetzt ist und die Decklagen aus unregelmäßigen Vierecken bestehen. Die maximale Elementkantenlänge wird unter Berücksichtigung von Howard festgelegt [40]. Für Fluidelemente sollen pro Luftwellenlänge mindestens 6 Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion verwendet werden. Dieser Sachverhalt wird als Richtwert auf die Schalenelemente der Decklagen und die Biegewellenlänge  $\lambda_B$  übertragen. Die Biegewellenlängen berechnet sich nach Möser wie folgt [59].

$$\lambda_B = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi}{f}} \cdot \sqrt[4]{\frac{E_{fs} \cdot d_{fs}^2}{12 \cdot \rho_{fs} \cdot (1 - \nu_{fs}^2)}} \quad (6.8)$$

Die geringste Biegewellenlänge tritt bei der höchsten Frequenz auf und beträgt in den Untersuchungen 2 kHz. Die Materialdaten können aus der Tabelle 5.1 entnommen werden und die Decklagen besitzen eine Dicke  $d_{fs}$  von 1 mm. Nach Formel (6.8) ergibt sich eine Biegewellenlänge  $\lambda_B$  von 58,2 mm. Die maximale Elementkantenlänge beträgt 9,7 mm bei 6 Elementen pro Biegewellenlänge für ein Schalenelement mit quadratischer Ansatzfunktion. Diese Kantenlänge wird als Vorgabe in der Simulation für die Vernetzung übernommen.

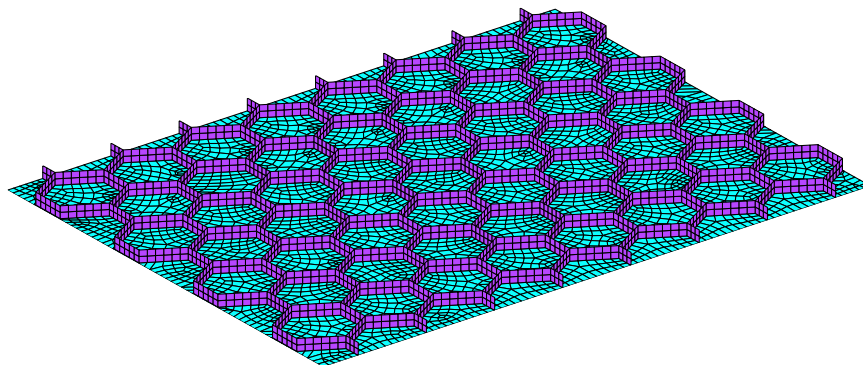


Abb. 6.6: ANSYS®-Classic-APDL-Modell des Sandwichs mit einer Decklage in Türkis und dem Wabenkern 8x4x30–80 in Violett

Jede Sandwichplatte wird in der numerischen Untersuchung mit Randbedingungen zur Lagerung der Struktur versehen. Die Lagerung ist eine allseitige Einspannung der Platte. Diese wird durch die Sperrung der translatorischen Freiheitsgrade an den Rändern beider Decklagen realisiert. An dieser Stelle werden die rotatorischen Freiheitsgrade bewusst frei gelassen. Die Sperrung der rotatorischen Freiheitsgrade in der Simulation überschätzt in der Regel die allseitige Einspannung einer realen Struktur im Experiment. Dennoch ist die Platte bei Sperrung der translatorischen Freiheitsgrade beider Decklagen nicht gelenkig gelagert, weil die Decklagen einen definierten Abstand zueinander besitzen. Dadurch ist keine Rotationsbewegung an den Rändern der Sandwichplatte wie bei einer gelenkig gelagerten Platte möglich. Somit soll in der Simulation die allseitige Einspannung aus dem Experiment besser angenähert werden als mit der Sperrung aller Freiheitsgrade der Decklagen.

Für die Materialien der Decklagen und der Wabenkerne werden isotrope, lineare Materialmodelle angenommen. Die verwendeten Materialdaten können Tabelle 5.1 entnommen werden.

## 6.4 Ermittlung des Schalldämmmaßes aus den Simulationsdaten

Nach dem Aufbau des Modells und dem Aufbringen der Randbedingungen wird in ANSYS® eine volle harmonische Analyse im Frequenzbereich von 100 Hz bis 2000 Hz durchgeführt. Bei dem Schalldämmmaß TL handelt es sich um das Verhältnis von der einfallenden Intensität  $I_{\text{in}}$  auf die Sandwichplatte zu der abgestrahlten Intensität  $I_{\text{rad}}$  [73].

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \frac{I_{\text{in}}}{I_{\text{rad}}} \quad (6.9)$$

Bei der einfallenden Intensität  $I_{\text{in}}$  handelt es sich um das Verhältnis zwischen einfallender Schalleistung  $P_{\text{in}}$  und der Oberfläche der Decklage  $A$ . Sie lässt sich auch mithilfe des Effektivwertes des Schalldrucks  $\tilde{p}$  an der Decklage bestimmen [59].

$$I_{\text{in}} = \frac{P_{\text{in}}}{A} = \frac{\tilde{p}^2}{4 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \quad (6.10)$$

Der Schalldruck auf der Decklagenoberfläche wurde mithilfe der Gleichung (6.7) bestimmt. Diese Schalldruckverteilung kann nun über die Fläche gemittelt werden.

$$\bar{p} = \frac{\int_{dA} P \cdot dR}{\int_{dA} dR} \quad (6.11)$$

Der Effektivwert des gemittelten Schalldrucks wird in Gleichung (6.10) eingesetzt, um die einfallenden Schallintensität zu berechnen. Durch die harmonische Anregung wird für den Effektivwert der gemittelte Schalldruck durch Wurzel zwei geteilt.

Die abgestrahlte Intensität  $I_{\text{rad}}$  wird mithilfe der abgestrahlten Schallleistung  $P_{\text{rad}}$  und der Sandwichoberfläche  $A$  bestimmt.

$$I_{\text{rad}} = \frac{P_{\text{rad}}}{A} \quad (6.12)$$

Die abgestrahlte Schallleistung  $P_{\text{rad}}$  ergibt sich aus den Oberflächengeschwindigkeiten  $v$  und der Schallstrahlungsresistenzmatrix  $R_m$  [19].

$$P_{\text{rad}} = v^H \cdot R_m \cdot v \quad (6.13)$$

Aus der Simulation können die komplexen Verschiebungen auf der schallabstrahlenden Decklage ermittelt werden. Da die Verschiebungen im Frequenzbereich exportiert werden, lassen sich die komplexen Oberflächengeschwindigkeiten durch eine Multiplikation der Verschiebungen mit  $j \cdot \omega$  berechnen. Bei der Berechnung mit der Schallstrahlungsresistenzmatrix wird die Platte in gleich große quadratische Elementarstrahler eingeteilt. Die Vernetzung in Abbildung 6.6 ist auf den Decklagen unregelmäßig, weshalb die Knoten und deren Verschiebung nicht direkt für die Berechnung der Schallleistung genutzt werden können. Daher muss ein regelmäßiges Netz erstellt werden, dessen Verschiebungen mithilfe des unregelmäßigen Netzes interpoliert werden. Der Punktabstand des regelmäßigen Netzes ist frei wählbar, hat aber einen Einfluss auf die Größe der Schallstrahlungsresistenzmatrix. Dabei sollte die Größe der Elementarstrahler nicht zu groß gewählt werden, damit die einzelnen Plattensegmente auch bei höheren Frequenzen als Elementarstrahler approximiert werden können. Für alle Modelle wird ein regelmäßiges Gitter mit einem Abstand von 50 mm gewählt. Die Berechnung mit der Schallstrahlungsresistenzmatrix berücksichtigt keine akustischen Kurzschlüsse [19]. Da in der Simulation keine Fluid-elemente verwendet werden, treten keine akustischen Kurzschlüsse auf. Die Schallstrahlungsresistenzmatrix  $R_m$  ist frequenzabhängig und wird wie folgt berechnet [19].

$$R_m = \frac{\omega^2 \cdot \rho_0 \cdot A^2}{4 \cdot \pi \cdot c_0} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin(k \cdot r_{12})}{k \cdot r_{12}} & \dots & \frac{\sin(k \cdot r_{1n})}{k \cdot r_{1n}} \\ \frac{\sin(k \cdot r_{21})}{k \cdot r_{21}} & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin(k \cdot r_{n1})}{k \cdot r_{n1}} & \dots & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

Mithilfe der Oberflächengeschwindigkeit der abstrahlenden Decklage des Sandwichs und der Schalldruckverteilung auf der zweiten Decklage kann das Schalldämmmaß für alle Sandwichplatten ermittelt werden.

## 6.5 Einfluss der Kerngeometrie auf das Schalldämmmaß der Sandwichplatten

Die numerischen Untersuchungen sollen den Einfluss der Wabenkernvariation im Schalldämmmaßverlauf erfassen, der von den Resonanzen der Sandwichplatte dominiert wird. Dieser Frequenzbereich liegt für die Sandwichplatten zwischen 100 Hz und 2 kHz. Die Frequenzschrittweite wird an die experimentelle Untersuchung angepasst, bei der im Frequenzbereich von 0 kHz bis 2 kHz 3200 FFT-Linien gewählt werden. Damit ergibt sich eine Schrittweite von 0,625 Hz. Zunächst soll exemplarisch die Auswertung an einer Sandwichplatte vorgenommen werden. Dazu wird die Platte mit dem Wabenkern 10x5x30–80 frei gewählt. Abbildung 6.7 zeigt das Schalldämmmaß für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 10x5x30–80 aus der numerischen Untersuchung. Der Verlauf weist starke Schwankungen von benachbarten Frequenzlinien auf, die durch die Diffusfeldanregung verursacht werden. Dadurch können lokale Minima z. B. im Frequenzbereich von 300 Hz bis 600 Hz nicht immer hinreichend identifiziert werden. Daher wird eine Glättung des Kurvenverlaufs mithilfe eines gleitenden Mittelwertes vorgenommen.

Abbildung 6.8 zeigt den simulierten Schalldämmmaßverlauf aus Abbildung 6.7 und die Mittelung dieses Verlaufs über 5, 30 und 80 Werte. Der Wert von 30 für den gleitenden Mittelwert bedeutet, dass der Schalldämmmaßwert z. B. bei 1 kHz über den Frequenzbereich von 990,625 Hz bis 1009,375 Hz gemittelt wird. Dabei werden die Schalldämmmaßwerte 15 Frequenzschritte vor und 15 Frequenzschritte nach 1 kHz mit einbezogen. Im Randbereich bei z. B. 2 kHz werden nur die Werte der 15 Frequenzschritte davor mit einbezogen.

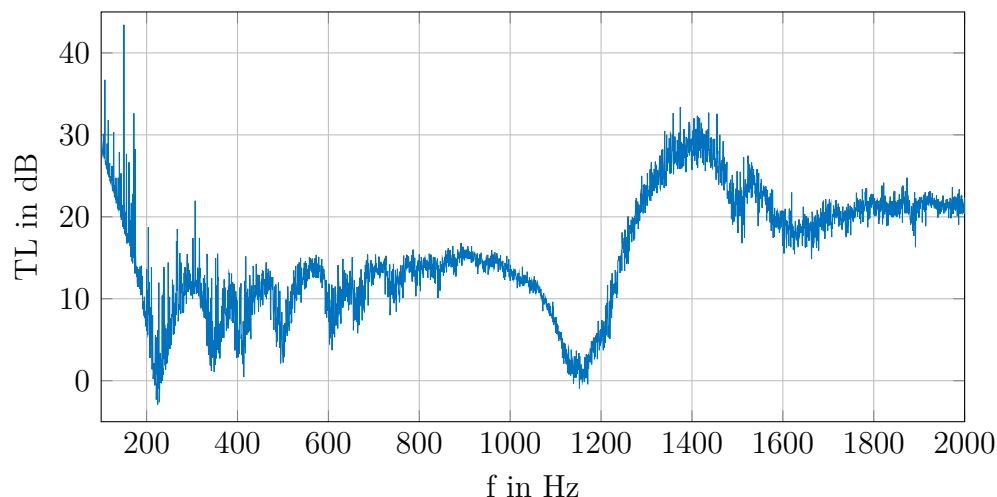


Abb. 6.7: Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30-80

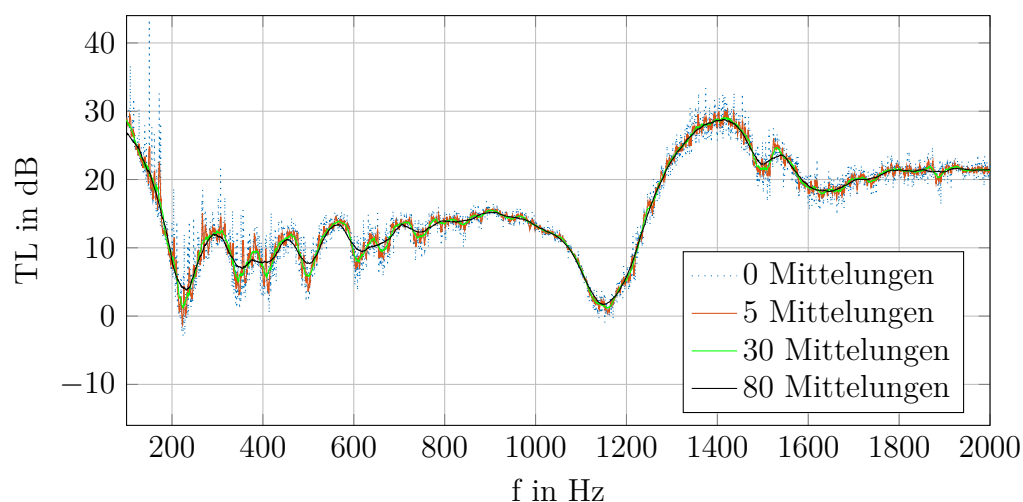


Abb. 6.8: Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30-80 mit verschiedenen Mittelungen

Die Wahl der Mittelungsanzahl hängt von zwei Faktoren ab. Einerseits soll der Schalldämmmaßverlauf geglättet werden, sodass lokale Minima eindeutig identifiziert werden können, und andererseits soll nicht über zu viele Werte gemittelt werden, damit lokale Minima im Verlauf nicht verschwinden. Bei 5 Mittelungen können die lokalen Minima nicht eindeutig identifiziert werden, weshalb diese Anzahl an Mittelungen zu gering ist. Bei einem Wert von 80 hingegen ist die Anzahl der Mittelungen zu hoch. Im Bereich von 250 Hz verändert sich der Kurvenverlauf maßgeblich, sodass das Schalldämmmaß im gemittelten Fall deutlich höher ist als ohne Mittelungen. Bei der Festlegung der Mittelungen sind keine weiteren Randbedingungen zu beachten, weshalb die Wahl der Anzahl an Mittelungen frei ist. Als Kompromiss zwischen einer zu geringen und einer zu hohen Mittelungsanzahl wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit für den gleitenden Mittelwert ein Wert von 30 gewählt.

### 6.5.1 Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlverhältnis auf das Schalldämmmaß

Der erste numerische Vergleich betrachtet die Größenvariation der Wabenkerne. Dazu wird die Anzahl der Wabenzellen verändert, wobei das Verhältnis der Anzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung konstant bleibt. Die Wabenkerngeometrien für diesen Vergleich besitzen die Bezeichnungen 6x3x30–80, 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 16x8x30–80. In Abbildung 6.9 sind die gemittelten Schalldämmmaßkurven für die Sandwichplatten mit den vier Wabenkerngeometrien dargestellt.

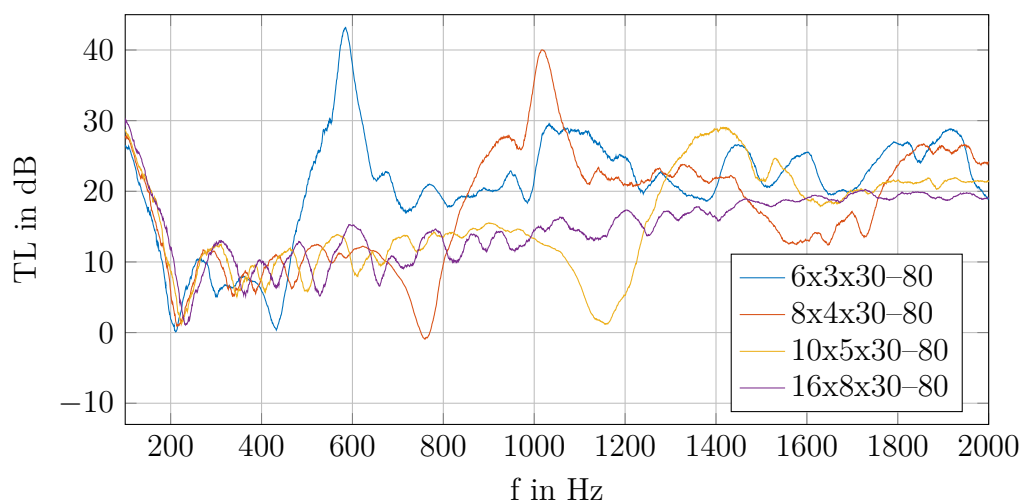


Abb. 6.9: Schalldämmmaßkurve aus der Simulation des Sandwichs mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung

Zunächst fallen bei den Verläufen mit den Wabenkernen 6x3x30–80, 8x4x40–80 und 10x5x30–80 die lokalen Minima, gefolgt von einer Überhöhung, auf. Im Fall des Wabenkerns 6x3x30–80 liegt das Minimum bei 430 Hz und das anschließende lokale Maximum bei 586 Hz. Die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x4x30–80 besitzt ein lokales Minimum bei 792 Hz und ein lokales Maximum bei 1030 Hz. Das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80 hat ein lokales Minimum bei 1139 Hz und ein lokales Maximum bei 1424 Hz. Die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 besitzt in dem betrachteten Frequenzbereich kein solches Minimum mit anschließender Überhöhung. Auffällig ist, dass das Schalldämmmaß eines Sandwichs, bei dem ein Minimum und Überhöhung auftritt, im höheren Frequenzbereich größer ist als bei einem Sandwich, bei dem kein Minimum erkennbar ist. So liegt das Schalldämmmaß zwischen 700 Hz und 2 kHz der Sandwichplatte mit dem Kern 6x3x30–80 im Schnitt um 5 dB über dem Verlauf der Sandwichplatte mit dem Kern 16x8x30–80. Im Vergleich zur Platte mit dem Kern 8x4x30–80 liegt der Schalldämmmaßverlauf des Kerns 6x3x30–80 im Frequenzbereich zwischen 700 Hz und 850 Hz ebenfalls um

mindestens 5 dB höher. Zwischen den Platten mit den Wabenkernen 6x3x30–80 und 10x5x30–80 ist der um 5 dB höhere Verlauf im Frequenzbereich zwischen 700 Hz und 1250 Hz zu erkennen. Erst nachdem die Frequenz mit lokalem Minimum und anschließender Überhöhung aufgetreten ist, verlaufen die Schalldämmmaßkurven auf quantitativ ähnlicheren Niveaus. Je weniger Zellen sich in einem Wabenkern befinden, desto größer sind die einzelnen Wabenzellen und desto tieffrequenter liegt dieses lokale Minimum mit anschließender Überhöhung. Dieser Effekt könnte für die Auslegung von Sandwichstrukturen in einem Anwendungsfall genutzt werden, um das Schalldämmmaß tieffrequent zu erhöhen. Somit existiert ein Zusammenhang zwischen Wabenkerngeometrie und Schalldämmmaßverlauf. Dieser Zusammenhang zwischen der Wabenkerngeometrie und der Frequenzverschiebung des lokalen Minimums steht aber auch in Verbindung mit den Decklagen. Bei der Verbindung des diskontinuierlichen Kerns mit den Decklagen entstehen in letzteren Segmente, die nicht mit dem Kern verbunden sind. Diese Bereiche werden als freie Decklagensegmente bezeichnet. Durch die Anbindung des Kerns an die Sandwichdecklagen beeinflusst die Wabenkerngeometrie die Größe und Form der freien Decklagensegmente. Die Größe der Segmente ist entscheidend für deren Eigenfrequenzen. Insbesondere die erste Eigenfrequenz der freien Decklagensegmente entscheidet über die Frequenz des lokalen Minimums. Eine detailliertere Beschreibung des Zusammenhangs zwischen der Eigenfrequenz der freien Decklagensegmente und dem lokalen Minimum im Schalldämmmaß erfolgt in Abschnitt 6.6.

Neben dem lokalen Schalldämmmaßminimum durch die Decklagensegmente sind in Abbildung 6.9 weitere lokale Minima zu erkennen. Diese weiteren Minima ergeben sich aus Eigenfrequenzen der Sandwichplatten. In den Tabellen 6.1 und 6.2 sind die Frequenzen der ersten vier Minima im Schalldämmmaßverlauf aufgelistet. Weiterhin sind in dieser Tabelle die Eigenfrequenzen einer ungedämpften Modalanalyse für die FE-Modelle der Sandwichplatten aufgelistet. Für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 6x3x30–80 können ein drittes und ein viertes lokales Minimum im Schalldämmmaßverlauf identifiziert werden, weil das dritte Minimum bei 430 Hz liegt und den freien Decklagensegmenten zugeordnet werden kann. Bei dieser Frequenz befindet sich damit keine Eigenfrequenz der Sandwichplatte. Die relative Abweichung zwischen dem Minimum im Schalldämmmaß und der Eigenfrequenz beträgt weniger als 5 %. Die höchste Abweichung tritt bei der zweiten Eigenfrequenz der Platte mit dem Kern 6x3x30–80 auf.

Die Größenvariation der Wabenkerne mit konstantem Wabenanzahlverhältnis zeigt, dass sich sowohl die Eigenfrequenzen als auch die Minima im Schalldämmmaßverlauf verschieben. Die Frequenzverschiebung wäre bei einer technischen Anwendung besonders bei der ersten Eigenfrequenz relevant, weil bei allen Sandwichplatten das geringste Schalldämmmaß auftritt. Bei der Variation der Wabenanzahl ist die Fre-

Tab. 6.1: Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit großenvariablen Wabenkern und konstantem Wabenanzahlverhältnis

Kernbezeichnung	$f_{1,TL}$ in Hz	$f_{1,modal}$ in Hz	$f_{2,TL}$ in Hz	$f_{2,modal}$ in Hz
6x3x30-80	207	207	314	300
8x4x30-80	221	220	338	336
10x5x30-80	228	231	354	351
16x8x30-80	239	239	370	367

Tab. 6.2: Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit großenvariablen Wabenkern und konstantem Wabenanzahlverhältnis

Kernbezeichnung	$f_{3,TL}$ in Hz	$f_{3,modal}$ in Hz	$f_{4,TL}$ in Hz	$f_{4,modal}$ in Hz
6x3x30-80	-	337	-	372
8x4x30-80	390	392	471	468
10x5x30-80	402	415	494	500
16x8x30-80	441	440	539	538

quenzverschiebung der ersten Eigenfrequenz jedoch am geringsten. Je kleiner die Wabenzellen werden und je mehr Zellen im Kern sind, desto hochfrequenter wird die erste Eigenfrequenz. Dies zeigt sich auch für die zweite, dritte und vierte Eigenfrequenz. Erst bei höheren Frequenzen kann eine deutlichere Verschiebung der Eigenfrequenz erzielt werden. So beträgt die Frequenzverschiebung bei der ersten Eigenfrequenz für die Wabenkerne 6x3x30-80 und 16x8x30-80 jeweils 32 Hz. Für die vierte Eigenfrequenz derselben Wabenkerne beträgt die Frequenzverschiebung bereits 166 Hz. Die Betrachtung der Frequenzverschiebungen relativ zu den Eigenfrequenzen des Wabenkerns 6x3x30-80 ergibt Werte von 15 % bzw. von 45 %. Für praktische Anwendungsfälle ist das geringste Schalldämmmaßminimum relevant, was in diesem Fall das Minimum der ersten Eigenfrequenz ist. Für die Auslegung des Wabenkerns kann mithilfe der Geometrievariation keine Verbesserung erzielt werden, weil die Frequenzverschiebung gering ist und der Wert des Minimums nicht deutlich angehoben wird. Die Anwendung der Geometrievariation ist nur dann zweckmäßig, wenn eine tonale Anregung vorliegt, die exakt mit der Eigenfrequenz der Sandwichplatte übereinstimmt. In diesem Fall kann durch die Geometrievariation die Eigenfrequenz der Sandwichplatte geringfügig verschoben werden, ohne die Masse der Platte zu ändern. Liegt in einem praktischen Anwendungsfall eine breitbandige Anregung vor, kann die Geometrievariation nicht genutzt werden, um das Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen signifikant zu verbessern. In diesem Fall ist mehr der Effekt durch die Eigenfrequenz der freien Decklagensegmente zu wählen, um eine Erhöhung des Schalldämmmaßes zu bewirken.



### 6.5.2 Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlverhältnis auf das Schalldämmmaß

Ein zweiter Vergleich hinsichtlich der Größenvariation ist die Veränderung der Wabenanzahl in horizontaler und vertikaler Richtung, ohne dass das Verhältnis der Wabenanzahl gleich ist. Für diesen Vergleich wird die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x4x30–80 genutzt, weil aus der vorherigen Betrachtung bekannt ist, dass das Minimum im Schalldämmmaß für das freie Decklagensegment bei 792 Hz liegt und sich damit im mittleren Frequenzbereich des betrachteten Bereichs bis 2 kHz befindet. Die gewählten Wabenanzahlverhältnisse sind 1:1, 1:2 und 1:4. Der Wabenkern 8x4x30–80 entspricht dem Verhältnis 1:2. Für die anderen beiden Verhältnisse ergeben sich die Wabenkerne 8x8x30–80 und 8x2x30–80. Die Geometrien dieser drei Wabenkerne sind in Abbildung 6.10 dargestellt.

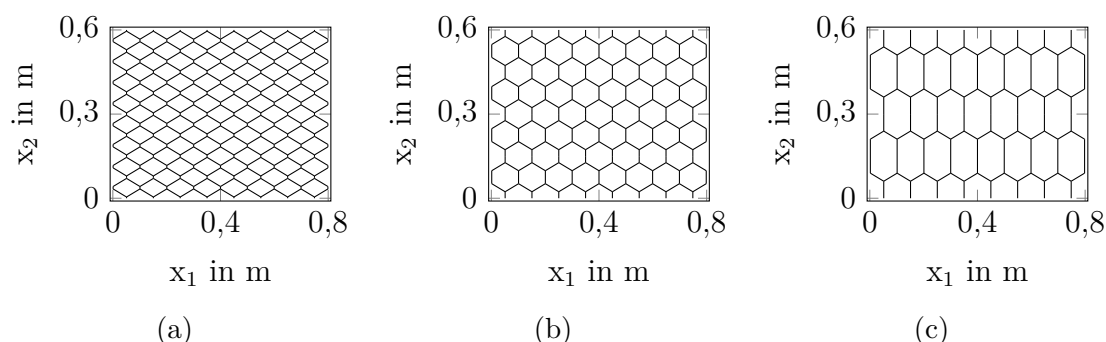


Abb. 6.10: Geometrie der Wabenkerne (a) 8x8x30–80, (b) 8x4x30–80 und (c) 8x2x30–80

Die Schalldämmmaßverläufe der Sandwichplatten mit diesen drei Wabenkernen sind in Abbildung 6.11 dargestellt. Zunächst fallen wieder die Minima im Schalldämmmaß auf, an die sich im Frequenzbereich eine deutliche Überhöhung anschließt. Für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x2x30–80 liegt dieses Minimum bei 456 Hz und die Überhöhung bei 567 Hz. Das Minimum und die Überhöhung für den Wabenkern 8x4x30–80 wurde mit 792 Hz und 1030 Hz bereits im vorherigen Vergleich genannt. Bei der Sandwichplatte mit dem Kern 8x8x30–80 liegt das lokale Minimum bei 1632 Hz. Für diesen Wabenkern befindet sich die Schalldämmmaßüberhöhung der Sandwichplatte oberhalb von 2 kHz, weshalb diese in Abbildung 6.11 nicht sichtbar ist. Auch bei dieser Variation zeigt sich, dass bei einer geringeren Wabenanzahl die freien Decklagensegmente größer werden und das lokale Minimum mit anschließender Überhöhung in einen tieferen Frequenzbereich verschoben wird. Der Schalldämmmaßverlauf der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x2x30–80 weist noch ein deutliches Minimum bei 705 Hz und zwei weitere Minima bei 1049 Hz und 1603 Hz auf. Solch ein weiteres Minimum ist auch bei dem Sandwich mit dem Kern

8x4x30–80 bei 1646 Hz zu erkennen. Da das erste Minimum auf die freien Decklagensegmente zurückgeführt wird, können weitere Minima oberhalb des ersten Minimums auf die Beteiligung weiterer Eigenfrequenzen der freien Decklagensegmente hindeuten. Daher werden die Decklageneigenfrequenzen für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x2x30–80 in Abschnitt 6.6 genauer untersucht.

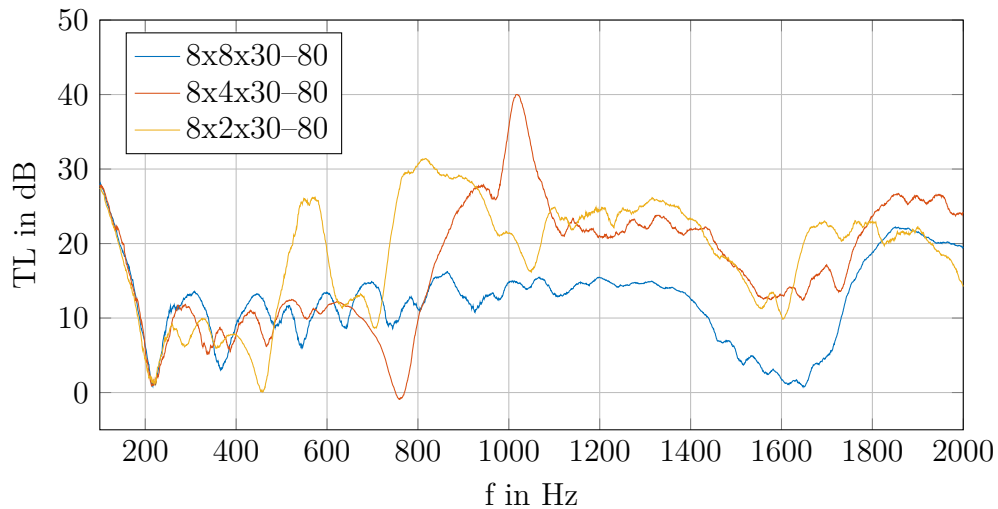


Abb. 6.11: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis

Neben den Schalldämmmaßminima, die durch die Decklagensegmente bedingt sind, treten in Abbildung 6.11 weitere Minima auf, die den Eigenfrequenzen zugeordnet werden können. In den Tabellen 6.3 und 6.4 sind sowohl die Minima im Schalldämmmaßverlauf als auch die Eigenfrequenzen aus der ungedämpften Modalanalyse aufgelistet. Für die Kernbezeichnung 8x8x30–80 ergibt sich bei der zweiten und dritten Eigenfrequenz ein Sonderfall. Diese beiden Frequenzen unterscheiden sich in der Modalanalyse um 15 Hz. Das Minimum im Schalldämmmaß liegt bei 366 Hz, wobei der Bereich des Minimums, in dem das Schalldämmmaß unter 5 dB fällt, zwischen 360 Hz und 376 Hz liegt. Somit ist bei diesem Minimum im Schalldämmmaß eine Überlagerung von zwei Eigenfrequenzen möglich. Da der Tiefpunkt bei 366 Hz näher an der zweiten Eigenfrequenz liegt, wird das Minimum dieser zugeordnet.

Tab. 6.3: Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit großenvariablen Wabenkern und unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis

Kernbezeichnung	$f_{1,TL}$ in Hz	$f_{1,modal}$ in Hz	$f_{2,TL}$ in Hz	$f_{2,modal}$ in Hz
8x8x30–80	220	218	366	360
8x4x30–80	221	220	338	336
8x2x30–80	217	213	287	287

Tab. 6.4: Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit größenvariablem Wabenkern und unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis

Kernbezeichnung	$f_{3,TL}$ in Hz	$f_{3,modal}$ in Hz	$f_{4,TL}$ in Hz	$f_{4,modal}$ in Hz
8x8x30–80	-	375	491	484
8x4x30–80	390	392	471	468
8x2x30–80	358	358	-	360

Die Geometrievariation der Wabenkerne mit unterschiedlichem Wabenanzahlverhältnis zeigt bei den Sandwichplatten, dass eine Eigenfrequenzverschiebung ab der zweiten Eigenfrequenz möglich ist. Die erste Eigenfrequenz hingegen verschiebt sich noch weniger als bei der Geometrievariation mit konstantem Wabenanzahlverhältnis. Ab der zweiten Eigenfrequenz sind die Frequenzverschiebungen so erheblich, dass dies in Abbildung 6.11 im Schalldämmmaßverlauf ab 250 Hz sichtbar wird, weil die Kurven dann nicht mehr parallel zueinander verlaufen. Je höher die Anzahl der Waben in  $x_2$ -Richtung wird, desto höher sind die Eigenfrequenzen in den Tabellen 6.3 und 6.4. Für einen praktischen Anwendungsfall kann diese Geometrievariation genutzt werden, wenn für Sandwichplatten die Eigenfrequenzen verschoben werden müssen, wenn äußere tonale Anregungen diese Eigenfrequenzen anregen. Bei einer breitbandigen Anregung sollte an dieser Stelle auf eine Verschiebung der Eigenfrequenzen verzichtet werden, da die Schalltransmission dann nur in einem anderen Frequenzbereich erfolgt. Stattdessen sollte der gesamte Schalldämmmaßverlauf in Abbildung 6.11 betrachtet werden. Zur Erzielung eines hohen Schalldämmmaßes über einen breiten Frequenzbereich ist dann der Wabenkern 8x2x30–80 zweckmäßig. Dieser Kern weist, z. B. im Vergleich zum Kern 8x8x30–80, im Frequenzbereich von 800 Hz bis 1800 Hz ein im Schnitt 6 dB höheres Schalldämmmaß auf. Sofern bei den Minima von 705 Hz, 1049 Hz und 1603 Hz keine kritischen Anregungsfrequenzen liegen, sollte auf Basis des Schalldämmmaßes ein massekonstantes Sandwich mit dem Kern 8x2x30–80 gewählt werden.

Die Variation der Anzahl an Wabenzellen ist viel umfangreicher als die bisher gezeigten Varianten. Mithilfe von Gleichung (4.19) kann ermittelt werden, welche Kombinationen von Anzahlen an horizontalen und an vertikalen Wabenzellen für einen Wabenkern mit einem Winkel von  $30^\circ$  und den Abmessungen von 800 mm x 600 mm möglich sind. In Abbildung 6.12 sind alle Kombinationen für die Wabenzellenanzahl von 1 bis 50 jeweils in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung aufgetragen. Die blauen Marker stehen für realistisch herstellbare Wabenkerne, während die roten Marker Wabenkerne darstellen, die die geometrischen Bedingungen verletzen. Grüne Marker stehen für Wabenkerne, deren Schalldämmmaß in der vorliegenden Arbeit numerisch ermittelt wurden. Von den insgesamt 2500 Kombinationen sind 1543 realistisch herstellbar.

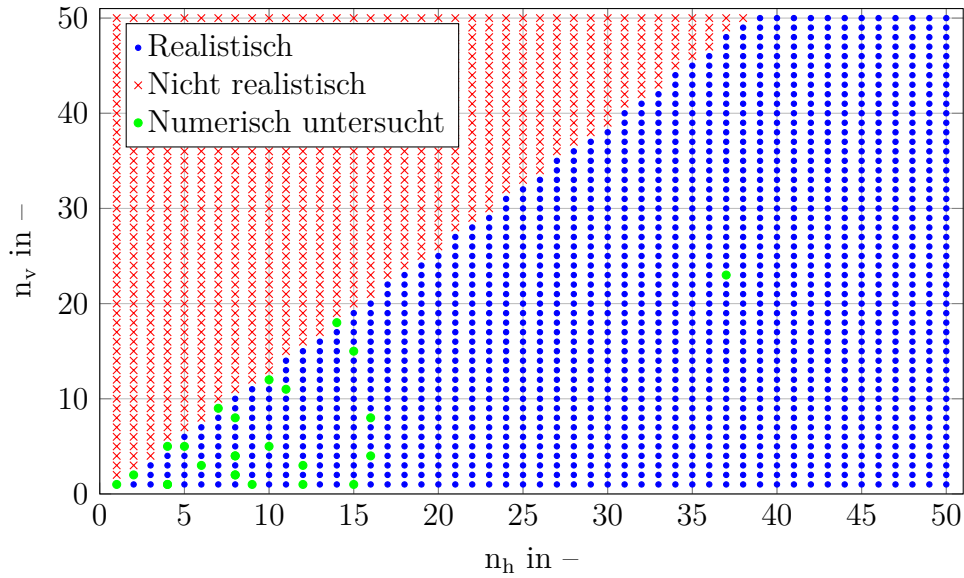


Abb. 6.12: Realisierbarkeit von Wabenkernen in Abhängigkeit von der Zellenanzahl bei einem Winkel von  $30^\circ$

Alle Kombinationen auf ihr Schalldämmmaß hin zu untersuchen, ist nicht zielführend, weil z. B. bei der Größenvariation gezeigt werden konnte, dass im Frequenzbereich bis 2 kHz Unterschiede nur durch die Größe der Decklagensegmente auftreten. Um weitere Effekte im Schalldämmmaß zu identifizieren, die durch die Geometrie des Wabenkerns bedingt sind, wird eine weitere Auswahl an Wabenkernen simuliert. Die bisherigen Betrachtungen basierten auf einer möglichst großen Diskontinuität der Wabenkerne, weshalb immer eine geringe Anzahl an Wabenzellen untersucht wurde. Je höher die Wabenanzahl ist, desto kontinuierlicher ist die Verteilung der Wabenwände im Kern. Im Extremfall besitzt der Kern unendlich viele Wabenzellen, was zu einer gleichmäßigen Verteilung des Kernmaterials führt und einen homogenen Kern entstehen lässt. Daher wird bei der Auswahl an weiteren Wabenkernen die Anzahl an Wabenzellen beschränkt, weshalb nicht der komplette, in Abbildung 6.12 dargestellte realistische Bereich simuliert wird. Da das Schalldämmmaß beim Wabenkern  $16 \times 8 \times 30-80$  im Frequenzbereich bis 2 kHz abgesehen von den Minima bei den Eigenfrequenzen keine Besonderheiten aufweist, wird die obere Grenze für alle weiteren Wabenkerne, mit Ausnahme eines einzigen, auf 16 Zellen beschränkt. Dieser eine ausgenommene Wabenkern wurde rein zufällig aus dem Gesamtbereich ausgewählt und hat die Nomenklatur  $37 \times 23 \times 30-80$ . Im beschränkten Bereich sind noch 168 Wabenkerngeometrien realisierbar. Ein Extremfall ist der Wabenkern  $1 \times 1 \times 30-80$ , weil dieser die kleinstmögliche Anzahl an Wabenzellen enthält. Dieser Wabenkern wird in die numerische Untersuchung aufgenommen. Alle folgenden Reihen von Wabenkernen besitzen einen bestimmten Fokus. Innerhalb dieses Fokus ist die Auswahl der Wabenkerne zufällig.

Die erste Reihe umfasst Wabenkerne, die untereinander ein konstantes Wabenanzahlverhältnis aufweisen. Im vorangegangenen Abschnitt 6.5.1 wiesen die Wabenzellen der Wabenkerne eine nahezu regelmäßige hexagonale Form auf. Mit dieser ersten Reihe soll ausgeschlossen werden, dass die regelmäßige hexagonale Form bei konstantem Wabenanzahlverhältnis ein Spezialfall ist. Dazu werden die Wabenkerne  $4x1x30-80$ ,  $8x2x30-80$ ,  $12x3x30-80$  und  $16x4x30-80$  untersucht, deren Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - zur  $x_2$ -Richtung 4:1 ist. Eine weitere Reihe bilden die Wabenkerne  $2x2x30-80$ ,  $5x5x30-80$ ,  $11x11x30-80$  und  $15x15x30-80$ , deren Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - zur  $x_2$ -Richtung 1:1 ist.

In der dritten Reihe sind Wabenkerne zusammengefasst, die realisierbar sind, aber an der Grenze zu nicht realisierbaren Kernen in Abbildung 6.12 stehen. Die Anzahl der Wabenzellen ist bei diesen Wabenkernen in  $x_1$ -Richtung immer kleiner als die in  $x_2$ -Richtung. Die Reihe besteht aus den Wabenkernen  $4x5x30-80$ ,  $7x9x30-80$ ,  $10x12x30-80$  und  $14x18x30-80$ . Diese Wabenkerne besitzen eine geringe vertikale Wandlänge verglichen mit der diagonalen Wandlänge. Für den umgekehrten Fall, bei der die vertikalen Wandlängen im Vergleich zu den diagonalen besonders groß sind, muss die vertikale Wabenanzahl mit 1 gewählt werden. Für diese Reihe werden die Wabenkerne  $4x1x30-80$ ,  $9x1x30-80$ ,  $12x1x30-80$  und  $15x1x30-80$  gewählt. Die Wabenkerne der vier Reihen sind in Tabelle 6.5 aufgelistet. Für alle Wabenkerne wurde das Schalldämmmaß der Sandwichplatten im Rahmen der vorliegenden Arbeit numerisch ermittelt. Bei der Analyse der Schalldämmmaßverläufe für diese Reihen ergeben sich keine wesentlich neuen Erkenntnisse, welche nicht durch die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte oder die freien Decklagensegmente begründet sind. Daher sind die Schalldämmmaßverläufe dieser vier Reihen in Anhang D zu finden.

Tab. 6.5: Vergleichsreihen für numerisch untersuchte Sandwichplatten

Reihennummer	Kernbezeichnungen
1	$4x1x30-80$ , $8x2x30-80$ , $12x3x30-80$ , $16x4x30-80$
2	$2x2x30-80$ , $5x5x30-80$ , $11x11x30-80$ , $15x15x30-80$
3	$4x5x30-80$ , $7x9x30-80$ , $10x12x30-80$ , $14x18x30-80$
4	$4x1x30-80$ , $9x1x30-80$ , $12x1x30-80$ , $15x1x30-80$

An dieser Stelle sollen noch die Wabenkerne mit der höchsten und der geringsten Anzahl an Wabenzellen analysiert werden. Die Geometrien dieser beiden Wabenkerne sind in Abbildung 6.13 dargestellt. Dabei handelt es sich um die Wabenkerne  $1x1x30-80$  und  $37x23x30-80$ .

Das Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit diesen beiden Wabenkernen ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Aufgrund der Größe des Wabenkerns  $1x1x30-80$  wird die numerische Untersuchung des Sandwichs mit diesem Kern im Frequenzbereich

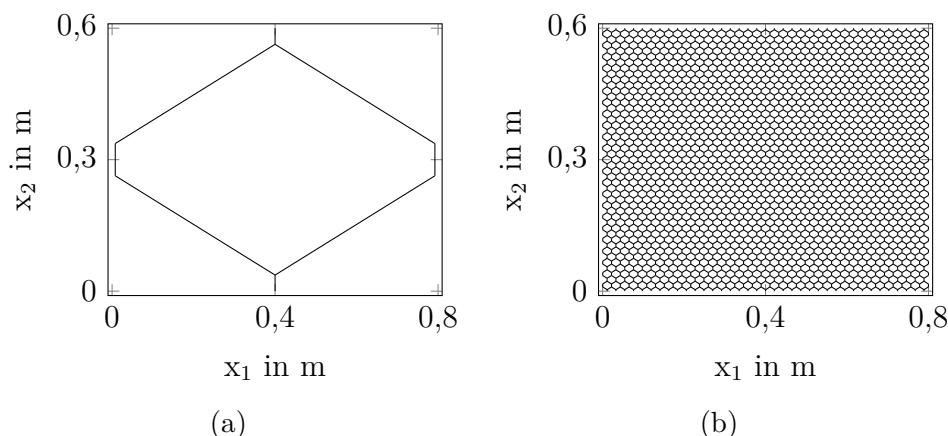


Abb. 6.13: Geometrie der Wabenkerne (a) 1x1x30–80 und (b) 37x23x30–80

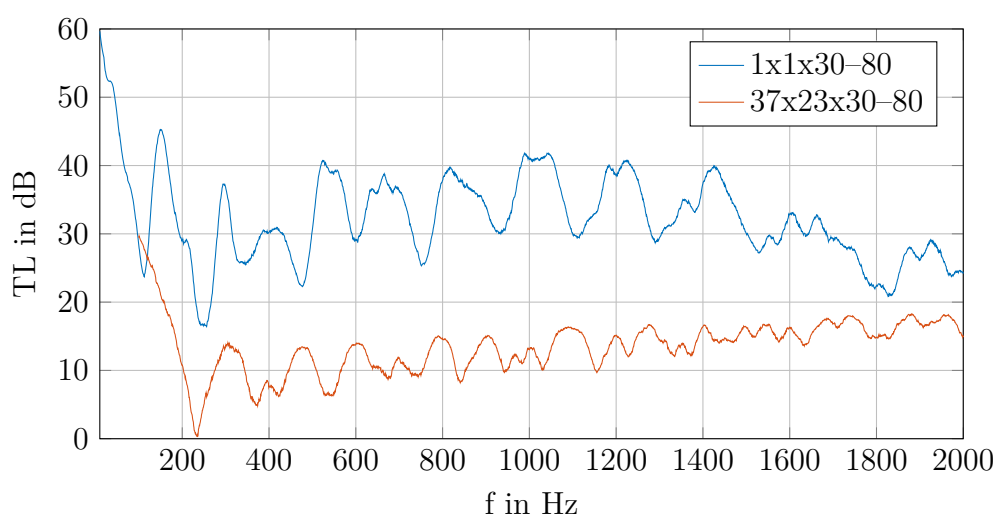


Abb. 6.14: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 1x1x30–80 und 37x23x30–80

von 10 Hz bis 2 kHz durchgeführt. Die Schalldämmmaßverläufe unterscheiden sich durchschnittlich ca. 20 dB im Bereich zwischen 200 Hz und 1700 Hz. Dies hängt, wie bei den vorherigen Vergleichen, damit zusammen, dass beim Wabenkern 1x1x30–80 das freie Decklagensegment bei 28 Hz eine Eigenfrequenz besitzt und damit ein Minimum im Schalldämmmaß bewirkt. Oberhalb dieser Eigenfrequenz steigt bei allen Vergleichen das Schalldämmmaß deutlich an. Dieser anhaltende Anstieg des Schalldämmmaßes bewirkt die Schalldämmmaßerhöhung im Vergleich zum Sandwich mit dem Kern 37x23x30–80, dessen erste Eigenfrequenz des freien Decklagensegments bei 21 kHz liegt.

Die Identifizierung der ersten Eigenfrequenz des Sandwichs ist nicht eindeutig möglich. Der Grund hierfür liegt in der Überlagerung der Eigenfrequenzen der Decklagensegmente mit den Eigenfrequenzen des Sandwichs, weil die Eigenfrequenzen der Decklagensegmente bei 28 Hz beginnen. Auf Basis der vorherigen Betrachtun-

Tab. 6.6: Eigenfrequenzen des Sandwichs mit dem Wabenkern 1x1x30–80 im Frequenzbereich von 230 Hz bis 270 Hz

f in Hz		
236,09	252,30	264,48
239,33	255,47	264,55
247,62	258,88	264,56
249,32	264,22	265,39
251,59	264,35	

gen wird vermutet, dass sich die Eigenfrequenz des Sandwichs durch die Form des Wabenkerns nicht deutlich ändert. Im Schalldämmmaßverlauf ist bei 250 Hz ein Minimum erkennbar, welches auch die Frequenz ist, wo bei vorherigen Betrachtungen die erste Eigenfrequenz lag. Daher liegt die vermutete erste Eigenfrequenz des Sandwichs bei 250 Hz. Eine Modalanalyse des Sandwichs ergibt keine weitere Möglichkeit zur Identifikation der ersten Eigenform der Sandwichplatte, weil bei 250 Hz die Dichte der Eigenfrequenzen der Decklagensegmente so hoch ist, dass die Eigenform der Platte nicht zweifelsfrei identifiziert werden kann. Bis 250 Hz weist die Modalanalyse des Sandwichs mit dem Kern 1x1x30–80 bereits 52 Eigenfrequenzen auf. In Tabelle 6.6 sind die Eigenfrequenzen zwischen 240 Hz und 260 Hz aufgelistet. Dies zeigt die Eigenfrequenzdichte im Bereich der vermuteten ersten Sandwicheigenfrequenz.

Bei dem Sandwich mit dem Wabenkern 37x23x30–80 sind im Schalldämmmaß nur Minima festzustellen, die auf die Eigenfrequenzen des Sandwichs zurückzuführen sind. Dazu wurde eine ungedämpfte Modalanalyse des Sandwichs durchgeführt und die Eigenfrequenzen mit den Minima im Schalldämmmaß einander in Tabelle 6.7 gegenübergestellt. Die Eigenfrequenzen und die Minima im Schalldämmmaß sind an dieser Stelle eindeutig zuzuordnen. Hierbei ergeben sich keine Erkenntnisse, die nicht bereits aus den vorherigen Betrachtungen bekannt sind.

Tab. 6.7: Eigenfrequenzen und Minima im Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Wabenkern 37x23x30

	37x23x30–80
$f_{1,TL}$ in Hz	235
$f_{1,modal}$ in Hz	234
$f_{2,TL}$ in Hz	369
$f_{2,modal}$ in Hz	368
$f_{3,TL}$ in Hz	424
$f_{3,modal}$ in Hz	419
$f_{4,TL}$ in Hz	544
$f_{4,modal}$ in Hz	523

Für die Platten mit den Wabenkernen 1x1x30–80 und 37x23x30–80 weisen die Schalldämmmaßkurven keine weiten lokale Minima auf, die nicht durch die freien

Decklagensegmente oder die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte zu erklären sind.

Durch die Größenvariation eines massekonstanten Wabenkerns kann das Schalldämmmaß von Sandwichplatten verändert werden. Die Veränderung der Schalldämmmaßminima im Bereich der Platteneigenfrequenzen beträgt bis zu 10 % für die Größenvariation. Dabei erfolgt lediglich eine Verschiebung von Schalldämmmaßminima. Einen erheblich größeren Einfluss besitzen die freien Decklagensegmente auf das Schalldämmmaß der Platte. Die Größe der freien Decklagensegmente kann bei einer Auslegung von Sandwichplatten genutzt werden, um das Schalldämmmaß ab einer definierten Frequenz zu erhöhen.

### 6.5.3 Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf das Schalldämmmaß

Neben der Größenvariation ist auch eine Winkelvariation der Wabenkerne möglich. Dabei sollen sowohl einheitliche als auch unterschiedliche Wabenwinkel genutzt werden. Im Fall von einheitlichen Wabenwinkeln ergeben sich immer Wabenkerne mit regelmäßigem Muster. Bei unterschiedlichen Wabenwinkeln unterscheiden sich alle Wabenzellen voneinander. Die Anzahl an Waben wird bei der Winkelvariation nicht verändert, weshalb an dieser Stelle die Wabenanzahl 10x5 frei gewählt wird. Die Vorgabe eines einheitlichen Winkels umfasst die Bandbreite von negativen Winkeln, die auxetische Waben abbilden, über einen 0°-Winkel, der einem rechteckigen Wabenkern entspricht, bis hin zu positiven Wabenwinkeln, die Wabenkernen mit konvexen Sechsecken entsprechen.

In Abbildung 6.15 und 6.16 sind die Schalldämmmaßverläufe der Sandwichplatten mit negativen und positiven Wabenwinkeln dargestellt. Bei der Variation der negativen Wabenwinkel fällt zunächst auf, dass im Frequenzbereich von etwa 500 Hz bis 1500 Hz die Schalldämmmaßkurven parallel zueinander verschoben sind. Je geringer der Winkel, desto höher ist das Schalldämmmaß dieses Sandwichs in diesem Frequenzbereich. Bei einer positiven Winkelvariation hingegen verlaufen die Kurven annähernd gleich. Dieser Effekt war bereits in der analytischen Berechnung vorhanden. Im Fall von negativen Wabenwinkeln hat sich das Schalldämmmaß in der analytischen Berechnung um bis zu 7 kHz erhöht, je geringer der Wabenwinkel war. Bei positiven Wabenwinkeln gab es in der analytischen Berechnung bis 7 kHz keinen Unterschied im Schalldämmmaßverlauf. Dies zeigt, dass in der Simulation ein Effekt berücksichtigt wird, der in der analytischen Berechnung schon ersichtlich ist. Somit kann aus Anwendungssicht das Schalldämmmaß eines massekonstanten Sandwichs bereits in einem tieffrequenten Bereich erhöht werden, wenn ein negativer Wabenwinkel genutzt wird. Dabei gilt bei den betrachteten Winkeln: Je kleiner der Winkel ist, desto höher wird das Schalldämmmaß.



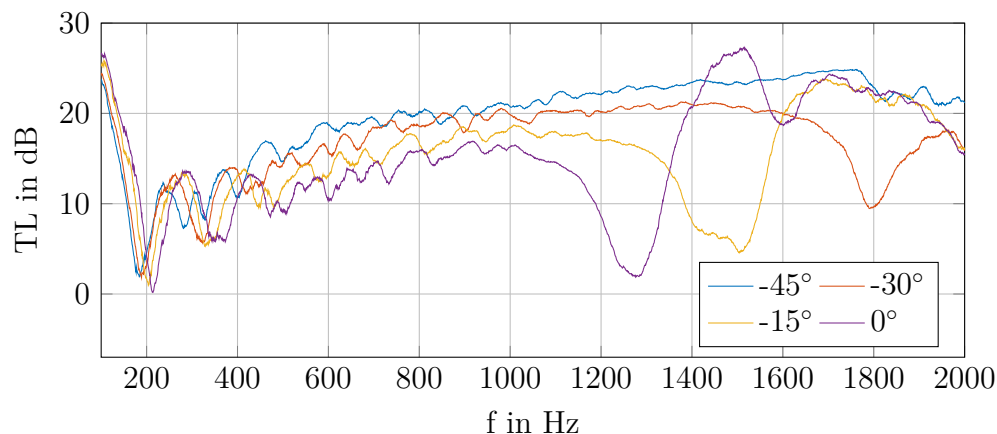


Abb. 6.15: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 10x5 und negativen Wabenwinkeln sowie einem Winkel von 0°

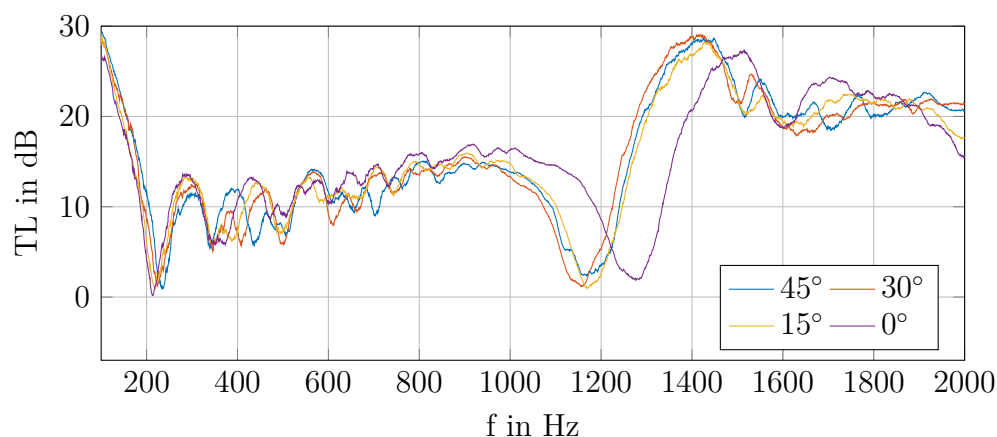


Abb. 6.16: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 10x5 und positiven Wabenwinkeln

Neben dieser Erhöhung treten im Schalldämmmaßverlauf wieder lokale Minima mit anschließender Überhöhung auf. In Abbildung 6.15 liegen die Minima bei 1254 Hz für 0°, bei 1407 Hz für -15° und bei 1737 Hz für -30°. Im Fall von -45° kann kein Minimum identifiziert werden. Aufgrund der Tatsache, dass sich die Frequenz des Minimums mit einem geringer werdenden Winkel in einen höheren Frequenzbereich verschiebt, liegt das Minimum für -45° oberhalb von 2 kHz. Für positive Winkel liegen die lokalen Minima bei 1254 Hz für 0°, bei 1133 Hz für 15°, bei 1139 Hz für 30° und bei 1161 Hz für 45°. Die Minima sind dabei auf die freien Decklagensegmente zurückzuführen. Diese werden in ihrer Form erheblich durch die Winkelvariation beeinflusst. Während bei negativen Winkeln eine deutliche Frequenzverschiebung dieses Minimums erkennbar ist, fällt die Frequenzverschiebung bei positiven Wabenwinkeln geringer aus. Soll in einer praktischen Anwendung die Frequenz des Decklagenminimums angepasst werden, müssen für eine Frequenzverschiebung negative Winkel in Betracht gezogen werden. Die Variation der Form wird dabei auch

Gegenstand der Untersuchungen zu den freien Decklagensegmenten in Abschnitt 6.6 sein.

Im Schalldämmmaßverlauf für die negativen Winkel fällt außerdem auf, dass die Minima, verursacht durch die Decklagensegmente, geringer werden, je kleiner der Winkel wird. Während bei  $0^\circ$  ein deutliches Minimum zu erkennen ist, ist das Minimum bei  $-30^\circ$  flacher im Kurvenverlauf. Somit kann eine regelmäßige Wabenkerngeometrie genutzt werden, die breitbandig das Schalldämmmaß erhöht, ohne durch die freien Decklagensegmente eine zu große Reduktion in Form eines lokalen Tiefpunktes zu erzeugen.

Im Frequenzbereich unterhalb von 500 Hz sind in den Abbildungen 6.15 und 6.16 weitere lokale Minima zu erkennen, die den Eigenfrequenzen der Platte zugeordnet werden können. In den Tabellen 6.8 und 6.9 sind die ersten vier lokalen Minima im Schalldämmmaßverlauf sowie die ersten vier Eigenfrequenzen jeder Sandwichplatte aufgelistet. Zum Teil können die Minima nicht eindeutig zugeordnet werden, zum Teil im Bereich eines Schalldämmmaßminimums mehrere Eigenfrequenzen liegen können. Dies ist bei den Winkeln  $0^\circ$  und  $15^\circ$  der Fall. Ein anderer Grund ist, dass einer Eigenfrequenz kein Schalldämmmaßminimum zugeordnet werden kann, weil im Kurvenverlauf kein Minimum vorhanden ist. Deshalb sind bei  $-30^\circ$  und  $-15^\circ$  keiner Werte für die Schalldämmmaßminima angegeben.

Tab. 6.8: Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern

Kernbezeichnung	$f_{1,TL}$ in Hz	$f_{1,modal}$ in Hz	$f_{2,TL}$ in Hz	$f_{2,modal}$ in Hz
10x5x-45-80	185	187	282	280
10x5x-30-80	193	194	311	308
10x5x-15-80	203	207	337	331
10x5x0-80	217	217	356	345
10x5x15-80	221	224	358	351
10x5x30-80	228	231	354	351
10x5x45-80	233	234	340	341

In der numerischen Untersuchung verschieben sich die Eigenfrequenzen durch die Winkelvariation bei den Wabenkernen. Dabei fällt auf, dass die Verschiebung der Eigenfrequenzen bei negativen Winkeln größer ist als bei positiven. Da die Frequenzverschiebungen im Vergleich zum Absolutwert der Eigenfrequenzen klein sind, ist die Anwendung der Winkelvariation auf einen Wabenkern in Bezug auf die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte nur dann zweckmäßig, wenn die Anregung tonal ist. Dadurch lässt sich das Minimum im Schalldämmmaß verschieben. Für eine Anwendung mit breitbandiger Anregung sollte auf Basis des Schalldämmmaßverlaufes ein Wabenkern mit negativem Winkel gewählt werden, weil sich das Schalldämmmaß

Tab. 6.9: Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern

Kernbezeichnung	$f_{3,TL}$ in Hz	$f_{3,modal}$ in Hz	$f_{4,TL}$ in Hz	$f_{4,modal}$ in Hz
10x5x-45-80	325	334	400	401
10x5x-30-80	-	335	419	422
10x5x-15-80	-	356	455	452
10x5x0-80	-	378	489	474
10x5x15-80	-	396	501	490
10x5x30-80	402	415	494	500
10x5x45-80	437	434	504	479

der Sandwichplatten dadurch ab 500 Hz numerisch erhöhen lässt. Die Anwendung der Winkelvariation mit positiven Winkeln hingegen bewirkt eine geringere Veränderung des Schalldämmmaßverlaufes.

### 6.5.4 Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf das Schalldämmmaß

Die zweite Winkelvariationsmöglichkeit ist die separate Veränderung der Wabenwinkel jeder Wabenzelle. Dadurch entstehen unregelmäßige Wabenzellen, wobei die Anzahl an Wabenzellen gleich bleibt. Die gewählten Wabenkerne haben die Bezeichnungen 8x4xirreg-80 und 8x4xkleingroß-80, deren Geometrien in Abbildung 6.17 dargestellt sind. Um einen Vergleich mit regelmäßigen Wabenstrukturen zu ermöglichen, wird die Wabenkerngeometrie 8x4x30-80 genutzt. Bei der variablen Winkelvariation ändern sich nicht nur die Winkel, sondern auch gleichzeitig die Größen der Waben. In diesem Fall kann die Winkelvariation nicht unabhängig von einer Größenvariation der Zellen betrachtet werden. Lediglich die Anzahl an Zellen kann konstant gehalten werden.

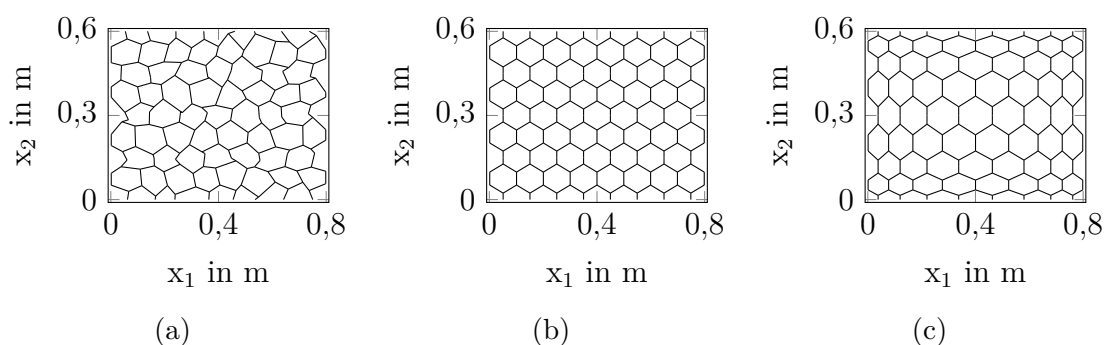


Abb. 6.17: Geometrie der Wabenkerne (a) 8x4xirreg-80, (b) 8x4x30-80 und (c) 8x4xkleingroß-80

Das Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den drei Wabenkernen ist in Abbildung 6.18 aufgetragen. Zunächst fällt im Verlauf auf, dass nur bei dem Sandwich

mit dem Kern 8x4x30–80 ein lokales Minimum bei 792 Hz und ein anschließendes Maximum bei 1030 Hz vorhanden ist. Ein eindeutiges lokales Minimum oberhalb von 600 Hz ist weder beim Sandwich mit dem Kern 8x4xirreg–80 noch beim Sandwich mit dem Kern 8x4xkleingroß–80 festzustellen. Das lokale Minimum der Platte mit dem Kern 8x4x30–80 wird durch die Decklagensegmente und deren erste Eigenfrequenz bestimmt. Dabei sind alle freien Decklagensegmente gleich groß. Im Fall der Wabenkerne 8x4xirreg–80 und 8x4xkleingroß–80 sind die Größen der freien Decklagensegmente verschieden. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Eigenfrequenzen der Decklagensegmente und es tritt kein Schalldämmmaßminimum bei einer Frequenz auf. Im Frequenzbereich zwischen 600 Hz und 1200 Hz steigt das Schalldämmmaß bei allen drei Sandwichplatten von etwa 10 dB auf ca. 20 dB an. Oberhalb von 1200 Hz bleiben alle Kurvenverläufe in Abbildung 6.18 durchschnittlich bei 20 dB. Somit ist eine Erhöhung des Schalldämmmaßes durch unregelmäßige Waben gegeben.

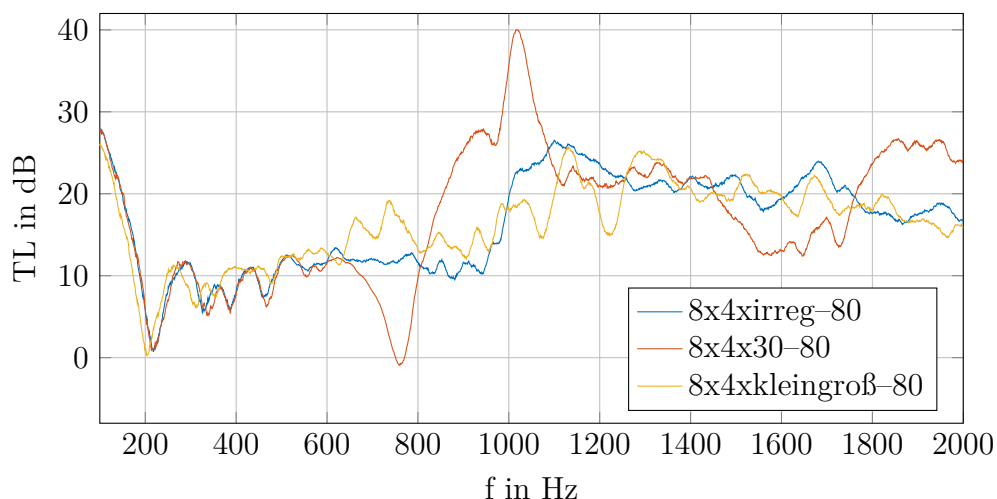


Abb. 6.18: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 8x4x30–80, 8x4xkleingroß–80 und 8x4xirreg–80

Bei einer technischen Anwendung kann durch unregelmäßige Waben ein zusätzliches lokales Minimum im Schalldämmmaß vermieden und gleichzeitig eine Schalldämmmaßerhöhung ab einer definierten Frequenz erzielt werden. Um für eine möglichst tieffrequente Anwendung eine breitbandige Schalldämmmaßerhöhung zu erzielen, ist eine Kombination aus Anpassung der Wabenanzahl und unregelmäßiger Winkelvariation vorteilhaft. Je geringer die Wabenanzahl ist, umso tieffrequenter ist die zu erwartende Schalldämmmaßerhöhung. Weiterhin sollte die Form der freien Decklagensegmente stärker variieren, je weniger Wabenzellen der Kern besitzt. Dadurch erhöht sich der Unterschied zwischen den Eigenfrequenzen der Decklagensegmente und es bildet sich kein Minimum im Schalldämmmaß aus. Die Winkelvariation ist bei einer sehr geringen Anzahl an Wabenzellen nicht mehr hilfreich,

um ein Schalldämmmaßminimum zu vermeiden. Im Extremfall besitzt der Kern eine einzige Wabenzelle. In diesem Fall tritt unabhängig von der Winkelvariation immer ein Schalldämmmaßminimum auf, weil es nur ein Decklagensegment gibt, dessen Eigenfrequenz durch die Winkelvariation verschoben wird. Entscheidend ist der Flächenanteil der freien Decklagensegmente mit der gleichen Eigenfrequenz von der Gesamtfläche der Decklage, wie deutlich ein Schalldämmmaßminimum ist. Bei regelmäßigen Waben entstehen gleiche Flächen und Formen der Decklagensegmente, die dieselbe Eigenfrequenz besitzen und zu einem Minimum führen. Je mehr Decklagensegmente vorhanden sind, desto mehr Eigenfrequenzen können mithilfe einer freien Winkelvariation über den Frequenzbereich verteilt werden, wodurch der Entstehung eines lokalen Schalldämmmaßminimums entgegengewirkt wird.

Im Frequenzbereich bis 500 Hz besitzen alle drei Sandwichplatten weitere lokale Minima, die den Eigenfrequenzen der Platte zuzuordnen sind. In den Tabellen 6.10 und 6.11 sind sowohl die Minima aus dem Schalldämmmaßverlauf als auch die Eigenfrequenzen der ungedämpften Modalanalyse der Sandwichplatten aufgelistet. Bei der vierten Eigenfrequenz des Sandwichs mit dem Kern 8x4xkleingroß-80 existiert kein Minimum im Schalldämmmaß, weshalb an dieser Stelle kein Wert in Tabelle 6.11 vermerkt ist.

Tab. 6.10: Erste und zweite Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie erste und zweite Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern

Kernbezeichnung	$f_{1,TL}$ in Hz	$f_{1,modal}$ in Hz	$f_{2,TL}$ in Hz	$f_{2,modal}$ in Hz
8x4xirreg-80	219	218	332	329
8x4x30-80	221	220	338	336
8x4xkleingroß-80	203	203	310	305

Tab. 6.11: Dritte und vierte Frequenz des Schalldämmmaßminimums sowie dritte und vierte Eigenfrequenz der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern

Kernbezeichnung	$f_{3,TL}$ in Hz	$f_{3,modal}$ in Hz	$f_{4,TL}$ in Hz	$f_{4,modal}$ in Hz
8x4xirreg-80	390	386	457	457
8x4x30-80	390	392	471	468
8x4xkleingroß-80	353	351	-	405

Die Winkelvariation zeigt zwischen den Wabenkernen 8x4x30-80 und 8x4xirreg-80 im Bereich der Eigenfrequenzen eine maximale relative Frequenzverschiebung von 3 %. Beim Vergleich der Wabenkerne 8x4x30-80 und 8x4xkleingroß-80 ergeben sich in der Frequenzverschiebung bereits relative Unterschiede von etwa 10 %. Für eine praktische Anwendung ist die Winkelvariation in Bezug auf die Eigenfrequenzen nur dann zweckmäßig, wenn bei einer tonalen Anregung die Eigenfrequenz des

Sandwichs verschoben werden muss. Bei einer breitbandigen Anregung ist die Winkelvariation nicht zweckmäßig, da sich das Minimum im Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen zwar verschieben, aber nicht vermeiden lässt.

Die Winkelvariation kann in Hinblick auf die Anbindung der Sandwichplatten an andere Strukturen genutzt werden. Für die Verbindung werden in den Sandwichplatten Inserts benötigt. Dazu wird ein Loch in das Sandwich gebohrt und ein Insert eingebracht. Im Bereich des Inserts sollte sich zwischen den Decklagen auch Kernmaterial befinden, damit bei einer Kraftbelastung senkrecht zur Decklagenoberfläche nicht nur die Decklagen auf Biegung belastet werden. Die betrachteten Wabenkerne besitzen Wandabstände im Zentimeterbereich, weshalb eine lokale Belastung der Decklagen auf Biegung beim Einbringen eines Inserts wahrscheinlich ist. Daher ist eine Anpassung der Wabenzellen im Bereich von Inserts zweckmäßig. Dies kann z. B. wie beim Wabenkern 8x4xkleingroß-80 erfolgen. So sind die Wabenzellen in den Ecken kleiner als in der Mitte. Die Verkleinerung von Wabenzellen in bestimmten Bereichen eines Sandwichs kann technisch genutzt werden, um lokale Belastungen der Platte zu reduzieren. So kann z. B. die Kraftübertragung mithilfe von Inserts in einer Sandwichplatte durch lokal kleinere Waben verbessert werden. Trotz einer solchen lokalen Verkleinerung von Wabenzellen weist das Sandwich mit dem Kern 8x4xkleingroß-80 im Frequenzbereich ab 1200 Hz die gleiche Schalldämmmaßerhöhung auf wie das Sandwich mit dem regelmäßigen Wabenkern 8x4x30-80.

## 6.6 Numerische Untersuchung der Decklagensegmenteigenfrequenzen

Bei den vorangegangenen Variationen traten in Abhängigkeit von den Wabenkerngeometrien lokale Minima im Schalldämmmaß auf, die auf Größe und Form der Decklagensegmente zurückgeführt werden. Die Decklagensegmente werden durch die Verbindung zwischen der Glasfaserdecklage und dem Wabenkern bestimmt. Abbildung 6.19 zeigt ein freies Decklagensegment in Grün, wobei die Form des Segmentes durch die Geometrie des Wabenkerns definiert wird.

Beim Wabenkern 8x4x30-80 liegt das lokale Schalldämmmaßminimum der Sandwichplatte bei 792 Hz. In Abbildung 6.20 ist die Betriebsschwingform der Decklage auf der abstrahlenden Seite dargestellt. Zusätzlich wird die Geometrie des Kerns über die Schwingform gelegt. Aus der Betriebsschwingform wird ersichtlich, dass bei einer Frequenz von 792 Hz die größten Amplituden im Bereich der freien Decklagensegmente auftreten. Die Verteilung der absoluten Verschiebung lässt den Schluss zu, dass bei dieser Frequenz die erste Eigenform der freien Decklagensegmente beteiligt ist. Nicht alle Decklagensegmente weisen einen Maximalwert auf, weil die Randbe-

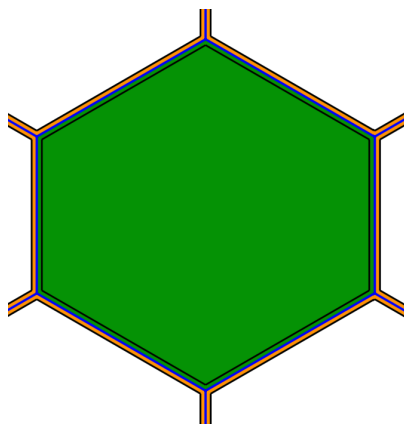


Abb. 6.19: CAD-Modellausschnitt eines Wabenkerns mit dem Decklagensegment in Grün und den Mittellinien in Blau

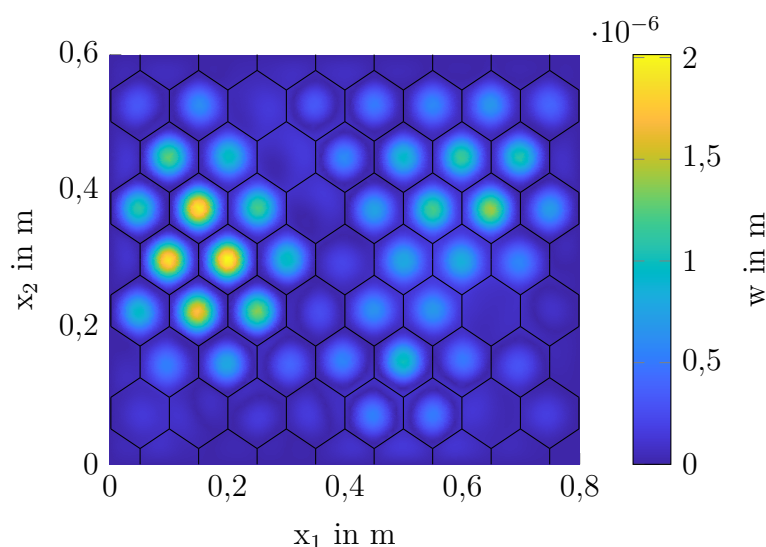


Abb. 6.20: Absolute Verschiebungen der abstrahlenden Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4x30-80 bei 792 Hz mit der überlagerten Geometrie des Wabenkerns

dingungen für jedes Decklagensegment unterschiedlich sind. So befinden sich Decklagensegmente im Randbereich der Sandwichplatte näher an der Einspannung als die Segmente in der Plattenmitte. Diese Unterschiede führen zu leicht abweichenden Randbedingungen, wodurch die Eigenfrequenzen der Decklagensegmente in einem geringen Maß variieren. Dies kann auch am Schalldämmmaß festgemacht werden. Das Schalldämmmaß der Sandwichplatte mit dem Kern 8x4x30-80 weist kein einzelnes scharf abgegrenztes Minimum bei einer Frequenzlinie auf, sondern verläuft kontinuierlich über einen Frequenzbereich.

Zur Bewertung soll eine Modalanalyse der freien Decklagensegmente erfolgen, um die Annahme der Beteiligung der Eigenfrequenz der Decklagensegmente zu bestätigen. Das Decklagensegment wird wie in der Simulation als Schalelement mit quadratischer Ansatzfunktion modelliert. Die Materialeigenschaften sind Tabelle 5.1

zu entnehmen. Die Randbedingung ist eine feste Einspannung an allen Linien des Flächensegments. Diese Randbedingung kommt der Klebung zwischen Decklage und Wabenkern am nächsten, weil die Klebung sowohl translatorische als auch rotatorische Freiheitsgrade des Decklagensegments einschränkt. Da es sich bei der Klebung nicht um eine ideale Einspannung handelt, wurde als Rand des Decklagensegments die Mittellinie des Wabenkerns genutzt. Dies bedeutet, dass in der Modalanalyse des Decklagensegments eine größere frei schwingende Fläche zur Verfügung steht als bei den gefertigten Wabenkernen. So soll die Abweichung zwischen Modalanalyse und Schalldämmmaßsimulation minimiert werden. Da die Einspannung in der Modalanalyse dennoch steifer sein wird als die Klebung, wird erwartet, dass die berechneten Eigenfrequenzen oberhalb der Minima im Schalldämmmaß liegen werden. Im Fall einer gelenkigen Lagerung für das Decklagensegment wird dessen Eigenfrequenz deutlich unterschätzt, weshalb die hier gewählte Lagerung die beste Lösung zur Approximation der freien Decklagensegmente im Sandwichverbund darstellt.

### 6.6.1 Abhängigkeit der Decklagensegmenteigenfrequenz von der Wabenanzahl

Nicht nur bei der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x4x30–80 sondern auch bei den Platten mit den Kernen 6x3x30–80 und 10x5x30–80 ist jeweils ein Minimum im Schalldämmmaßverlauf aufgetreten. Das Minimum ist bei der Variation der Wabenanzahl umso tieffrequenter, je größer die Wabenzellen sind. In Tabelle 6.12 sind der Flächeninhalt der Decklagensegmente, deren erste Eigenfrequenz aus der Modalanalyse und das Schalldämmmaßminimum der harmonischen Analyse aufgelistet. Es zeigt sich für die drei Sandwichplatten, dass die Eigenfrequenz der Decklagensegmente durch die Modalanalyse nur eines Hautfelds abgebildet werden kann. Je kleiner die Decklagensegmente sind, desto größer werden die absolute und die relative Abweichung zwischen der Eigenfrequenz in der Modalanalyse und dem Minimum im Schalldämmmaß. Während beim Wabenkern 6x3x30–80 der relative Frequenzunterschied 2 % beträgt, liegt der Unterschied beim Wabenkern 10x5x30–80 bereits bei 7 %.

Tab. 6.12: Flächeninhalt und Eigenfrequenzen der Decklagensegmente aus Modalanalyse und Schalldämmmaßsimulation

Kernbezeichnung	$A_{\text{Wabe}}$ in $\text{cm}^2$	$f_{\text{modal}}$ in Hz	$f_{\text{TL}}$ in Hz
6x3x30–80	132,7	439	430
8x4x30–80	74,7	780	792
10x5x30–80	47,9	1217	1139



Die Ursache für den Frequenzunterschied liegt in der Modellierung der Lagerung zwischen der harmonischen Analyse des Sandwichs und der Modalanalyse des Decklagensegmentes. Bei der harmonischen Analyse sind die Decklagensegmente an die Wabenwände angebunden, während in der Modalanalyse eine Lagerung an den Rändern der Decklagen genutzt wird. Je steifer die Wabenwand ist, desto eher entspricht die Anbindung zwischen Wabenkern und Decklage der festen Lagerung der Decklagensegmente in der Modalanalyse. Die Steifigkeit der Wabenwände erhöht sich mit der Wanddicke, die bei einer Verringerung der Wabenanzahl größer wird.

Bei einer weiteren Variation der Wabenanzahl traten im Schalldämmmaß neben dem Minimum im Bereich der ersten Eigenfrequenz des Decklagensegments weitere Minima im höheren Frequenzbereich auf. Dies war besonders deutlich bei dem Sandwich mit dem Wabenkern 8x2x30–80. In Abbildung 6.21 ist das Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Kern 8x2x30–80 noch einmal dargestellt und die Minima mit gestrichelten Linien markiert. Diese liegen bei 705 Hz, 1049 Hz und 1603 Hz.

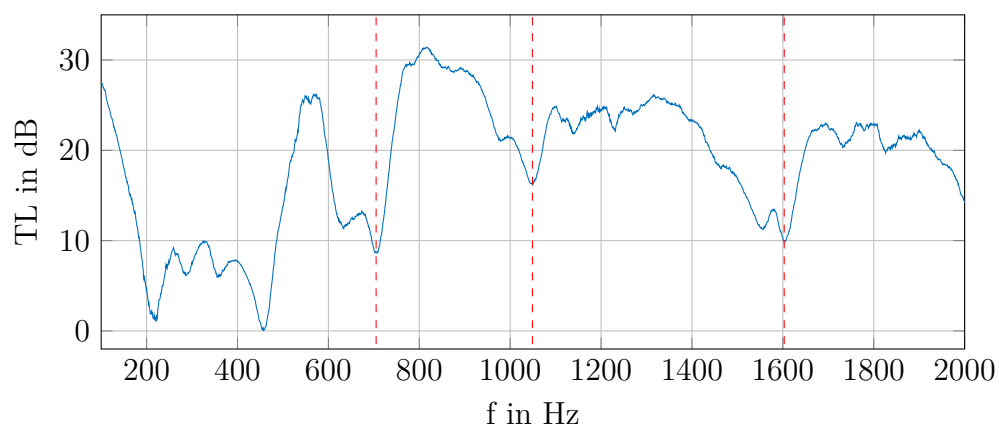


Abb. 6.21: Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x2x30–80

Da das erste Minimum bei 456 Hz liegt und auf die Decklagensegmente zurückgeführt wird, sind weitere Minima durch andere Eigenformen der Decklagensegmente vorstellbar. Die Modalanalyse eines Decklagensegments mit der Wabenkerngeometrie 8x2x30–80 dient zur Überprüfung. Abbildung 6.22 zeigt die ersten 7 Eigenformen und -frequenzen dieses Decklagensegments.

Demnach stimmen die Minima im Schalldämmmaß bei 705 Hz, 1049 Hz und 1603 Hz mit der (2,1)-Eigenform in Abbildung 6.22 (b), der (3,1)-Eigenform in Abbildung 6.22 (c) und der (4,1)-Eigenform in Abbildung 6.22 (f) überein. Für die (3,1)-Eigenform liegt eine erhöhte Schallabstrahlung vor, weil die Anzahl an Wellenbergen und Wellentälern für ein Decklagensegment unterschiedlich ist. Dadurch kann, wie bei der ersten Eigenfrequenz, Schall ins Fernfeld abgestrahlt werden. Im Fall der (2,1)-Eigenform und der (4,1)-Eigenform treten im Decklagensegment genau gleich viele Wellenberge und Wellentäler auf, was bei einer ausreichend großen

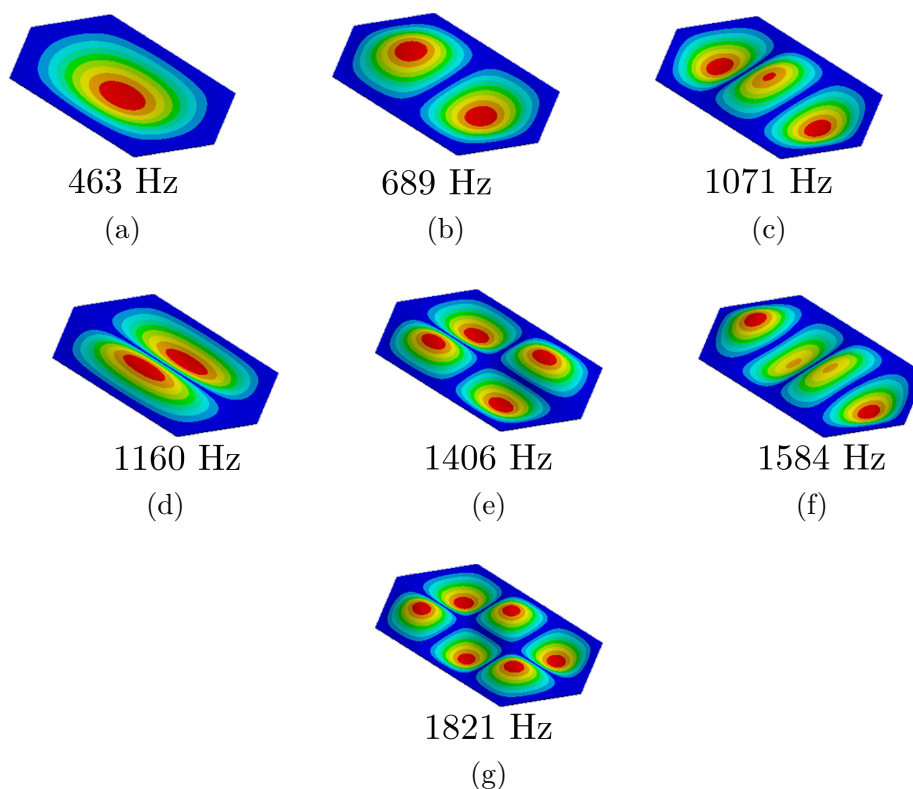


Abb. 6.22: Eigenformen des Decklagensegments des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x2x30–80 aus der Modalanalyse

Wellenlänge der Luft zu einem akustischen Kurzschluss führen kann. Aufgrund der gleichen Anzahl an Wellenbergen und Wellentälern gleicht sich der Schalldruck im Nahfeld in allen Bereichen aus und es wird kein Schall in das Fernfeld abgestrahlt. Um zu überprüfen, ob akustische Kurzschlüsse möglich sind, werden die Luftwellenlänge und die Abstände des Segments herangezogen. Das Segment ist 18 cm lang und 10 cm breit. Bei der (4,1)-Eigenform beträgt die Luftwellenlänge 22 cm und die Länge eines Wellenbergs mit benachbartem Wellental 9 cm. Da die Luftwellenlänge größer ist als die Länge eines Wellenbergs und -tals, müssen akustische Kurzschlüsse auftreten. Analog gilt dies für die (2,1)-Eigenform, bei der die Luftwellenlänge 0,5 m und die Länge eines Wellenbergs mit benachbartem Wellental auf dem Decklagensegment 0,18 m beträgt. Dass bei diesen Frequenzen dennoch ein Schalldämmmaßminimum vorliegt und es somit zu einer erhöhten Schallabstrahlung kommt, liegt am Aufbau der Sandwichplatte.

Die Abbildungen 6.23 und 6.24 zeigen die Verschiebungen senkrecht zur abstrahlenden Decklage des Sandwichs aus der harmonischen Analyse. Die Geometrie des Wabenkerns 8x2x30–80 wird in Schwarz über die Verschiebungen gelegt. Die Abbildungen zeigen nicht die Betriebsschwingform bei 705 Hz bzw. 1603 Hz. Die Wahl fiel stattdessen auf Frequenzen im Bereich des Minimums, die die Wellenberge und -täler der Decklagensegmente im Randbereich der Platten am besten sichtbar machen.

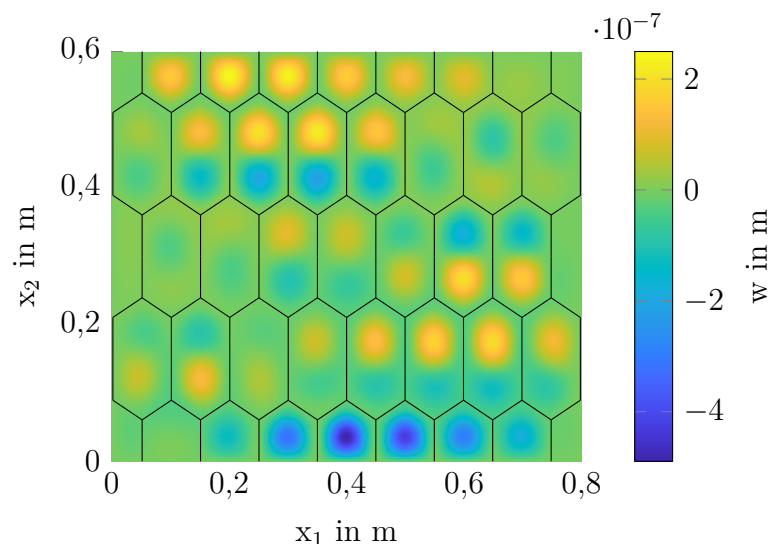


Abb. 6.23: Verschiebungen der abstrahlenden Sandwichdecklage bei 689 Hz und Geometrieüberlagerung des Wabenkerns 8x2x30–80

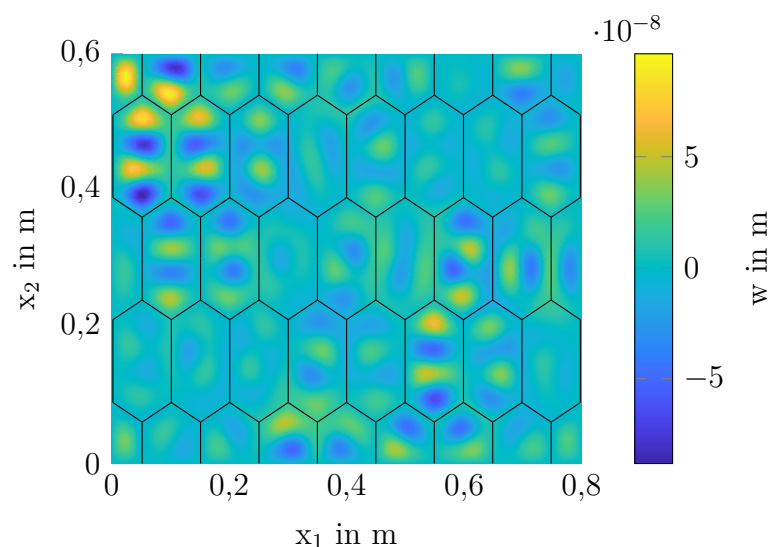


Abb. 6.24: Verschiebungen der abstrahlenden Sandwichdecklage bei 1577 Hz und Geometrieüberlagerung des Wabenkerns 8x2x30–80

In Abbildung 6.23 sind für die vollständigen Decklagensegmente je ein Wellenberg und ein Wellental erkennbar, die sich bei einem akustischen Kurzschluss ausgleichen. Im Randbereich existieren noch halbe Decklagensegmente und in Abbildung 6.23 sind einzelne Wellenberge am oberen sowie einzelne Wellentäler am unteren Rand der Sandwichplatte erkennbar. Diese Wellenberge und Wellentäler können sich nicht mit benachbarten Wellentälern und Wellenbergen ausgleichen. Daher ist das Minimum im Schalldämmmaß auf die halben Decklagensegmente am Rand zurückzuführen, die wie ein Randstrahler wirken. Bei einer Frequenz von 1577 Hz in Abbildung 6.24 soll der Fokus vorrangig auf die obere linke Ecke der Sandwichplatte gelegt

werden. Die ganzen Decklagensegmente weisen die (4,1)-Eigenform mit zwei Wellbergen sowie zwei Wellentälern auf. Die halben Decklagensegmente weisen einen Wellenberg und ein benachbartes Wellental auf. In diesen Fällen müssen akustische Kurzschlüsse auftreten. Die obere linke Ecke der Sandwichplatte besitzt ein Viertel eines Decklagensegments, in dem in Abbildung 6.24 ein Wellenberg zu erkennen ist. In diesem Fall existiert keine benachbarte, gegenphasig schwingende Fläche für einen akustischen Kurzschluss. Das Minimum im Schalldämmmaß bei 1603 Hz ist deshalb auf die Schallabstrahlung der Decklagensegmente in den Ecken der Platte zurückzuführen. Daher ist bei der Konstruktion dieser Sandwichplatten auch auf die Randbereiche zu achten. Andernfalls entstehen Minima im Schalldämmmaß, die für eine praktische Anwendung unerwünscht sein könnten.

### 6.6.2 Abhängigkeit der Decklagensegmenteigenfrequenz vom Wabenwinkel

Die Eigenfrequenz der Decklagensegmente hängt nicht nur von dem Flächeninhalt ab, sondern kann auch durch die Form beeinflusst werden. Bei der Winkelvariation wurde bereits gezeigt, dass sich ein lokales Schalldämmmaßminimum in einen höheren Frequenzbereich verschiebt, wenn Winkeln der Wabenzellen kleiner werden. In Abbildung 6.25 sind die ersten Eigenformen der Decklagensegmente für einen auxetischen Wabekern mit dem Winkel  $-30^\circ$ , einen rechteckigen Wabekern und einen Wabekern mit konvexen Sechsecken und einem Winkel von  $30^\circ$  aufgetragen.

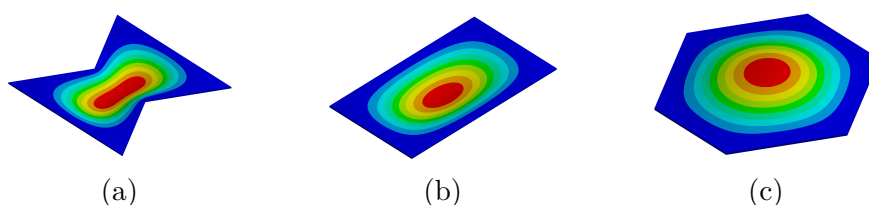


Abb. 6.25: Erste Eigenform eines Decklagensegments mit (a) auxetischem Wabekern, (b) rechteckigem Wabekern und (c) konvexem Wabekern

Aus den negativen Winkel resultiert eine konkave Form der Decklagensegmente, die die Ausprägung der (1,1)-Eigenform im Decklagensegment beeinflusst. Durch die negativen Winkel kommt es in der Mitte des Decklagensegments zu einer Einschnürung, während sich bei positiven Winkeln eine rundliche Form der Eigenform ausbildet. Durch die Einschnürung beeinflusst die Fläche, in der sich die (1,1)-Eigenform ausbildet. Zur Bestimmung der Frequenzverschiebung sollen Decklagensegmente mit einem Winkel von  $-50^\circ$  bis  $50^\circ$  in einer Modalanalyse untersucht werden. Für die Größe des Decklagensegments wird die Anzahl der Wabenzellen mit  $10 \times 5$  frei gewählt.

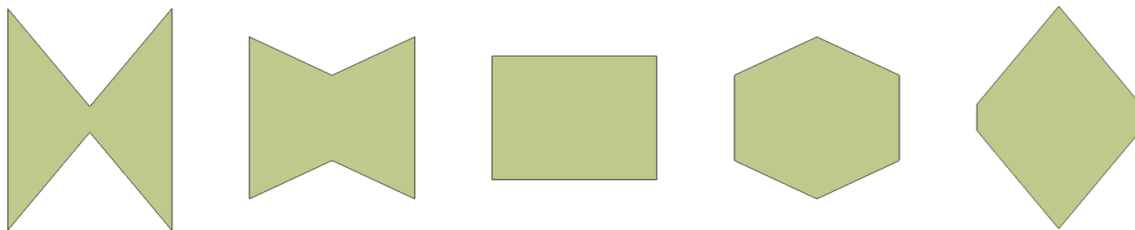


Abb. 6.26: CAD-Modell der Decklagensegmente mit gleichem Flächeninhalt und den Winkeln von  $-50^\circ$  bis  $50^\circ$  in  $25^\circ$ -Schritten von links nach rechts

In Abbildung 6.26 sind die Formen der Decklagensegmente für die Winkel  $-50^\circ$ ,  $-25^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $25^\circ$  und  $50^\circ$  exemplarisch dargestellt. Abbildung 6.27 zeigt die Abhängigkeit der Eigenfrequenz des Decklagensegments von dem Winkel der Wabenzelle. Beim Vergleich der Eigenfrequenzen mit den Minima im Schalldämmmaß bei der Winkelvariation werden die Unterschiede größer, je kleiner die Winkel werden. So liegt das Minimum im Schalldämmmaß für einen Winkel von  $-30^\circ$  bei 1750 Hz, während in der Modalanalyse die Eigenfrequenz bei 2200 Hz liegt. Im Fall eines Winkels von  $0^\circ$  befindet sich das Minimum im Schalldämmmaß bei 1250 Hz und in der Modalanalyse bei 1384 Hz. Bei  $30^\circ$  liegt das Minimum im Schalldämmmaß bei 1150 Hz und in der Modalanalyse bei 1217 Hz.

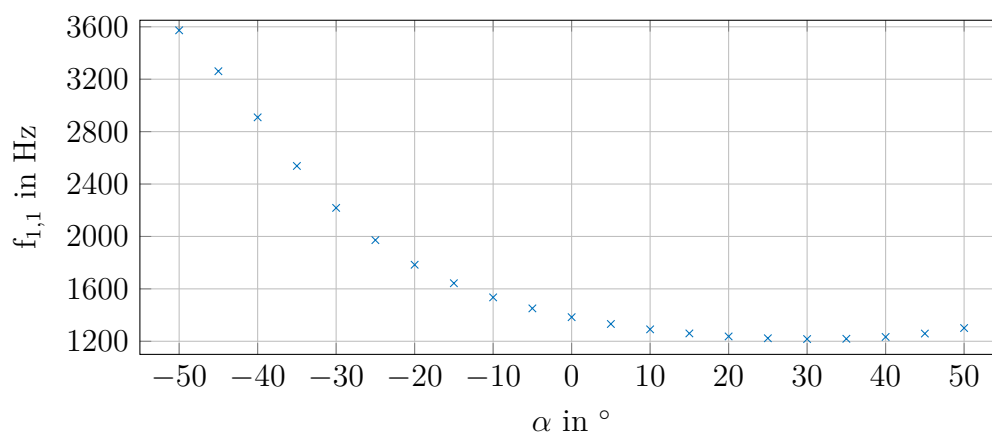


Abb. 6.27: Erste Eigenfrequenz der Decklagensegmente mit unterschiedlichen Winkeln

Die Abweichung wird auf den Unterschied zwischen der Lagerung des Segments in der Modalanalyse und der Anbindung zwischen Decklage und Wabenkern in der harmonischen Analyse zurückgeführt. Je geringer der Winkel wird, desto größer sind die Längen der Wabenwände, woraus eine geringere Wandstärke resultiert. Die Anbindung der Decklage an einen dünnwandigen Wabenkern wird durch die feste Lagerung in der Modalanalyse schlechter abgebildet als die Anbindung an einen dickwandigen Wabenkern. Dennoch ist der Trend aus Abbildung 6.27 auch im Schalldämmmaßverlauf erkennbar. Das Minimum im Schalldämmmaß verschiebt sich deutlich in

der Frequenz, wenn im Wabenkern negative Winkel vorliegen. Im Fall der positiven Winkel verschiebt sich das Minimum im Schalldämmmaß um weniger als 10 %.

In Abbildung 6.27 existiert ein Minimum, bei dem die Eigenfrequenz des Decklagensegments am geringsten ist. Für die untersuchten Winkel liegt das Minimum bei  $30^\circ$ . Daher wird vermutet, dass ein regelmäßiges Hexagon die niedrigste erste Eigenfrequenz besitzt. Im Fall des Wabenkerns 10x5 beträgt die diagonale Länge  $l_{\text{dia}}$  46 mm und die vertikale Länge  $l_{\text{ver}}$  37 mm. Bei einem regelmäßigen Hexagon wären diese beiden Längen gleich. Um die tiefste Frequenz zu ermitteln, wird der Flächeninhalt von  $47,9 \text{ cm}^2$  aus Tabelle 6.12 genutzt und die Kantenlänge bei einem Winkel von  $30^\circ$  nach der folgenden Gleichung ermittelt [8].

$$A_{\text{hexa}} = \frac{3}{2} \cdot l_{\text{ver}}^2 \cdot \sqrt{3} \quad (6.15)$$

Die Kantenlänge für das regelmäßige Hexagon beträgt 43 mm. Die Modalanalyse eines Decklagensegments mit dieser Kantenlänge ergibt eine erste Eigenfrequenz von 1204 Hz. Die äußeren Abmessungen des Sandwichs als auch die Anzahl der Wabenzellen bestimmen die regelmäßige Form eines Hexagons. So müssten die äußeren Abmessungen des Wabenkerns 10x5 angepasst werden, damit der ideale Fall erreicht wird.

Bei der Bestimmung der (1,1)-Eigenform muss bei den kleinsten Winkeln auf die Zuordnung der Eigenfrequenz geachtet werden. So kann es dazu kommen, dass die (1,1)-Eigenform eine höhere Frequenz besitzt als die (2,1)-Eigenform des Decklagensegments. Bei der (1,1)-Eigenform tritt in der Regel nur ein Schwingungsmaximum auf, während die zweite Eigenform zwei Schwingungsmaxima besitzt, die gegenphasig sind. Durch kleine Winkel wird der mittlere Bereich der ersten Eigenform eingeschnürt und es kommt zu zwei lokalen Schwingungsmaxima. In Abbildung 6.28 sind die erste und die zweite Eigenform der Decklagensegmente für die Winkel  $-50^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $-40^\circ$  und  $-35^\circ$  dargestellt. Bei allen Winkeln bilden sich in der (1,1)-Eigenform zwei Maxima aus. Weil sowohl bei der (1,1)- als auch bei der (2,1)-Eigenform zwei Schwingungsmaxima auftreten, muss die Zuordnung der Eigenform über die Phasenbeziehung der Maxima erfolgen. Sind die Maxima gleichphasig, wird dies der (1,1)-Eigenform zugeordnet. Sind die Maxima gegenphasig, wird dies der (2,1)-Eigenform zugeordnet. Dadurch sind die Eigenfrequenzen der (1,1)-Eigenform bei den Winkeln  $-50^\circ$  und  $-45^\circ$  höher als bei der (2,1)-Eigenform. Dies muss bei der Auswertung der Modalanalyse beachtet werden, weil die (2,1)-Eigenform einen akustischen Kurzschluss bewirkt, der bei der (1,1)-Eigenform nicht auftritt. Die (1,1)-Eigenform ist deshalb entscheidend für das Schalldämmmaß und wurde bei der Winkelbetrachtung entsprechend ausgewertet.

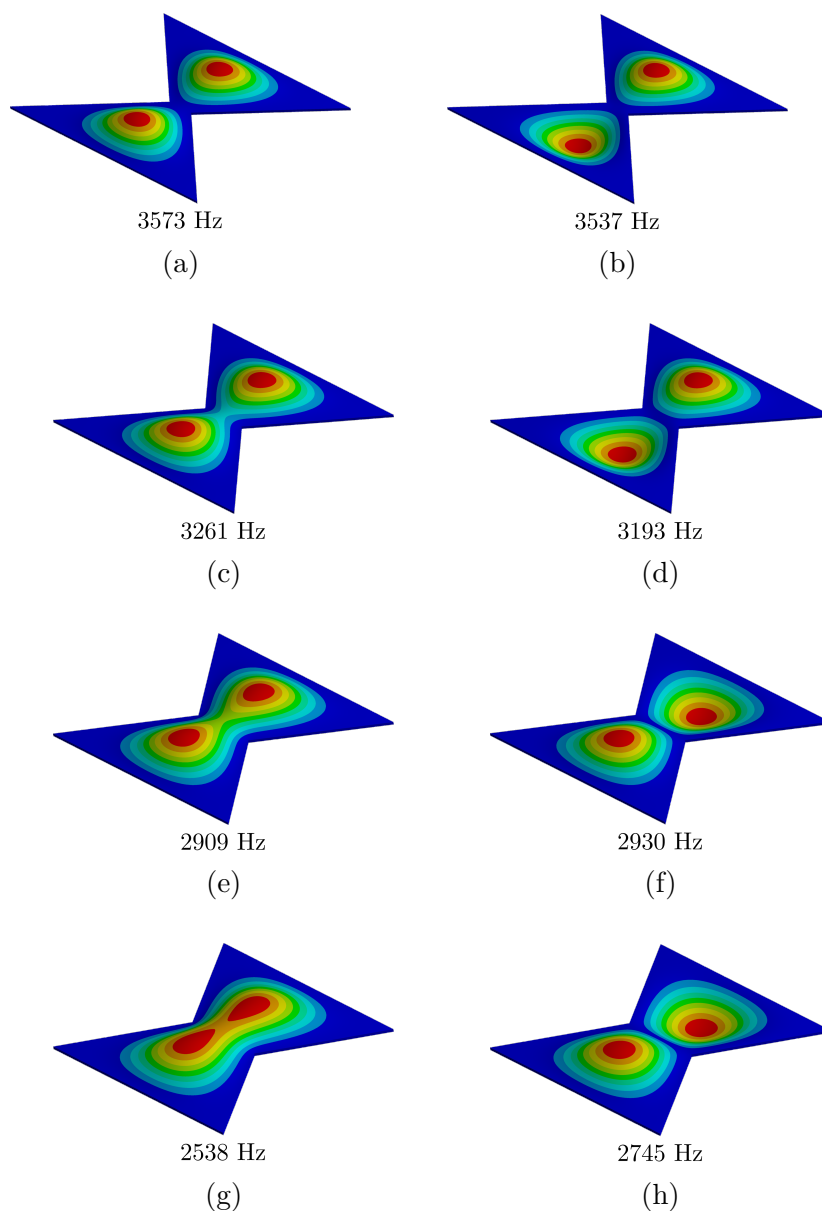


Abb. 6.28: Erste und zweite Decklageneigenform für (a)/(b) den Winkel  $-50^\circ$ , (c)/(d) den Winkel  $-45^\circ$ , (e)/(f) den Winkel  $-40^\circ$  und (g)/(h) den Winkel  $-35^\circ$

Zusammenfassend bestätigt sich die Vermutung, dass die Geometrien der Wabenkerne frei schwingende Decklagensegmente bilden, die für Minima im Schalldämmmaß verantwortlich sind. Besonders die erste Eigenfrequenz der Decklagensegmente ist deutlich im Schalldämmmaß der regelmäßigen Wabenkerne zu erkennen und hängt von der Form der Wabenzellen ab. Sowohl die Größe der Decklagensegmente, die durch die Wabenanzahl verändert wird, als auch deren Form, die durch die Wabenwinkel verändert wird, beeinflussen die erste Eigenfrequenz. Diese Variationen können konstruktiv genutzt werden, um das Schalldämmmaß anzupassen, ohne die Masse des Sandwichs zu verändern. Neben dieser ersten Eigenfrequenz des vollständigen Decklagensegments muss bei einer Konstruktion auch der Randbereich der Sandwichplatte betrachtet werden, weil sich dort auch halb so große oder ein

Viertel so große Decklagensegmente bilden, die das Schalldämmmaß in bestimmten Frequenzen verringern können.

Die geometrische Veränderung eines massekonstanten Wabenkerns kann folglich genutzt werden, um das Schalldämmmaß des Sandwichverbunds zu beeinflussen. Neben einer Verschiebung von Schalldämmmaßminima im Bereich der ersten Eigenfrequenzen der Platte kann durch die Kernvariation das Schalldämmmaß auch in Abhängigkeit der Decklagensegmente über einen breiten Frequenzbereich erhöht oder verringert werden.

## 6.7 Einfluss der Kerngeometrie auf die Biegesteifigkeit der Sandwichplatten

Ein Sandwichverbund wird normalerweise zuerst nach mechanischen Größen ausgelegt. Eine dieser Größen ist die Biegesteifigkeit, die für den Querschnitt eines Sandwichs wie folgt angegeben wird [90, 94].

$$\Xi = \frac{E_{fs}}{1 - \nu_{fs}^2} \cdot \left( \frac{d_{fs} \cdot (d_{fs} + H_c)^2}{2} + \frac{d_{fs}^3}{6} \right) + \frac{E_c \cdot H_c^3}{12 \cdot (1 - \nu_c^2)} \quad (6.16)$$

Ist der Elastizitätsmodul der Decklagen  $E_{fs}$  erheblich größer als der Elastizitätsmodul des Kerns  $E_c$ , kann der Anteil des Kerns vernachlässigt werden [90]. Gleichung (6.16) gilt dabei für isotrope Materialien. Außerdem ist die Gleichung (6.16) auf die Breite normiert, sodass in der Biegesteifigkeit nur Größen in Dickenrichtung und die Elastizitätsmoduln auftreten. Zur Überprüfung dieser Vernachlässigung des Kerns werden die berechneten Moduln aus Tabelle 5.3 miteinander verglichen. So beträgt der höchste auftretende Modul des Wabenkerns in der analytischen Berechnung 140 MPa, während der Elastizitätsmodul der Decklagen 24 GPa beträgt. Selbst für den Fall, dass der Kern komplett aus 3D-Druckmaterial besteht, beträgt der maximale Elastizitätsmodul nach der Materialwerttabelle 5.1 1,8 GPa. Damit wäre die Bedingung bei der Materialkombination aus Glasfaserdecklagen und 3D-Druckmaterial immer erfüllt, sodass der Kern in Gleichung (6.16) vernachlässigt werden könnte. Eine Bedingung bei der Vernachlässigung ist, dass die Wabenkerne quasi kontinuierlich sind [90]. Die Materialeigenschaften des Kerns müssen über das Kernvolumen immer kontinuierlich verteilt sein. Diese Annäherung kann bei kommerziell erhältlichen Wabenkerne angenommen werden, wenn die Abmessungen der Sandwichplatten erheblich größer sind als die Zelldurchmesser der Kerne. Für NOMEX®-Wabenkerne liegen die Zelldurchmesser im Millimeterbereich, während die Zelldurchmesser der Wabenkerne in der vorliegenden Arbeit im Zentimeterbe-



reich liegen. Daher wird die Vernachlässigung des Kerns bei der Biegesteifigkeit numerisch noch einmal überprüft.

Das Simulationsmodell für die Berechnung des Schalldämmmaßes von Sandwichplatten kann direkt für die Überprüfung der Biegesteifigkeit genutzt werden. Der Aufbau des Modells und die Lagerbedingungen bleiben gleich. Lediglich die Diffusfeldanregung auf einer Decklage wird durch einen statischen Druck von 0,5 bar ersetzt. Der Druck entspricht dabei exemplarisch der Druckdifferenz, die auf eine Flugzeugkabine bei Reiseflughöhe wirkt. Während in der Kabine ein atmosphärischer Druck von 75 kPa vorherrscht, was einer Höhe von 2440 m entspricht, beträgt der atmosphärische Druck bei 10000 m Flughöhe 26 kPa [71]. In ANSYS® wird eine geometrisch-nichtlineare, statisch mechanische Analyse durchgeführt und die maximale Durchbiegung auf der zweiten Decklage, auf der kein Druck aufgebracht wird, ermittelt.

Die Biegesteifigkeit und die Durchbiegung sind indirekt proportional zueinander. Daher kann bereits die Durchbiegung als Maß für die Biegesteifigkeit herangezogen werden. In Zenkert [94] wird die Gleichung für Sandwichplatten mit Wabenkern und orthotropen Eigenschaften hergeleitet, jedoch basieren z. B. die mechanischen Eigenschaften des Kerns auf den Gleichungen von Gibson und Ashby [28], die bereits in Kapitel 5 vorgestellt wurden. Dabei sind die mechanischen Eigenschaften des Kerns immer nur für regelmäßige Kerne gültig, was im Rahmen dieser Arbeit nicht ausschließlich zutrifft. Für die Berechnung der Biegesteifigkeit von Sandwichplatten mit unregelmäßigen Wabenkernen müsste zunächst eine gesonderte Herleitung der Biegesteifigkeit durchgeführt werden. Darauf wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen die maximale Durchbiegung aus der Simulation als äquivalentes Maß der Biegesteifigkeit genutzt.

### 6.7.1 Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlverhältnis auf die Biegesteifigkeit

Im ersten Vergleich soll die Anzahl der Wabenzellen in horizontaler und in vertikaler Richtung mit einem konstanten Verhältnis von 2:1 betrachtet werden. In Tabelle 6.13 sind die Wabenkerne, der Flächeninhalt für eine Wabenzelle des Wabenkerns  $A_{\text{Wabe}}$  und die maximale Durchbiegung  $w_{\text{max}}$  der Decklage der Sandwichplatten aufgelistet. Anhand der Simulation zeigt sich, dass die Durchbiegung der Platte abnimmt, wenn die Anzahl der Waben erhöht wird. Somit wird durch massekonstante Wabenkerne mit kleinen Wabenzellen die Biegesteifigkeit erhöht. Bei den hier betrachteten Kernen beträgt die größte Veränderung der Durchbiegung etwa 0,7 mm zwischen den Wabenkernen 6x3x30–80 und 16x8x30–80. Der relative Unterschied zwischen den beiden Durchbiegungen liegt bei ca. 9,4 %.

Tab. 6.13: Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Wabenanzahlverhältnis

Wabenkern	$A_{\text{Wabe}}$ in $\text{cm}^2$	$w_{\text{max}}$ in mm
6x3x30–80	132,67	7,03
8x4x30–80	74,72	6,74
10x5x30–80	47,85	6,58
16x8x30–80	18,71	6,37

Da es bei diesen vier Wabenkernen zu einer so starken Abnahme in der Plattendurchbiegung kommt, werden mithilfe der Simulation Wabenkerne mit einer Größe von 6x3x30–80 bis 30x15x30–80 untersucht. Das Wabenanzahlverhältnis von 2:1 zwischen horizontalen und vertikalen Waben ist dabei konstant, weshalb die Wabenanzahl in horizontaler Richtung immer um zwei und die in vertikaler Richtung immer um eins erhöht werden.

In Abbildung 6.29 sind die Durchbiegungen der Sandwichplatten in Abhängigkeit vom Flächeninhalt der Wabenzelle aufgetragen. Je mehr Wabenzellen vorhanden sind, desto kleiner wird der Flächeninhalt einer einzelnen Wabenzelle. Je größer der Flächeninhalt ist, desto höher ist die Durchbiegung der Decklage, welche nicht durch den Druck belastet wird. Die größte Durchbiegung ist dabei in der Mitte der Decklage zu erwarten.

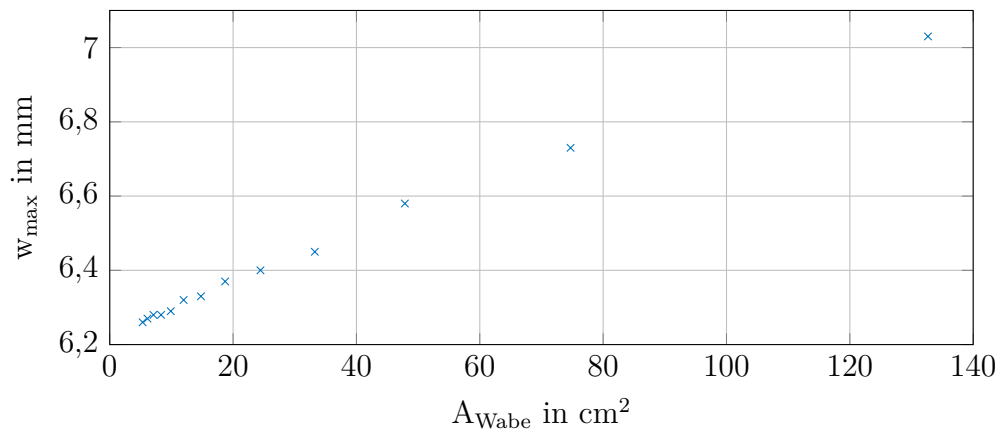


Abb. 6.29: Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und konstantem Verhältnis der Wabenanzahl in horizontaler und vertikaler Richtung

Die Ursache für die unterschiedliche maximale Verformung der Decklage liegt in der Art der Verformung des Sandwichs. Bei einer hohen Wabenanzahl sind die mechanischen Eigenschaften des Sandwichs quasi isotrop verteilt, während bei einer geringeren Anzahl an Waben die Wände nur zu einer lokalen Versteifung führen. In Abbildung 6.30 ist die Verformung der Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30–80 dargestellt. Besonders im Bereich der Ränder fallen un stetige Verfor-

mungen auf, die sich stufenförmig ausbilden. Darin zeigt sich bereits ansatzweise die Kontur des Wabenkerns, wobei an den Stellen, an denen keine Verbindung zwischen Wabenkern und Decklagen besteht, eine größere Verformung auftritt als bei den Wabenkernwänden. Für den Wabenkern 6x3x30–80 beträgt der Abstand zwei parallel zueinander verlaufender Wände ca. 13 cm. Durch diesen großen Abstand zeigt das Sandwich in der Simulation eine unstetige Verformung und kann damit eine höhere Durchbiegung erreichen.

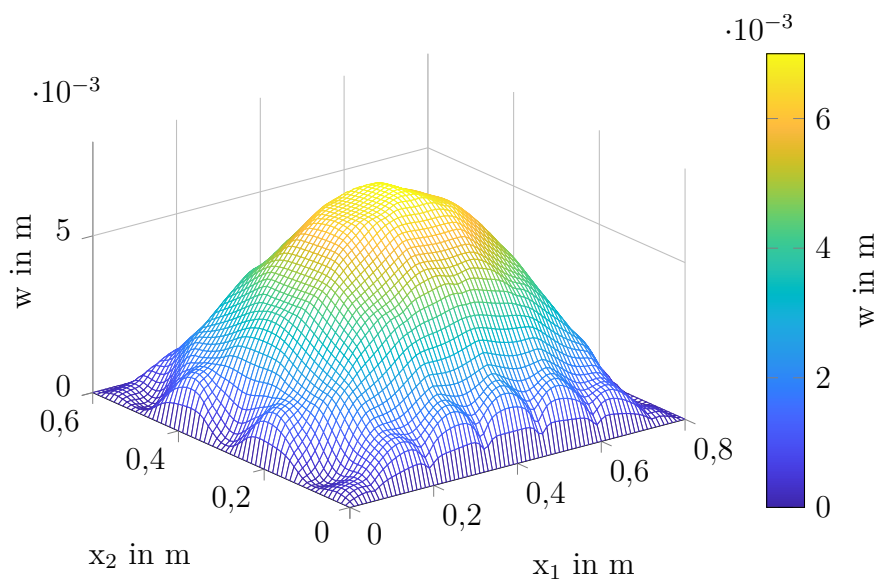


Abb. 6.30: Durchbiegung der Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30–80 als Netzdarstellung

Zum Vergleich ist in Abbildung 6.31 die Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 30x15x30–80 abgebildet. Eine stufige Verformung ist in diesem Fall nicht zu erkennen und die Verformung ist kontinuierlicher als die in Abbildung 6.30. Der Abstand der Wabenwände zueinander beträgt hier etwa 3 cm und führt zu einer gleichmäßigeren Verteilung der mechanischen Eigenschaften des Kerns.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die analytische Berechnung der Verformung eines Sandwichs mit Wabenkern von einem kontinuierlichen Verformungsverhalten wie in Abbildung 6.31 ausgeht, weil das Sandwich an jeder Position die gleichen orthotropen Eigenschaften besitzen muss [90, 94]. Je größer die Waben eines Kerns werden, desto stärker variieren die mechanischen Eigenschaften des Sandwichs an jeder Sandwichposition. Diese lokale Abhängigkeit darf dann nicht mehr vernachlässigt werden, weil sie zu dem stufigen Verformungsbild in Abbildung 6.30 führt.

Weiterhin ist die Durchbiegung der Decklage, auf die die Drucklast aufgebracht wird, höher, je weniger Waben in dem Wabenkern vorhanden sind. Die Wände der Wabenkerne leiten den Druck auf die zweite Decklage weiter, doch wenn der Flächen-

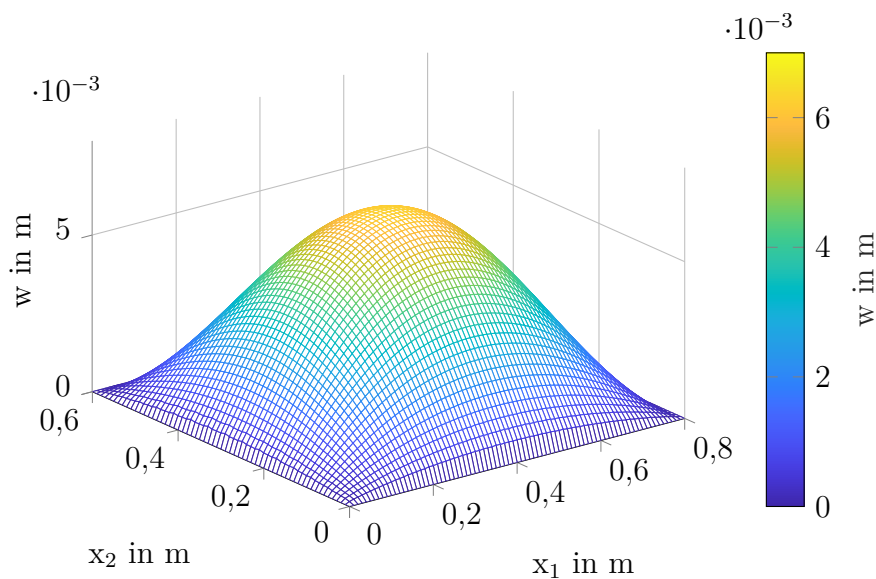


Abb. 6.31: Durchbiegung der Decklage des Sandwichs mit dem Wabenkern 30x15x30–80 als Netzdarstellung

inhalt der Hautfelder zu groß wird, kommt es zur Durchbiegung einzelner Hautfelder. Aus der Simulation kann auch die maximale Durchbiegung auf der Decklage ermittelt werden, die mit dem Druck von 0,5 bar beaufschlagt ist. Bei dem Wabenkern 6x3x30–80 beträgt die maximale Durchbiegung der Decklage 9,37 mm, während sich beim Wabenkern 30x15x30–80 in der Simulation eine maximale Plattendurchbiegung von 6,27 mm ergibt. Somit zeigt sich für die statische Belastung des Sandwichs, dass große Hautfelder zu einer höheren lokalen Durchbiegung führen, die das Decklagenmaterial zusätzlich belastet. Für das konstante Wabenanzahlverhältnis gilt: Je geringer die Wabenanzahl, desto höher ist die Durchbiegung des Sandwichs und desto tieffrequenter ist das Minimum im Schalldämmmaß. Dieses Verhalten wird durch die Hautfelder verursacht, deren Flächeninhalt sich verändert, während das Verhältnis der Wabenwände zueinander gleich bleibt.

### 6.7.2 Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlverhältnis auf die Biegesteifigkeit

Eine weitere Variation des Wabenkerns ist die Anpassung der Anzahl an Waben in vertikaler Richtung. Dazu werden die drei Wabenkerne 8x2x30–80, 8x4x30–80 und 8x8x30–80 herangezogen. In Tabelle 6.14 sind die maximalen Durchbiegungen der Decklagen aufgelistet. Es fällt sofort auf, dass die Durchbiegung bei einer Erhöhung der Wabenanzahl in x<sub>2</sub>-Richtung zunimmt. An dieser Stelle wird die Durchbiegung größer und somit die Biegesteifigkeit des Sandwichs kleiner, wenn der Flächeninhalt der Waben abnimmt. Bei dieser Kernvariation verändert sich das Verhältnis

der diagonalen zur vertikalen Wandlänge. Genau genommen, ändert sich mit der Anzahl der Waben in  $x_2$ -Richtung die vertikale Wandlänge, während die Länge der diagonalen Wände konstant bleibt.

Tab. 6.14: Simulierte Durchbiegung der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen

Wabenkern	$u_{\max}$ in mm
8x2x30-80	6,59
8x4x30-80	6,74
8x8x30-80	7,24

in Abbildung 6.32 sind die Geometrien der Wabenkerne 8x8x30-80 und 8x2x30-80 dargestellt. Die diagonalen Wände der Wabenkerne sind in der Abbildung gleich lang, weil diese Länge nur von der Anzahl der Waben in horizontaler Richtung abhängt. Die Länge der vertikalen Wände wird kürzer, je mehr Waben in  $x_2$ -Richtung vorhanden sind. Beim Wabenkern 8x8x30-80 sind mehr diagonale Wabenwände vorhanden als beim Wabenkern 8x2x30-80. Aufgrund der Massenkonzanz der Wabenkerne besitzt der Wabenkern 8x2x30-80 einen größeren Volumenanteil an vertikalen Wabenwänden als der Wabenkern 8x8x30-80. Der Anteil an vertikalen Wänden beträgt beim Wabenkern 8x2x30-80 53 % und beim Wabenkern 8x8x30-80 7,4 %. Die vertikalen Wände sind entlang der kürzesten Plattenabmessung in  $x_2$ -Richtung angeordnet. Daher bewirkt ein höherer Anteil an vertikalen Wabenwänden eine Versteifung des Sandwichs, wenn dieses mit einer konstanten Flächenlast belastet wird.

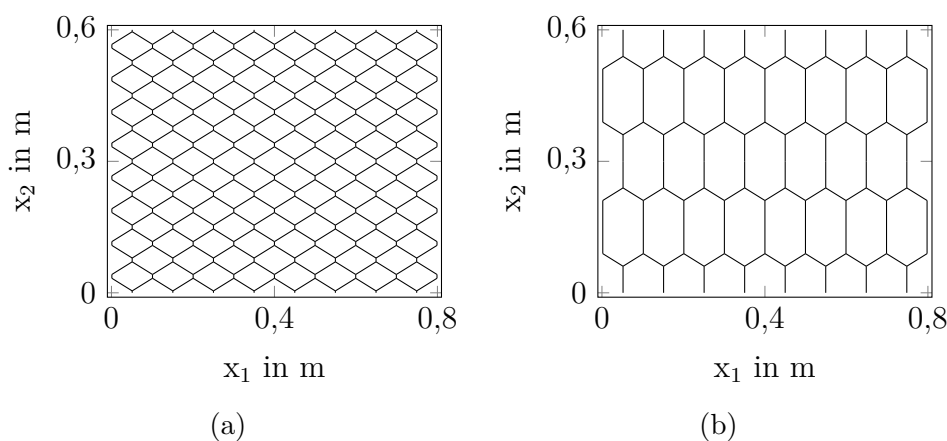


Abb. 6.32: Geometrie der Wabenkerne (a) 8x8x30-80 und (b) 8x2x30-80

Um den Einfluss der vertikalen Wände zu verdeutlichen, soll der Anteil an vertikalen Wabenwänden erhöht werden. Bei der Erhöhung der Anzahl von Wabenzellen in  $x_2$ -Richtung erhöht sich zwar die Anzahl an Wabenwänden, aber der Gesamtanteil am Wabenkern sinkt, weil mehr diagonale als vertikale Wände hinzukommen. Deshalb muss zur Erhöhung des Anteils an vertikalen Wänden die Anzahl an Waben-

zellen in  $x_1$ -Richtung erhöht werden. In  $x_2$ -Richtung wird die Anzahl mit 2 konstant gehalten. In Abbildung 6.33 ist die Durchbiegung in Abhängigkeit von der Anzahl an Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung dargestellt. Der Anteil an vertikalen Wänden reicht von 53 % beim Wabenkern 8x2x30–80 bis zu 92 % beim Wabenkern 50x2x30–80. Die Erhöhung der Wabenanzahl in  $x_1$ -Richtung bewirkt eine Verringerung der Durchbiegung und somit eine Erhöhung der Biegesteifigkeit. Der Anteil an diagonalen und vertikalen Wabenwänden ist damit bestimmend für die Durchbiegung des Sandwichs.

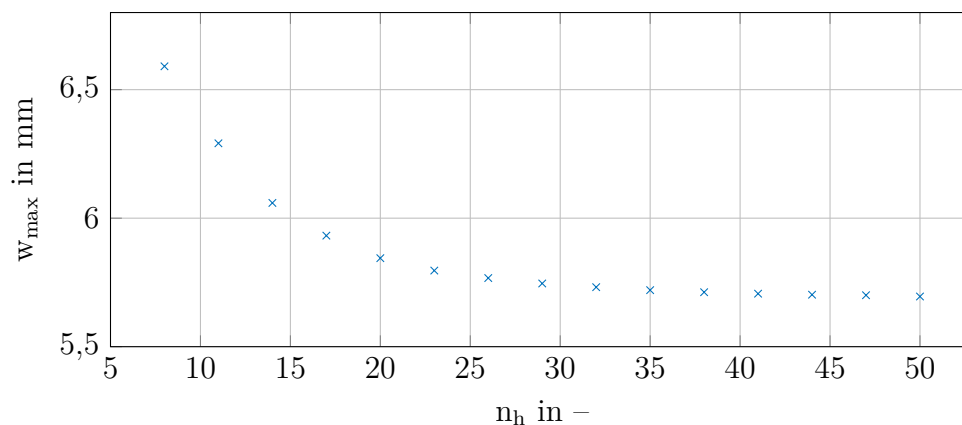


Abb. 6.33: Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten in Abhängigkeit von der horizontalen Wabenanzahl

### 6.7.3 Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf die Biegesteifigkeit

Bei der numerischen Untersuchung des Schalldämmmaßes wurde auch die Variation des Wabenkernwinkels betrachtet. Als Grundlage dient der Wabenkern mit der Anzahl 10x5. Die Winkelvariation erfolgte im Bereich von  $-45^\circ$  bis  $45^\circ$  und wurde in  $15^\circ$ -Schritten variiert. In Tabelle 6.15 sind die Durchbiegungen der Sandwichplatten für die Wabenwinkelvariation aufgelistet. Bei der Winkelvariation zeigt sich eine Abnahme der Durchbiegung und somit eine Zunahme der Biegesteifigkeit, je größer der Winkel wird. Somit steigt die Biegesteifigkeit des Sandwichs, wenn der Wabenkernwinkel größer wird.

In Abbildung 6.34 sind die Durchbiegungen für die Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen aufgetragen. Dabei wird der maximal mögliche Winkel für die 10x5-Wabenkerne aus der Ungleichung (4.19) bestimmt. Der Bereich für den Winkel liegt zwischen  $-55^\circ$  und  $55^\circ$ , um geometrisch realisierbare Wabenkerne zu erstellen. Der Verlauf weist dabei ein Maximum bei etwa  $-40^\circ$  auf, wo die Durchbiegung am größten ist.

Tab. 6.15: Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 10x5

Wabenkern	$w_{\max}$ in mm
10x5x-45-80	8,57
10x5x-30-80	8,46
10x5x-15-80	7,83
10x5x0-80	7,28
10x5x15-80	6,92
10x5x30-80	6,58
10x5x45-80	6,37

Bei dieser Simulation kommen mehrere Faktoren zusammen, die den Kurvenverlauf in Abbildung 6.34 beeinflussen. Durch die Winkelvariation ändern sich die Länge der diagonalen und der vertikalen Wände, die Orientierung der diagonalen Wände sowie die Dicke der Wabenwände. Der Flächeninhalt der Decklagensegmente bleibt bei dieser Variation nahezu gleich und bewegt sich zwischen  $47,93 \text{ cm}^2$  bei einem Wabenwinkel von  $-55^\circ$  und  $47,87 \text{ cm}^2$  bei einem Wabenwinkel von  $55^\circ$ . Daher wird ein Einfluss des Flächeninhalts der Decklagen auf die Biegesteifigkeit ausgeschlossen.

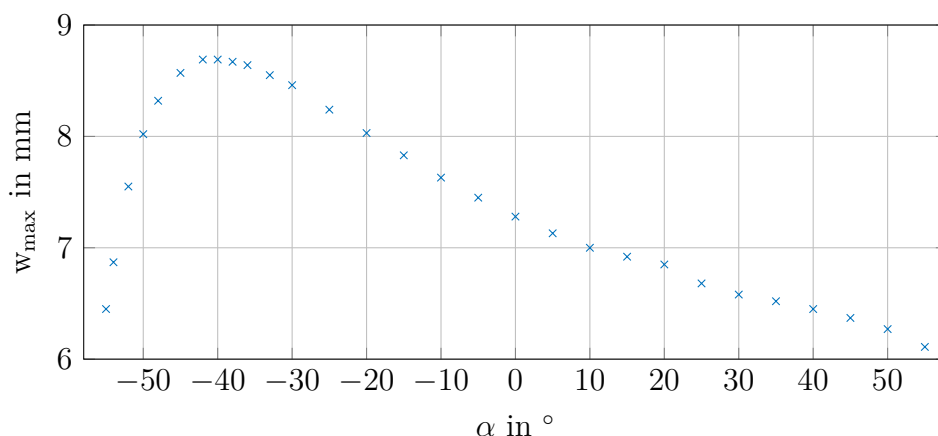


Abb. 6.34: Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten in Abhängigkeit vom Wabenwinkel

Durch die alleinige Winkelvariation kann nicht eindeutig herausgefunden werden, ob der Verlauf der Durchbiegung in Abbildung 6.34 vorrangig durch die Wandlänge, die Orientierung der Wände oder die Dicke der Wände beeinflusst wird. Lediglich die Wanddicke kann in der Simulation vorgegeben werden, um deren Einfluss auf den Verlauf der Durchbiegung kenntlich zu machen. Die Längen der Wände und deren Orientierung sind geometrisch explizit durch den Winkel definiert. Bei der Vorgabe einer Wanddicke wird nur die Massenkonstanz des Wabenkerns verletzt. Die Dicke in Abhängigkeit vom Winkel variiert zwischen 1,2 mm und 2,4 mm und ist in Abbildung 6.35 dargestellt.

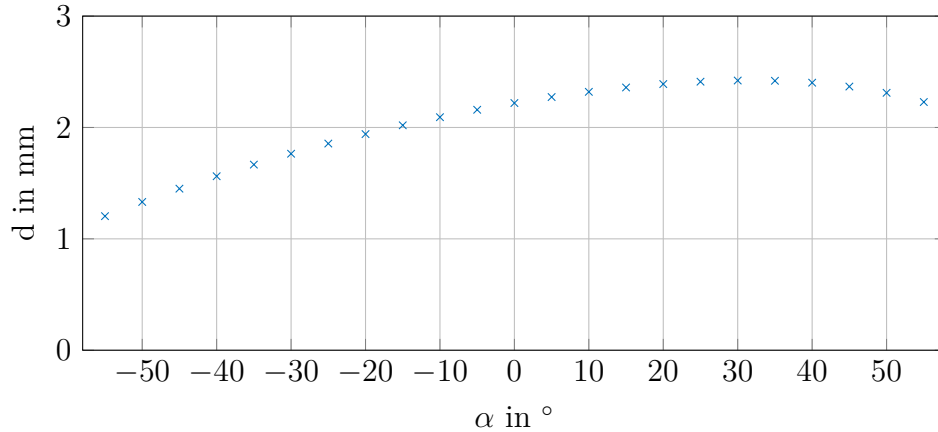


Abb. 6.35: Änderung der Wabenwanddicke in Abhängigkeit vom Wabenwinkel

Für eine weitere Simulation wird die Wanddicke bei der Winkelvariation für alle Winkel konstant vorgegeben. Der Mittelwert der Wanddicken aus Abbildung 6.35 beträgt 2,05 mm. Daher wird eine feste Wanddicke von 2 mm gewählt. In Abbildung 6.36 ist der Verlauf der Durchbiegung der Sandwichplatten bei Veränderung des Wabenwinkels und einer festen Wanddicke dargestellt. Beim Vergleich der Kurvenverläufe in den Abbildungen 6.34 und 6.36 fällt auf, dass sich das Maximum bei der Winkelvariation von  $-40^\circ$  auf  $-30^\circ$  verschiebt. Der Verlauf der Durchbiegung verändert sich durch eine feste Wanddicke. Jedoch ist in Abbildung 6.36 immer noch eine Abhängigkeit zwischen der Durchbiegung und dem Winkel zu erkennen, weshalb die Wanddicke nicht der einzige Einflussfaktor bei der Winkelvariation ist.

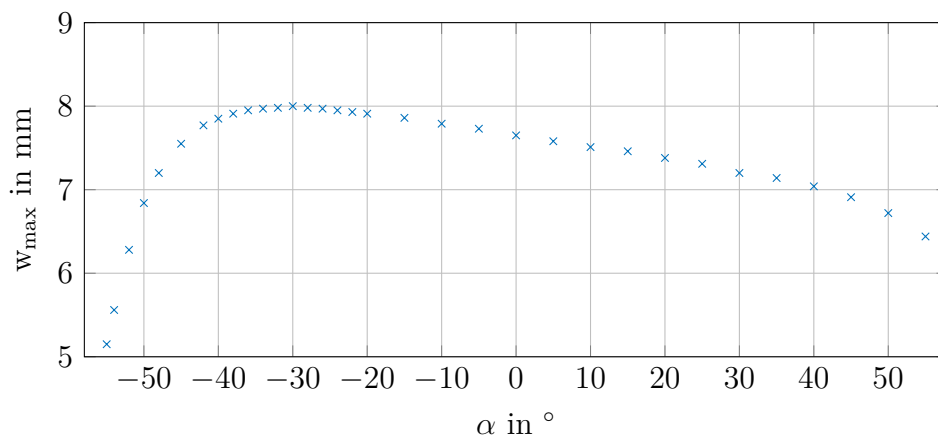


Abb. 6.36: Maximale Durchbiegung der Sandwichplatten mit einer festen Wabenwanddicke von 2 mm in Abhängigkeit vom Wabenwinkel

Durch die Winkelvariation ändern sich die Wandlängen und die Orientierung der Wabenwände. Um den Einfluss der Wandorientierung auf die Durchbiegung von der Wandlänge zu entkoppeln, müsste die Wabenanzahl des Kerns angepasst werden. Bei der Anpassung der Wabenanzahl kommt es letztendlich zu einer Überlagerung



mit den Ergebnissen aus der Variation der Wabenanzahl. Daher wird an dieser Stelle angenommen, dass der Kurvenverlauf in Abbildung 6.36 die Summe aus Wandlänge und Orientierung der Wände darstellt, weil nur diese Parameter variieren.

#### 6.7.4 Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf die Biegesteifigkeit

Für eine weitere Winkelvariation wird der Winkel von zwei Wabenkernen frei wählbar gestaltet. Die untersuchten Wabenkerne haben die Bezeichnung 8x4xirreg-80 und 8x4xkleingroß-80. Die Durchbiegung der Sandwichplatten mit diesen Wabenkernen ist in Tabelle 6.16 aufgelistet. Zusätzlich ist in dieser Tabelle die Durchbiegung der Sandwichplatte mit dem regelmäßigen Wabenkern 8x4x30-80 angeführt.

Tab. 6.16: Simulierte Durchbiegung für Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 8x4

Wabenkern	$w_{\max}$ in mm
8x4x30-80	6,74
8x4xkleingroß-80	7,61
8x4xirreg-80	7,11

Die geringste Durchbiegung besitzt das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30-80, was auch die höchste Biegesteifigkeit bei diesen drei Wabenkernen bedeutet. Der relative Unterschied bei der Durchbiegung beträgt 13 % zwischen den Wabenkernen 8x4x30-80 und 8x4xkleingroß-80 bzw. 5 % zwischen den Wabenkernen 8x4x30-80 und 8x4xirreg-80. Somit ist in Bezug auf die Durchbiegung der Sandwichplatte ein konstanter Winkel einer Winkelvariation vorzuziehen. Da bei den Wabenkernen sowohl die Größe als auch die Winkel der Wabenwände variieren, kann bei den zwei untersuchten Wabenkernen keine eindeutige Größe festgestellt werden, die das Verhalten der Durchbiegung erklärt. Vielmehr wird an dieser Stelle eine Überlagerung von Dickenänderung und Wabenwandausrichtung vermutet, wie dies bei der Variation mit konstantem Winkel der Fall ist.

#### 6.7.5 Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse zu Schalldämmmaß und Biegesteifigkeit

Die Kombination der Ergebnisse aus Schalldämmmaß- sowie Biegesteifigkeitsuntersuchungen führt zu keiner allgemeingültigen Aussage, welche auf alle Sandwichplatte zutrifft. Für die Größenvariation mit den Wabenkernen 6x3x30-80, 8x4x30-80, 10x5x30-80 und 16x8x30-80 ist eine indirekte Proportionalität zwischen Schalldämmmaßerhöhung und Biegesteifigkeit zu beobachten. Je weniger Wabenzellen im

Wabenkern vorhanden sind, desto geringer wird die Eigenfrequenz der freien Decklagensegmente. Demgegenüber erhöht sich die Durchbiegung der Sandwichplatten, je weniger Wabenzellen im Wabenkern enthalten sind, was gleichzeitig eine Verringerung der Biegesteifigkeit bedeutet.

Ist das Verhältnis der Wabenanzahl in die Raumrichtungen hingegen offen wie bei den Wabenkernen  $8 \times 2 \times 30-80$ ,  $8 \times 4 \times 30-80$  und  $8 \times 8 \times 30-80$ , können sowohl das Schalldämmmaß als auch die Biegesteifigkeit erhöht werden. Dies ist durch die unterschiedlichen Mechanismen bedingt. Während die Schalldämmmaßerhöhung von der Größe der freien Decklagensegmente bestimmt wird, wird die Biegesteifigkeit durch den Anteil an vertikalen Wänden entlang der kürzesten Plattenabmessung bestimmt. Beim Wabenkern  $8 \times 2 \times 30-80$  sind sowohl die Größe der freien Decklagensegmente als auch der Anteil an vertikalen Wabenwänden von allen drei Wabenkernen am größten. Daher sind eine tieffrequente Anhebung des Schalldämmmaßes und eine Erhöhung der Biegesteifigkeit möglich, da die Durchbiegung des Sandwichs bei diesem Wabenkern am geringsten ist.

Bei der Variation des Wabenwinkels ist kein eindeutiges Verhalten zwischen Schalldämmmaß und Biegesteifigkeit zu erkennen. Bei negativen Winkeln erhöht sich das Schalldämmmaß breitbandig, je kleiner diese sind, und durch die Eigenfrequenz der Decklagensegmente tritt kein Minimum auf. Bei diesen Winkeln erhöht sich auch die Durchbiegung, womit sich zugleich die Biegesteifigkeit verringert. Bei positiven Winkeln fällt die Veränderung des Schalldämmmaßes erheblich geringer aus und das Schalldämmmaßminimum verschiebt sich, bedingt durch die Decklagensegmente, fast gar nicht in der Frequenz. Demgegenüber kann die Biegesteifigkeit dennoch erhöht werden, je größer die Winkel werden, weil die Durchbiegung mit steigendem Winkel sinkt. Daher ist ein direkter Zusammenhang zwischen Biegesteifigkeit und Schalldämmmaßverlauf nicht über den gesamten Winkelbereich gegeben.

Die Veränderung des Wabenwinkels für jede einzelne Wabenzelle zeigt im Schalldämmmaß die Vermeidung eines Minimums, weil die Eigenfrequenz der freien Decklagensegmenten sich voneinander unterscheiden. Die Anhebung des Schalldämmmaßes findet dennoch statt, weshalb unregelmäßige Waben einen Vorteil gegenüber regelmäßigen Waben besitzen, wenn das Schalldämmmaß breitbandig betrachtet wird. Der Nachteil unregelmäßiger Wabenkerne besteht dabei in der Erhöhung der Durchbiegung, welche eine Verringerung der Biegesteifigkeit zur Folge hat.

## 6.8 Einfluss der Kerngeometrie auf die Kernschubsteifigkeit der Sandwichplatten

Die Kernschubsteifigkeit  $E \cdot A$  ergibt sich gemäß dem Kapitel zum Stand des Wissens nach Gleichung (2.10) aus der Kraft, die in der Ebene der Decklagen angreift, und aus der Winkeländerung aufgrund der Parallelverschiebung der Decklagen. Dabei greift die Kraft  $F_q$  entlang der  $x_1$ -Richtung an.

$$E_{55} \cdot A_{12} = \frac{F_q}{\gamma_{31}} \quad (6.17)$$

Für die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A_{12}$  gilt die Formel analog, wenn die Kraft entlang der  $x_2$ -Richtung wirkt und sich die Winkeländerung  $\gamma_{32}$  bildet. Für die Gleichung wird die Membrantheorie genutzt, bei der die Schubparabel in Dickenrichtung des Sandwichs durch eine Rechteckkurve abgebildet wird. Damit die Membrantheorie angewendet werden kann, muss der Kern im Vergleich zu den Decklagen weich und die Dicke der Decklagen erheblich kleiner als die des Kerns sein. Der Elastizitätsmodul einer Decklage beträgt 24 GPa, während der Modul des Kernmaterials nur 1,8 GPa beträgt. Damit ist für alle Wabenkerne die Bedingung erfüllt, dass der Kern im Vergleich zu den Decklagen weich ist. Die Decklage ist 1 mm dick während der Kern 20 mm hoch ist. Das Dickenverhältnis der Sandwichplatten beträgt damit 1:20. Bereits ab einem Dickenverhältnis von 1:4 ist die zweite Bedingung der Membrantheorie erfüllt, weshalb die Anwendung der Membrantheorie für die Sandwichplatten zulässig ist [90].

Die Querschnittsfläche  $A_{12}$  ist die Grundfläche des Kerns in der  $x_1$ - $x_2$ -Ebene und wird an dieser Stelle vereinfacht bzw. gleich der Fläche gesetzt, die sich aus den äußeren Abmessungen in dieser Ebene ergeben. Die Fläche  $A_{12}$  ergibt sich aus dem Produkt der Abmessungen von 0,8 m x 0,6 m zu 0,48 m<sup>2</sup>. Die Vereinfachung vernachlässigt die Hohlräume in den Wabenkernen, weshalb die Schubspannung keine Aussage zur Spannungsverteilung einzelner Wabenwände erlauben. Bei dieser äquivalenten Sandwichplatte ist das Kernmaterial des Wabenkerns homogen verteilt und weist keine Diskontinuitäten auf. Um die Spannungsverteilung der Wabenwände zu ermitteln, muss in der Simulation eine lokale Betrachtung der Wabenwände durchgeführt werden, falls der Kern für eine technische Anwendung dimensioniert wird.

Die Winkeländerung  $\gamma_{31}$  ergibt sich aufgrund der Annahme kleiner Verformungen wie folgt aus der Verschiebung  $u$  entlang der betrachteten Achse und dem Abstand der neutralen Fasern der Decklagen  $H_c + d_{fs}$ .

$$\gamma = \operatorname{atan} \left( \frac{u}{H_c + d_{fs}} \right) \quad (6.18)$$

Zur Bestimmung der Kernschubsteifigkeit wird das bestehende Simulationsmodell der Sandwichplatten verwendet. Als Randbedingung wird eine Verschiebung  $u$  von 1 mm bei einer Decklage vorgegeben und die Knoten der anderen Decklagen werden in allen Freiheitsgraden gesperrt. Die Verschiebung wird entweder in  $x_1$ - oder in  $x_2$ - Richtung vorgegeben und die resultierende Kraft entlang der jeweiligen Achse als Ergebnis in der Simulation ermittelt. Zum Aufbringen der Verschiebung auf eine Decklage wird im Simulationsmodell ein Masterknoten eingeführt, der durch das Massenelement `mass21` repräsentiert wird. Ziel ist die Verbindung der translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade einer Decklage mit diesem Knoten. Dazu muss der Masterknoten alle Freiheitsgrade haben, die die Decklagenknoten auch besitzen. Für das `mass21`-Element können die Masse und die rotatorischen Massenträgheitsmomente vorgegeben werden, womit dieses Element sowohl translatorische als auch rotatorische Freiheitsgrade besitzt [1]. Masse und Massenträgheitsmomente werden in der Simulation vorgegeben, sind aber für die Simulation der Kernschubsteifigkeit nicht entscheidend, da eine statisch-mechanische Analyse genutzt wird. Die Verbindung der Freiheitsgrade zwischen den Knotendecklagen und dem Masterknoten erfolgt über die Zuweisung von Randbedingungsgleichungen, die in ANSYS® generiert werden. Dadurch wird eine starre Verbindung zwischen den Decklagenknoten ermöglicht. Der Vorteil dieser Modellierung ist, dass die Verschiebung von 1 mm als Randbedingung nur am Masterknoten anliegt und die Reaktionskraftkomponente in  $x_1$ - oder in  $x_2$ -Richtung dieses Knotens ermittelt werden kann.

Für den Masterknoten werden neben der Verschiebung von 1 mm weitere Randbedingungen in der Simulation vorgegeben. Zunächst werden alle rotatorischen Freiheitsgrade gesperrt. Wird die Verschiebung entlang der  $x_1$ -Richtung vorgegeben, so wird die translatorische Bewegung des Masterknotens in  $x_2$ -Richtung gesperrt. Bei einer Vorgabe der Verschiebung in  $x_2$ -Richtung wird dementsprechend die translatorische Bewegung in  $x_1$ -Richtung gesperrt. Der translatorische Freiheitsgrad in  $x_3$ -Richtung wird am Masterknoten nicht gesperrt, damit eine Verschiebung der Decklage in  $x_3$ -Richtung möglich ist.

### 6.8.1 Einfluss der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlverhältnis auf die Kernschubsteifigkeit

In der ersten Untersuchung zur Kernschubsteifigkeit wird die Anzahl der Wabenzellen eines Kerns variiert, wobei das Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung konstant ist. Die Kernbezeichnungen sowie die beiden Kernschubsteifigkeiten  $E_{55} \cdot A$  und  $E_{44} \cdot A$  sind in Tabelle 6.17 aufgelistet. Auffällig ist bei der Größenvariation die Abnahme der Kernschubsteifigkeiten, je größer die Anzahl an Wabenkernen wird. Die Abnahme beider Kernschubsteifigkeiten erfolgt im gleichen Maße.

Tab. 6.17: Simulierte Kernschubsteifigkeit für großenvARIABLE Wabenkerne mit konstantem Wabenanzahlverhältnis

Kernbezeichnung	$E_{55} \cdot A$ in MN	$E_{44} \cdot A$ in MN
6x3x30-80	12,34	10,91
8x4x30-80	12,00	10,39
10x5x30-80	11,83	10,12
16x8x30-80	11,96	9,79

Um die Abnahme weiter zu verdeutlichen, sind in Abbildung 6.37 die Kernschubsteifigkeiten in Abhängigkeit von der Wabenanzahl in horizontaler Richtung aufgetragen. Der größte Wabenkern hat die Bezeichnung 6x3x30-80 und der kleinste die Bezeichnung 30x15x30-80.

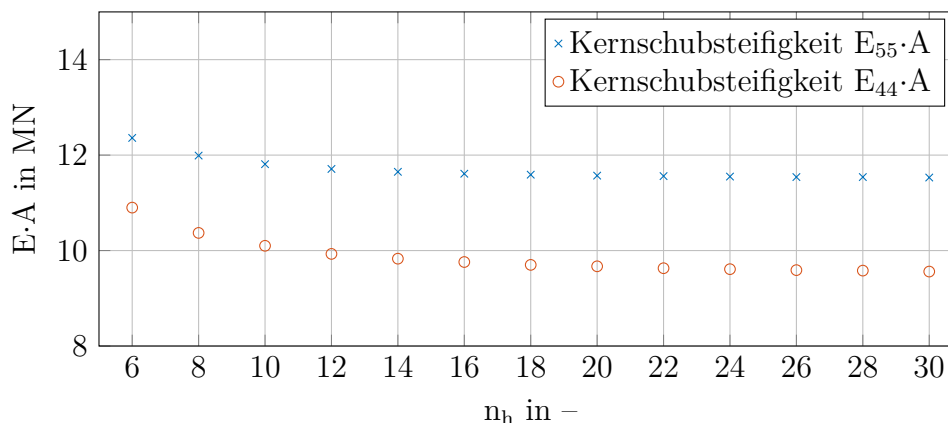


Abb. 6.37: Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit großenvARIABLEN Wabenkernen und konstantem Wabenanzahlverhältnis

Die Kernschubsteifigkeiten nehmen asymptotisch ab, je höher die Zellenanzahl des Kerns ist. Ab einer Anzahl von 24 Waben in horizontaler Richtung beträgt die Veränderung der Kernschubsteifigkeiten weniger als 1 %, was eine Änderung von ca. 0,01 MN für beide Kernschubsteifigkeiten bedeutet. Die Änderung zwischen den Wabenkernen 6x3x30-80 und 30x15x30-80 beträgt für die  $x_1$ -Richtung 0,83 MN,

was einer relativen Änderung von 6,7 % entspricht. In  $x_2$ -Richtung beträgt die Änderung der Kernschubsteifigkeit 1,34 MN, was einer relativen Änderung von 12,3 % entspricht. Diese Abnahme der Kernschubsteifigkeit verhält sich ähnlich zur Durchbiegung des Sandwichs, die ebenfalls kleiner wird, je mehr Wabenzellen zu einem Wabenkern vorhanden sind. Durch die Erhöhung der Anzahl wird der Wabenkern in seiner Materialverteilung immer homogener und eine Änderung der Wabenanzahl hat dann weniger Einfluss auf die Veränderung der mechanischen Eigenschaften des Wabenkerns.

Die Ursache für die Abnahme der Kernschubsteifigkeit kann bei diesem Vergleich nicht eindeutig identifiziert werden, denn in diesem Fall ändert sich sowohl die Dicke als auch die Anzahl der Wabenwände. Zunächst ist die Erwartung, dass bei einer Erhöhung der Wabenanzahl die Kernschubsteifigkeit zunimmt, weil mehr Wabenwände im Kern verteilt sind und damit der Widerstand gegen die Schubverformung wächst. Bei einer Verringerung der Wanddicke ohne Veränderung der Wabenanzahl wird eine Reduktion der Kernschubsteifigkeit erwartet, weil die Wabenwände dünner werden und damit der Widerstand gegen die Schubverformung sinkt. Da in Abbildung 6.37 die Kernschubsteifigkeit abnimmt, überwiegt bei einer Erhöhung der Wabenanzahl die Reduktion der Wandstärken gegenüber der Anzahl an Wabenwänden. Der asymptotische Verlauf ist durch die relative Veränderung der Wabenanzahl zu erklären. Eine Erhöhung der Wabenanzahl von z. B. 28 auf 29 bewirkt eine geringere Änderung der Wabenwanddicke als bei einer Erhöhung der Wabenanzahl von 8 auf 9, weil sich der Anteil an Wabenwänden bei einer höheren Anzahl weniger verändert.

### 6.8.2 Einfluss der Wabenanzahl mit variablem Wabenanzahlverhältnis auf die Kernschubsteifigkeit

Bei der zweiten Betrachtung ist das Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - und in  $x_2$ -Richtung nicht mehr konstant. Die Kernschubsteifigkeiten für drei Wabenkerne sind in Tabelle 6.18 aufgelistet. Bei einer Erhöhung der Wabenanzahl in  $x_2$ -Richtung nimmt die Kernschubsteifigkeit  $E_{55} \cdot A$  zu und die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A$  ab.

Tab. 6.18: Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen

Kernbezeichnung	$E_{55} \cdot A$ in MN	$E_{44} \cdot A$ in MN
8x2x30–80	9,21	13,93
8x4x30–80	12,00	10,39
8x8x30–80	15,07	6,68

Das in Tabelle 6.18 abgebildete Verhalten der Kernschubsteifigkeiten ist umkehrbar, wenn anstelle der Änderung der Wabenanzahl in  $x_2$ -Richtung die Wabenanzahl in  $x_1$ -Richtung verändert wird. In Abbildung 6.38 sind die Kernschubsteifigkeiten für die Variation der Wabenanzahl in  $x_1$ -Richtung aufgetragen. Dabei wurde die Anzahl in  $x_1$ -Richtung vom Wabenkern 8x4x30–80 bis zum Wabenkern 50x4x30–80 variiert. Der Verlauf der Kernschubsteifigkeiten ist, verglichen mit den Werten in Tabelle 6.18, genau umgekehrt.

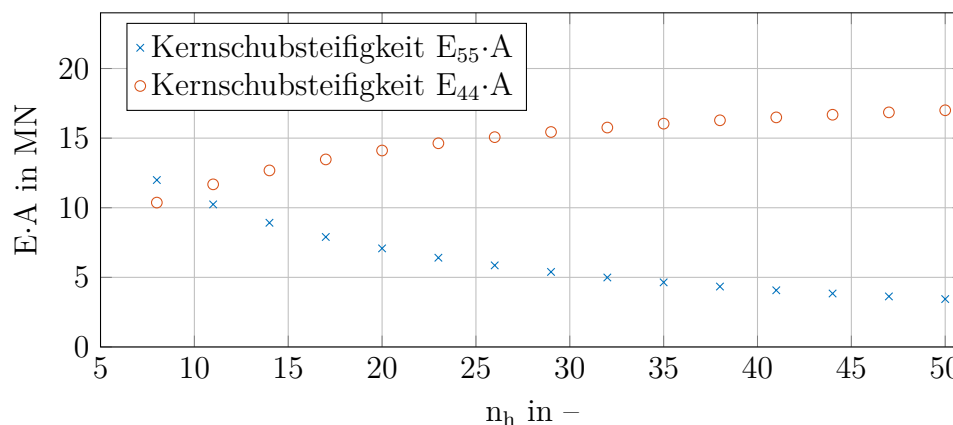


Abb. 6.38: Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit größenvariablen Wabenkernen und freiem Wabenanzahlverhältnis

Die Variation der Wabenanzahl bewirkt eine Änderung in der Wanddicke und der Anzahl an Wabenwänden. Im Unterschied zum vorangegangenen Vergleich sind die Änderungen von Dicke und Anzahl der Wände hier in beide Raumrichtungen verschieden. Der Anteil der vertikalen Wände am Wabenkern nimmt mit der Anzahl an Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung zu. So beträgt dieser Anteil beim Wabenkern 8x4x30–80 ca. 30 % des gesamten Wabenkerns, während dieser Anteil beim Wabenkern 50x4x30–80 bei 79 % liegt. Bleibt das Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - zur Anzahl in  $x_2$ -Richtung mit 2:1 konstant, so ist auch der Anteil an vertikalen Wänden konstant bei ca. 30 %. Diese Verteilung stellt einen wesentlichen Unterschied zur Variation mit konstantem Wabenanzahlverhältnis dar.

Die Schubverformung bewirkt eine Biegung der vertikalen Wände. Abbildung 6.39 zeigt den Querschnitt einer vertikalen Wand mit einer Belastung in  $x_1$ -Richtung. Die Biegesteifigkeit der vertikalen Wand hängt dabei von dem Elastizitätsmodul des Kernmaterials und dem axialen Flächenträgheitsmoment ab. Bei einer Belastung in  $x_1$ -Richtung gehen die Dicke der Wabenwand mit der dritten Potenz und die Länge der vertikalen Wand in das axiale Flächenträgheitsmoment ein.

Für die Schubbelastung mit Kräften in  $x_2$ -Richtung werden die vertikalen Wände in  $x_2$ -Richtung auf Biegung belastet. Für diesen Fall gehen die Länge der vertikalen Wände mit der dritten Potenz und die Dicke der Wabenwände in das axiale Flächen-

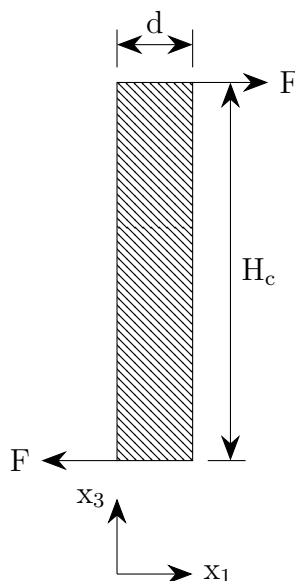


Abb. 6.39: Vertikale Wand eines Wabenkerns unter Kraftbelastung bei Schubverformung

trägheitsmoment ein. Da sich die Länge der vertikalen Wände bei einer Erhöhung der Wabenanzahl in  $x_1$ -Richtung nicht verändert, verringert sich die Biegesteifigkeit der einzelnen vertikalen Wände nur durch die einfache Potenz der Wanddicke.

Die Kombination aus einer Reduktion der Wanddicke und einer Anpassung des Anteils an vertikalen Wänden lässt für das Verhalten der Kernschubsteifigkeit in Abbildung 6.38 folgenden Schluss zu: Wirkt eine Kraft in  $x_1$ -Richtung, reduziert sich die Kernschubsteifigkeit  $E_{55} \cdot A$  bei Erhöhung der Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung, weil sich die Biegesteifigkeit der einzelnen vertikalen Wabenwände mit der dritten Potenz reduziert. Diese Reduktion ist größer als die anteilige Zunahme an vertikalen Wabenwänden. Wirkt die Kraft hingegen in  $x_2$ -Richtung, so erhöht sich die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A$  bei Erhöhung der Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung, weil sich die Biegesteifigkeit der einzelnen vertikalen Wabenwände nur mit der einfachen Potenz reduziert. Diese Reduktion ist kleiner als die anteilige Zunahme an vertikalen Wabenwänden.

Bei einer Erhöhung der Wabenanzahl in  $x_2$ -Richtung ist die Änderung der Kernschubsteifigkeiten genau umgekehrt. Dies hängt damit zusammen, dass bei einer Erhöhung der Wabenanzahl in  $x_2$ -Richtung die Länge der vertikalen Wände erheblich verändert wird. Da diese Länge bei einer Kraftbelastung in  $x_2$ -Richtung in die Biegesteifigkeit der Wabenwände mit der dritten Potenz eingeht, reduziert sich die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A$ . Bei einer Kraftbelastung in  $x_1$ -Richtung überwiegt die anteilige Zunahme diagonaler Wabenwänden, da diese aufgrund ihrer Ausrichtung im Wabenkern eine höhere Biegesteifigkeit aufweisen als die vertikalen Wabenwände. Durch die Erhöhung der Wabenanzahl kann die Kernschubsteifigkeit nur bei



einer Belastung in  $x_1$ - oder in  $x_2$ -Richtung erhöht werden. Eine gleichzeitige Erhöhung beider Kernschubsteifigkeiten ist nur dann gegeben, wenn die Wabenanzahl verringert wird und dabei das Verhältnis der Wabenanzahl in die Raumrichtungen konstant bleibt.

### 6.8.3 Einfluss eines konstanten Wabenwinkels auf die Kernschubsteifigkeit

Eine weitere geometrische Kernvariation ist die Änderung des Wabenwinkels bei der konstanten Wabenanzahl von  $10 \times 5$ . In Abbildung 6.40 sind die Kernschubsteifigkeiten  $E_{55} \cdot A$  für eine Kraftbelastung in  $x_1$ -Richtung und  $E_{44} \cdot A$  für eine Kraftbelastung in  $x_2$ -Richtung aufgetragen. Die Winkel variieren im Bereich von  $-55^\circ$  bis  $55^\circ$  in  $5^\circ$ -Schritten.

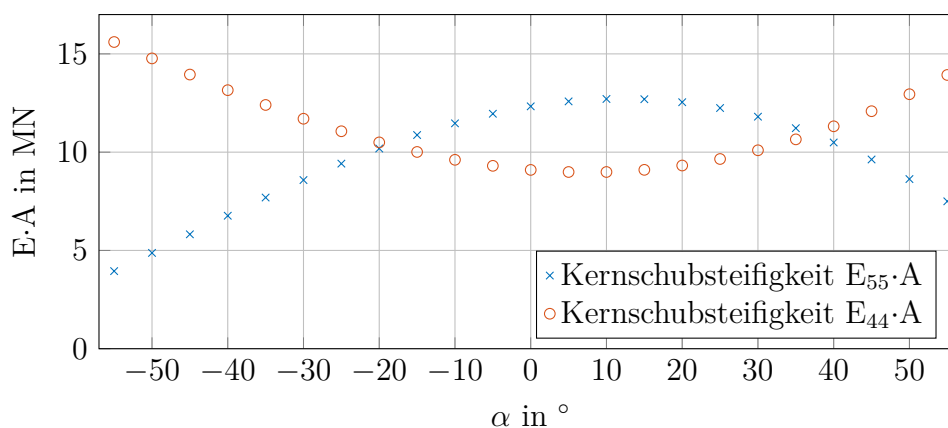


Abb. 6.40: Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen  $10 \times 5$

Bei der Kernschubsteifigkeit  $E_{55} \cdot A$  ist durch die Winkelvariation ein Maximum bei einem Winkel von  $10^\circ$  festzustellen. Bei demselben Winkel besitzt die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A$  ein Minimum. Die Winkelvariation beeinflusst in diesem Fall die Anteile an vertikalen sowie an diagonalen Wänden, die Dicke der Wände und die Ausrichtung der diagonalen Wände. Die Wanddicke kann in der Simulation von der Winkelvariation entkoppelt werden, indem ein fester Wert von 2 mm vorgegeben wird. Der Verlauf der Kurven ändert sich dadurch nicht signifikant, wie der entsprechenden Abbildung in Anhang E zu entnehmen ist. Die Abhängigkeit der Kernschubsteifigkeiten von der Orientierung der diagonalen Wände und von dem Anteil an vertikalen Wänden lässt sich wie bei der Biegesteifigkeit nicht entkoppelt untersuchen. Daher kann das Maximum bzw. das Minimum bei  $10^\circ$  nicht eindeutig auf die Orientierung der diagonalen Wände oder den Anteil der vertikalen Wände zurückgeführt werden.

Lediglich das Verhalten beim größten und beim kleinsten Wabenwinkel kann der Orientierung der diagonalen Wabenwände zugeordnet werden. Die Kernschubsteifigkeit  $E_{55} \cdot A$  ist in den Randbereichen des Wabenwinkels am kleinsten, während die Kernschubsteifigkeit  $E_{44} \cdot A$  in diesen Bereichen am höchsten ist. Bei einem Winkel von  $-55^\circ$  sowie bei einem Winkel von  $55^\circ$  beträgt der Winkel zwischen den diagonalen und vertikalen Wänden nur  $35^\circ$ . Die diagonalen Wände besitzen dann aufgrund ihrer Orientierung die höchste Biegesteifigkeit in  $x_2$ -Richtung, wenn die Decklagen der Sandwichplatte mit einer Kraft in diese Richtung belastet wird. Entlang der  $x_1$ -Richtung wird die Biegesteifigkeit der diagonalen Wände für den höchsten und für den geringsten Wabenwinkel minimal.

Die Winkelvariation der Wabenkerne zeigt, dass sich die Kernschubsteifigkeiten gegensätzlich verhalten. Es ist deshalb nicht möglich, mit einem Wabenwinkel beide Kernschubsteifigkeiten zu erhöhen. Daher muss bei einer konstruktiven Auslegung ein Kompromiss für beide Kernschubsteifigkeiten gefunden werden.

#### 6.8.4 Einfluss eines variablen Wabenwinkels auf die Kernschubsteifigkeit

Eine weitere Winkelvariation ist die freie Wahl des Wabenkernwinkels für jede Zelle. Die numerisch untersuchten Wabenkerne für diese Variation sind 8x4xkleingroß-80 und 8x4xirreg-80. Zum Vergleich wird der Wabenkern 8x4x30-80 mit einem konstanten Winkel genutzt. In Tabelle 6.19 sind die Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit den drei zuvor genannten Wabenkernen aufgelistet. Die Kernschubsteifigkeiten ändern sich im Vergleich zu den vorherigen Untersuchungen nur geringfügig. Die Wabenkerne unterscheiden sich durch die variablen Winkel sowohl in der Wanddicke als auch in der Ausrichtung aller Wabenwände. Bei diesen Kernen kommt es gleichzeitig auch zu einer Änderung der Wabenzellgröße, weshalb diese Variation eine Kombination aus Winkel- und Größenvariation ist. Daher kann für diese Wabenkerne keine eindeutige Aussage darüber getroffen werden, ob die Dicke der Wabenwände, deren Orientierung oder deren Länge die Kernschubsteifigkeiten beeinflusst.

Tab. 6.19: Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen

Kernbezeichnung	$E_{55} \cdot A$ in MN	$E_{44} \cdot A$ in MN
8x4x30-80	12,00	10,39
8x4xkleingroß-80	11,98	10,51
8x4xirreg-80	13,10	10,10

### 6.8.5 Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse von Schalldämmmaß und Kernschubsteifigkeit

Bei einem Vergleich der Effekte im Schalldämmmaß mit den Resultaten aus der Kernschubsteifigkeitsuntersuchung ergeben sich für die einzelnen Variationen folgende Aussagen: Die Größenvariation der Wabenanzahl mit konstantem Wabenanzahlverhältnis von Waben in  $x_1$ - zu Waben in  $x_2$ -Richtung bewirkt eine umso tieffrequenter Erhöhung des Schalldämmmaßes, je weniger Wabenzellen verwendet werden. Die Kernschubsteifigkeiten sind ebenfalls umso höher, je weniger Wabenzellen der Wabenkern besitzt. Somit ist bei einer konstruktiven Auslegung unter Beachtung des Schalldämmmaßes und der Kernschubsteifigkeiten eine geringe Anzahl an Wabenzellen von Vorteil.

Ist das Verhältnis der Anzahl von Waben in  $x_1$ -Richtung zu Waben in  $x_2$ -Richtung hingegen variabel, gilt zunächst für das Schalldämmmaß, dass eine geringere Anzahl an Waben von Vorteil ist, um das Schalldämmmaß im tieffrequenten Bereich zu erhöhen. Dabei ist die Größe der freien Decklagensegmente entscheidend für diesen Effekt. Wenn beide Kernschubsteifigkeiten einen möglichst hohen Wert besitzen sollen, muss ebenfalls eine möglichst geringe Anzahl an Wabenzellen genutzt werden. Ist bei einer konstruktiven Auslegung nur eine der beiden Kernschubsteifigkeiten relevant, kann diese erhöht werden, indem die Anzahl der Wabenzellen in eine Raumrichtung erhöht wird. Dabei gilt es auf den Anteil von vertikalen bzw. diagonalen Wabenwänden zu achten, weil eine der Kernschubsteifigkeiten durch einen höheren Anteil an vertikalen Wabenwänden und die andere durch einen höheren Anteil an diagonalen Wabenwänden erhöht wird. Wenn sich eine Kernschubsteifigkeit erhöht, verringert sich gleichzeitig die andere. Eine Erhöhung der Wabenanzahl in eine Richtung bewirkt aber gleichzeitig einen Nachteil im Schalldämmmaß, weil dadurch kleinere freie Decklagensegmente entstehen, die erst in höheren Frequenzen eine Schalldämmmaßerhöhung bewirken. Je nach Art der Größenvariation kann einerseits sowohl das Schalldämmmaß als auch die Kernschubsteifigkeiten begünstigt werden und andererseits kann eine Kernschubsteifigkeit erhöht werden, während sich die andere Kernschubsteifigkeit und das Schalldämmmaß verringert werden.

Bei der Winkelvariation der Sandwichplatten mit konstantem Winkel existiert kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Schalldämmmaß und Kernschubsteifigkeiten. Die Kernschubsteifigkeiten verhalten sich entgegengesetzt zueinander, wobei ein Extrempunkt der Kernschubsteifigkeiten bei einem Winkel von  $10^\circ$  auftritt. Um beide Kernschubsteifigkeiten zu maximieren, müsste ein Kompromiss zwischen den Steifigkeiten gefunden werden.

Negative Winkel in Wabenkernen bewirken bis zu einem Winkel von  $-45^\circ$  eine breitbandige Erhöhung des Schalldämmmaßes ab ca. 600 Hz. Bei positiven Winkeln ist die breitbandige Schalldämmmaßerhöhung in der Simulation nicht zu beobachten. Das Schalldämmmaß kann mithilfe der Winkelvariation angepasst werden, indem die Form der freien Decklagensegmente verändert wird. Jedoch zeigt sich kein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Schalldämmmaß und den Kernschubsteifigkeiten.

Ein Zusammenhang zwischen Schalldämmmaß und Kernschubsteifigkeiten ist auch bei den Sandwichplatten mit unregelmäßigen Wabenkernen nicht festzustellen. Die Kernschubsteifigkeiten ändern sich bei unregelmäßigen Wabenkerne um bis zu 10 % und sind damit kleiner als bei den regelmäßigen Wabenkernen. Der Vorteil der variablen Winkel im Schalldämmmaß ist, dass die freien Decklagensegmente alle unterschiedliche Formen und Größen besitzen, wodurch im Schalldämmmaß kein Minimum zu erkennen ist. Wird dieser Vorteil konstruktiv genutzt, muss mit einer Veränderung der Kernschubsteifigkeiten gerechnet werden. Dabei kann die Vermeidung eines Minimums im Schalldämmmaß einen größeren Nutzen aufweisen als die Veränderung der Kernschubsteifigkeiten. Dies ist abhängig von der bei einer Anwendung zulässigen Belastungsgrenze der Sandwichplatte.

## 6.9 Zusammenfassung der numerischen Untersuchung von Sandwichplatten mit Wabenkernen

In der numerischen Untersuchung wurde das Schalldämmmaß von Sandwichplatten mit unterschiedlichen Wabenkernegeometrien bestimmt. Dabei lag der Fokus auf dem resonanzdominierenden Bereich des Schalldämmmaßes, während die Masse des Sandwichs konstant blieb. Bei den Eigenfrequenzen der Sandwichplatte traten im Schalldämmmaß Minima auf. Besonders kritisch ist das Minimum bei der ersten Eigenfrequenz der Sandwichplatte, da dieses den geringsten Wert im Schalldämmmaß aufweist. Die in den Untersuchungen vorgenommenen Variationen der Wabenkernegeometrie umfassen zum einen die Veränderung des Wabenwinkels und zum anderen die Anpassung der Wabenanzahl. Die größte Verschiebung der ersten Eigenfrequenz des Sandwichs ist bei der Winkelvariation zu beobachten. Die Eigenfrequenz variiert von 187 Hz beim Wabenkern 10x5x-45–80 bis 234 Hz beim Wabenkern 10x5x45–80. Die relative Frequenzverschiebung beträgt ca. 20 %, wenn die Eigenfrequenz des Kerns 10x5x-45–80 als Bezugsgröße benutzt wird. Die Anwendung der Variation in Bezug auf die Eigenfrequenzen ist dabei begrenzt. So kann die Geometrievaryation der Wabenkerne im Bereich der Eigenfrequenzen dann vorteilhaft genutzt werden, wenn die Anregung der Sandwichplatte nur tonal ist. Das im Frequenzbereich verschobene Schalldämmmaßminimum wird dann nicht mehr angeregt.

In Bezug auf die erste Hypothese der vorliegenden Arbeit kann die geometrische Veränderung genutzt werden, um das Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen zu beeinflussen. In diesem Fall ist nicht von einer Erhöhung des Schalldämmmaßes auszugehen, sondern von einer Frequenzverschiebung der Minima im Schalldämmmaßverlauf. Bei der Winkelvariation tritt ein zusätzlicher Effekt auf, wenn im Wabenkern negative Winkel verwendet werden. Ab 600 Hz erhöht sich das Schalldämmmaß breitbandig und ist bei einem Winkel von  $-45^\circ$  am höchsten. Bis zu einer Frequenz von 600 Hz sind im Schalldämmmaßverlauf Minima zu erkennen, die auf die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte zurückzuführen sind. Die breitbandige Erhöhung des Schalldämmmaßes bei negativen Winkeln wurde in den Ausführungen zur ersten These nicht erwartet, weil der Fokus auf den Eigenfrequenzminima im Schalldämmmaß lag. Die negativen Winkel besitzen gemäß den numerischen Untersuchungen damit ein Potenzial zur Erhöhung des Schalldämmmaßes in dem Frequenzbereich, der direkt an die Resonanzen anschließt.

Bei den numerischen Untersuchungen konnte ein weiteres Minimum im Schalldämmmaß festgestellt werden, welches nicht mit den Eigenfrequenzen der Sandwichplatte in Verbindung steht. Da die Wabenkerne hohl und nur in dem Bereich der Wabenwände mit den Decklagen verbunden sind, entstehen freie Decklagensegmente. Diese Decklagensegmente besitzen Eigenfrequenzen, die mit dem zusätzlichen Schalldämmmaßminimum in Verbindung stehen. Durch die Größe und Form der Decklagensegmente können die Schalldämmmaßminima über einen größeren Frequenzbereich verschoben werden als die Schalldämmmaßminima der Eigenfrequenzen. In den Frequenzen oberhalb des ersten Schalldämmmaßminimums der Decklagensegmente erhöht sich das Schalldämmmaß, was technisch vorteilhaft genutzt werden kann. Dabei kann das Schalldämmmaß bereits in einem tieffrequenten Bereich erhöht werden, wenn weniger Wabenzellen genutzt werden. Die Größe der Decklagensegmente kann dabei so gewählt werden, dass deren Eigenfrequenz unterhalb der ersten Eigenfrequenz des Sandwichs liegt. In diesem Fall erhöht sich der gesamte Schalldämmmaßverlauf auch im Bereich der Eigenfrequenzen. Auf diese Weise kann das Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen des Sandwichs erhöht werden. Das Minimum der Eigenfrequenz des Sandwichs wird dadurch aber nicht vermieden, sondern der gesamte Schalldämmmaßverlauf angehoben. Da der Effekt der Decklagensegmente in den Hypothesen nicht erwartet wurde, kann diese Anhebung nicht als Bestätigung der ersten Hypothese gewertet werden.

Bei der Winkelvariation stellte sich noch ein weiterer Vorteil heraus. Das Minimum im Schalldämmmaß, das durch die Decklagensegmente bedingt ist, kann vermieden werden, wenn die Decklagensegmente eines Sandwichs unterschiedliche Formen besitzen. Dadurch ist die Eigenfrequenz jedes Decklagensegments unterschiedlich. Dennoch ist bei den variablen Winkeln eine Schalldämmmaßerhöhung zu erkennen.

Für eine technische Nutzung sollten daher eine geringe Anzahl an Wabenzellen und eine variable Winkelvariation genutzt werden, um das Schalldämmmaß anzuheben und ein zusätzliches Minimum zu vermeiden.

In der numerischen Untersuchung wurden für die Sandwichplatten die Biegesteifigkeit, welche über die Durchbiegung der Sandwichplatte unter einer homogenen Druckverteilung ermittelt wurde, und die Kernschubsteifigkeiten bestimmt.

Bei der Kombination der Schalldämmmaßeergebnisse und der Ergebnisse aus den Steifigkeitsuntersuchungen ergeben sich die folgenden Zusammenhänge: Je weniger Wabenzellen im Wabenkern verwendet werden, desto geringer sind die Eigenfrequenzen und die Biegesteifigkeit der Sandwichplatte. Die Kernschubsteifigkeit erhöht sich bei einer geringeren Anzahl an Wabenzellen. Die erste Eigenfrequenz der Sandwichplatte mit dem Kern 6x3x30–80 liegt bei 207 Hz. Bei der Platte mit dem Kern 16x8x30–80 beträgt die erste Eigenfrequenz 239 Hz. Somit erhöht sich die Eigenfrequenz um ca. 15 %.

Die Durchbiegung der Sandwichplatte mit dem Kern 6x3x30–80 beträgt 7,03 mm und bei dem Kern 16x8x30–80 6,37 mm. Die Durchbiegung verringert sich um ca. 9 %. Die Kernschubsteifigkeiten betragen 12,34 MN sowie 10,91 MN für das Sandwich mit dem Kern 6x3x30–80 und 11,96 MN sowie 9,79 MN für das Sandwich mit dem Kern 16x8x30–80. Die Veränderung der Kernschubsteifigkeit liegt also bei 3 % bzw. 11 %. Somit ist die Veränderung im Schalldämmmaß, relativ betrachtet, größer als die Änderung der Steifigkeiten. Folglich reagiert das Schalldämmmaß bei der Variation der Wabenanzahl mit konstantem Verhältnis der Wabenzellen in  $x_1$ - und in  $x_2$ -Richtung sensitiver als die Steifigkeiten, was die zweite Hypothese der vorliegenden Arbeit für diese Variation bestätigt.

Bei der technische Nutzen dieser Variation muss also abgewogen werden, inwieweit eine Frequenzverschiebung im Schalldämmmaß gegenüber einer Steifigkeitsänderung möglich ist. Praktisch ist die Frequenzverschiebung dann sinnvoll, wenn eine tonale Anregung vorliegt. Das Schalldämmmaßminimum kann dann zu einer anderen Frequenz als der Anregungsfrequenz verschoben werden kann. Relevanter ist die Anpassung des Schalldämmmaßes unter Berücksichtigung der breitbandigen Schalldämmmaßeerhöhung durch die Decklagensegmente. Mithilfe der Variation kann das Schalldämmmaß bei konstanter Masse, aber weniger Wabenzellen stärker erhöht werden, während die Biegesteifigkeit weniger stark abnimmt.

Ist das Verhältnis der Wabenanzahl in  $x_1$ - zur Anzahl in  $x_2$ -Richtung frei wählbar, kann kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Schalldämmmaß, Biegesteifigkeit und Kernschubsteifigkeit genannt werden. So nimmt z. B. mit einer Erhöhung der Anzahl an Wabenzellen in  $x_2$ -Richtung und einer konstanten Anzahl an Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung die erste Platteneigenfrequenz nicht immer zu oder ab. Für die untersuchten Wabenkerne liegt die Frequenzverschiebung der ersten Eigenfrequenz

bei weniger als 5 %. Dies ist bei den Wabenkernen ähnlich, bei denen die Anzahl der Wabenzellen in  $x_1$ -Richtung variiert wird und die Anzahl in  $x_2$ -Richtung konstant bleibt. Die Durchbiegung dieser Kerne variiert dabei um bis zu 10 % und die Kernschubsteifigkeiten ändern sich um über 50 %. Diese Variation widerlegt die zweite Hypothese, derzufolge das Schalldämmmaß sensitiver auf die Wabenkernvariation reagiert als die Steifigkeiten. Die zweite Hypothese besitzt somit keine Allgemeingültigkeit für alle Wabenkernvariationen.

Die Winkelvariation der Wabenkerne bewirkt im Schalldämmmaß eine Frequenzverschiebung der Minima im Bereich der Eigenfrequenzen. So erhöht sich die erste Eigenfrequenz bei einem Winkel von  $-45^\circ$  von 187 Hz auf 234 Hz bei einem Winkel von  $45^\circ$ . Die Zunahme der Frequenz ist dabei nicht linear und wird mit größer werdenden Winkeln immer kleiner. Bezogen auf den gesamten betrachteten Winkelbereich ändert sich die Eigenfrequenz der Sandwichplatte relativ um 20 %. Die Durchbiegung verringert sich von 8,57 mm bei einem Winkel von  $-45^\circ$  auf 6,37 mm bei einem Winkel von  $45^\circ$ . Auch in diesem Fall ist der Verlauf der Durchbiegungen über den Winkel nicht linear. Die Durchbiegung wird umso geringer, je größer der Winkel wird. Über den gesamten Winkelbereich betrachtet, ändert sich die Durchbiegung relativ um 25 %. Somit reagiert die Frequenzverschiebung im Schalldämmmaß nicht sensitiver als die Durchbiegung, wie in der zweiten Hypothese der vorliegenden Arbeit behauptet wird. Ein Zusammenhang zwischen der Frequenzverschiebung im Schalldämmmaß und den Kernschubsteifigkeiten kann nicht festgestellt werden, weil die Verläufe unterschiedlich sind. Während die Frequenzverschiebung stetig mit dem Winkel ansteigt, zeigen die Kernschubsteifigkeiten bei einem Winkel von  $10^\circ$  einen lokalen Extrempunkt. Da Frequenzverschiebung und Kernschubsteifigkeit nicht direkt miteinander verglichen werden können, kann die zweite Hypothese in diesem Fall ebenfalls nicht bestätigt werden.

Bei der variablen Winkelvariation können ähnliche Beobachtungen festgehalten werden wie bei der Winkelvariation mit konstantem Winkel. Wenn sich die erste Eigenfrequenz der Sandwichplatte erhöht, verringert sich deren Durchbiegung. Bei der Sandwichplatte mit dem Kern 8x4xkleingroß-80 liegt die erste Eigenfrequenz 203 Hz und die Durchbiegung 7,61 mm. Für das Sandwich mit dem Kern 8x4x30-80 liegt die erste Eigenfrequenz 221 Hz und die Durchbiegung 6,74 mm. Die relativen Änderungen betragen bei der Frequenzverschiebung 8 % und bei der Durchbiegung 12 %. Ein direkter Zusammenhang zwischen Kernschubsteifigkeit und Eigenfrequenzverschiebung kann bei dieser Variation nicht ermittelt werden. Damit gilt die zweite Hypothese für diese Variation als nicht bestätigt.

Generell ist eine Verschiebung der Schalldämmmaßminima einer Sandwichplatte mit der Geometrievaryation in der numerischen Untersuchung möglich. Jedoch ändern sich bei den meisten Variationen die Biege- und die Kernschubsteifigkeit stärker

oder verhalten sich nicht proportional zur Frequenzverschiebung der Minima. Daher ist die technische Anwendung der Verschiebung der Schalldämmmaßminima, die durch die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte bedingt sind, nicht zweckmäßig. Vielmehr kann die Erhöhung des Schalldämmmaßes durch Auslegung der Decklagensegmente technisch vorteilhaft genutzt werden. Die Erhöhung des Schalldämmmaßes infolge der Decklagensegmente ist im betrachteten Frequenzbereich größer als die Änderungen der Steifigkeiten.





# 7 Experimentelle Untersuchung von Sandwichplatten mit Wabenkernen

In Abschnitt 4.4 wurde eine Auswahl an Wabenkernen festgelegt, die in einen Sandwichverbund eingebaut und experimentell untersucht werden sollen. Zunächst sollen die Wabenkerne vermessen und der Einbau in eine Sandwichplatte vorgestellt werden. Anschließend folgten zwei Experimente. Im ersten Experiment wird die Struktur­dynamik des Sandwichs durch eine Übertragungsfunktion zwischen den Oberflächengeschwindigkeiten und einer Kraftanregung bestimmt. So sollen zunächst die Eigenformen der Struktur identifiziert werden. Im zweiten Experiment wird das Schalldämmmaß der Struktur bestimmt. Die Messungen finden alle im akustischen Transmissionsprüfstand Braunschweig (ATB) des Deutschen Zentrums für Luft und Raumfahrt e.V. (DLR) statt. Die zwei Experimente werden sequenziell durchgeführt, ohne die Sandwichstruktur aus ihrer Lagerung auszubauen. Die Ergebnisse der Messungen werden dann mit den Kurvenverläufen und Eigenfrequenzen aus den numerischen Untersuchungen verglichen.

## 7.1 Wanddickenmessung der Wabenkerne

Die Modelle der unterschiedlichen Wabenkernegeometrien wurden im 3D-Druckverfahren von der Firma robotmech Stoessl GmbH hergestellt. Dazu wurde ein Stereolithografie-Drucker verwendet, der den Kunststoff SL-Tool<sup>®</sup> New White benutzt. Als Randbedingung gab die Firma bei den Wabenstrukturen eine minimale Wandstärke von 1 mm vor. Da die berechneten Wandstärken im Bereich von 1 mm bis 3 mm liegen, ist eine Kontrolle der Wandstärken notwendig. Die Wandstärkenmessung wird mithilfe eines kalibrierten Messschiebers vorgenommen, der eine digitale Anzeige besitzt und dessen Genauigkeit mit 0,01 mm angegeben ist<sup>1</sup>.

Für die Dickenmessung werden bei jedem Wabenkern 50 zufällig gewählte Messpositionen genommen. Die Messwerte zu allen 8 mit dem 3D-Drucker erzeugten Wabenkernen sind in Anhang F zu finden. In Tabelle 7.1 sind die vorgegebene

---

<sup>1</sup>Der verwendete Messschieber FA-MFW-000187 des Instituts für Faserverbundleichtbau und Adaptionik (FA) des DLR unterliegt einer ständigen Mess- und Prüfmittelüberwachung und wird jährlich kalibriert.

Tab. 7.1: Gemessene und vorgegebene Wanddicke der Wabenkernstege und der daraus resultierende relative Fehler

Kernbezeichnung	$d_{\text{CAD}}$ in mm	$d_{\text{mess}}$ in mm	err in %
6x3x30–80	3,999	$3,992 \pm 0,004$	0,2
8x4x30–80	3,016	$3,169 \pm 0,014$	5,1
8x4xkleingroß–80	2,997	$2,979 \pm 0,008$	0,6
10x5x30–80	2,421	$2,439 \pm 0,012$	0,7
12x6x30–48	1,204	$1,260 \pm 0,008$	4,7
16x8x30–80	1,521	$1,726 \pm 0,008$	13,5
16x8x45–80	1,484	$1,583 \pm 0,011$	6,7
16x8xirreg–80	1,447	$1,535 \pm 0,006$	6,1

Wanddicke  $d_{\text{CAD}}$  aus dem Computer-Aided-Design-(CAD-)Modell, die gemessene mittlere Wanddicke  $d_{\text{mess}}$  mit Fehlergrenzen und der relative Fehler des Messwertes zur Vorgabe angegeben.

Zusätzlich sind in Tabelle 7.1 die Standardabweichungen um den Mittelwert angeführt, wobei die Abweichungen kleiner als der digitale Anzeigefehler des Messschiebers von 0,01 mm ist. Somit kann der Mittelwert als hinreichend genaue Angabe der Wanddicke der Wabenkerne angesehen werden. Der Mittelwert aus den Messungen wird bei den späteren Vergleichen von Experiment und numerischer Untersuchung genutzt, um die Wabenwanddicke in der Simulation vorzugeben. Dadurch werden Unterschiede bei der Wanddicke zwischen Simulation und Experiment ausgeschlossen.

Aus den Messwerten geht hervor, dass Wabenkerne mit geringerer Wandstärke tendenziell einen höheren relativen Fehler haben und auch absolut stärker von der Vorgabe abweichen. Beträgt die Wandstärke mehr als 2 mm, liegt der relative Fehler, abgesehen von Wabenkern 8x4x30–80, bei weniger als 1 %. Bei einer Wandstärke von 1 mm bis 1,5 mm liegen die relativen Fehler bei über 5 %. Beim Wabenkern 16x8x30–80 ist die Abweichung mit 0,2 mm besonders auffällig. In diesem Zusammenhang wird erwartet, dass die Masse des Wabenkerns 16x8x30–80 deutlich nach oben abweicht. Für die übrigen Wabenkerne wird eine geringere Abweichung bei der Massenbestimmung erwartet.

## 7.2 Messung der Wabenkernmassen

Da die Masse einer Struktur einen direkten Einfluss auf das Schalldämmmaß besitzt, soll in diesem Abschnitt die Masse der Wabenkerne bestimmt werden. In der vorangegangenen Wandstärkenmessung zeigten sich bereits Abweichungen zu den CAD-Modellvorgaben. Die Massenabweichung wird mit der Waage LA 6200 von der Sartorius AG Göttingen ermittelt, die bis 6200 g belastet werden kann und

Tab. 7.2: Masse der Wabenkerne mit relativem Fehler gegenüber der vorgegebenen Masse von 768 g (Dichte: 80 kg/m<sup>3</sup>) bzw. 461 g (Dichte: 48 kg/m<sup>3</sup>)

Kernbezeichnung	m <sub>c</sub> in g	err in %
6x3x30-80	755,63 ± 0,03	1,6
8x4x30-80	779,98 ± 0,03	1,6
8x4xkleingroß-80	751,89 ± 0,02	2,1
10x5x30-80	765,10 ± 0,03	0,4
12x6x30-48	448,05 ± 0,05	2,8
16x8x30-80	830,72 ± 0,03	8,2
16x8x45-80	828,31 ± 0,02	7,9
16x8xirreg-80	822,03 ± 0,05	7,0
EC 3.2-48	467,56 ± 0,05	1,4

eine Genauigkeit von 0,1 g besitzt [72]. Da die Waage keiner Mess- und Prüfmittelüberwachung unterliegt, wird der kalibrierte Prüfgewichtssatz CarePac L der Firma Mettler Toledo zur Überprüfung der Waage verwendet [55]<sup>2</sup>.

Um Fehler durch ein nur einmaliges Auflegen der Wabenkerne zu vermeiden, werden alle Kerne zehnmals gewogen. Die erwartete Gesamtmasse des Wabenkerns beträgt 768 g bei einer Dichte von 80 kg/m<sup>3</sup> und geometrischen Abmessungen von 800 mm x 600 mm x 20 mm. Bei den gleichen Abmessungen und einer Dichte von 48 kg/m<sup>3</sup> liegt die erwartete Masse bei 461 g. Es ist anzunehmen, dass der statistische Fehler beim Wiegen im Vergleich zum erwarteten Messwert gering ist, weshalb eine Wiederholung der Messung von zehnmals als ausreichend erachtet wird. Die Messwerte sind in Anhang G aufgeführt.

In Tabelle 7.2 sind die Massen der Wabenkerne aufgelistet. Weiterhin ist der relative Fehler err in Prozent aufgeführt, der das Verhältnis des Mittelwerts der Messwerte zur Massenvorgabe aus der CAD-Geometrie darstellt. Die Massen variieren relativ zwischen 0,4 % und 8,2 %.

Beim Vergleich der Tabellen 7.1 und 7.2 lässt sich festhalten, dass bei den meisten Wabenkerne sich die Masse erhöht, wenn die Wandstärke zunimmt. Die größte Abweichung bei der Masse besitzt der Wabenkern 16x8x30-80, welcher auch die größte Abweichung in der Wandstärke aufweist. Bei den beiden Wabenkernen 10x5x30-80 und 12x6x30-48 sind die Massen geringer als im CAD-Modell, während die Wandstärken größer sind als im Modell. Wenn die Zunahme der Wandstärke nicht immer mit einer Massenzunahme korreliert, muss sich zwangsweise die Dichte des Materials ändern. Dies kann nur während des Herstellungsprozesses erfolgen. Während des Stereolithografieprozesses wird mittels Laser das Photopolymer Acrylatmonomer lokal aktiviert, um eine chemische Bindung mit den synthetischen Polyolen und

<sup>2</sup>Der Gewichtssatz mit der Bezeichnung FA-ADA-000079 besteht aus einer 100-g- sowie einer 5-kg-Masse und unterliegt der Mess- und Prüfmittelüberwachung des Instituts FA. Die Dichte dieses Satzes ist mit 7950 kg/m<sup>3</sup> ± 140 kg/m<sup>3</sup> angegeben.

dem Epoxidharz einzugehen [69]. In Colburn et al. wird bereits auf die volumetrische Änderung eines vergleichbaren Materials während eines Lithografieprozesses verwiesen [13]. Das Resultat bei einem vorgegebenen Volumen, repräsentiert durch die Wanddicke des Wabenkerns, ist dann eine abweichende Masse, weil sich durch den chemischen Prozess die Dichte des Materials verändert.

Zur Abschätzung des Masseneinflusses auf das Schalldämmmaß wird mithilfe des Berger'schen Massengesetzes das Schalldämmmaß für die Sandwichplatten bestimmt. Der größte Massenunterschied zwischen hergestelltem Wabenkern und CAD-Modell hat der 16x8x30–80. Die Masse dieses Kerns ist um 8,2 % größer als die Vorgabe von 768 g. Für die Sandwichstruktur ist die Gesamtmasse entscheidend, weshalb neben dem Gewicht der Wabenkerne auch das Gewicht der Decklagen in die Berechnung einfließt. Die beiden Decklagen besitzen die Abmessungen 800 mm x 600 mm x 1 mm und eine Dichte von 1800 kg/m<sup>3</sup>. Somit ergibt sich für die beiden Decklagen eine Masse von 1,728 kg. Die Differenz der Schalldämmmaßwerte des idealen Wabenkerns mit 768 g gegenüber den realen Wabenkern 16x8x30–80 mit 831 g stellt den zu erwartenden Unterschied dar. Die einzelnen Schalldämmmaßwerte werden analog der Literatur für das Massengesetz berechnet [73].

$$\begin{aligned} \text{TL}_{8,2} - \text{TL}_{\text{Ref}} &= 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega \cdot (1,728\text{kg} + m_{8,2})}{\rho_0 \cdot c_0} - 20 \cdot \log_{10} \frac{\omega \cdot (1,728\text{kg} + m_{\text{Ref}})}{\rho_0 \cdot c_0} \\ &= 20 \cdot \log_{10} \frac{(1,728\text{kg} + m_{8,2})}{(1,728\text{kg} + m_{\text{Ref}})} = 0,22 \text{ dB} \end{aligned} \quad (7.1)$$

Insgesamt ist durch die Massenabweichung eine Veränderung im Schalldämmmaß von maximal 0,22 dB zu erwarten, wenn ein Wabenkern mit 768 g als Referenzmasse angenommen wird. In Tabelle 7.2 sind einige Massen größer und Massen kleiner als die Vorgabe. Der größte Massenunterschied besteht bei dem Wabenkern 8x4xkleingroß–80 und bei dem Wabenkern 16x8x30–80. Wenn diese beiden Kerne miteinander verglichen werden, ergibt sich durch das Massengesetz ein maximaler Unterschied von 0,27 dB. Größere Unterschiede im Schalldämmmaß können daher nicht auf den Massenunterschied zurückgeführt werden. Der Unterschied kann in den Messungen sogar vernachlässigt werden, weil dieser Wert bereits unter der wiederholbaren Genauigkeit der Signalverarbeitungseinrichtungen im Experiment liegt.

### 7.3 Herstellung und Einbau von Probekörpern

Im Anschluss an die Vermessung der Wabenkerne werden die Probekörper für die Schalldämmmaßmessung im akustischen Transmissionsprüfstand Braunschweig (ATB) hergestellt. Neben den Wabenkernen werden die Decklagen aus Glasfaserhartgewebe, Holz für einen Rahmen und Epoxidharzkleber benötigt. Der Aufbau einer Probe ohne die oberste Decklage ist in Abbildung 7.1 dargestellt.



Abb. 7.1: Probe mit Wabenkern und Holzrahmen

Als Decklagen werden kommerziell erhältliche Glasfaserhartgewebsplatte eingesetzt. Diese Platte ist 1 mm dick und wird im Format 1090 mm x 740 mm beschafft. Bei dem Plattenmaterial handelt es sich um Glasfaserhartgewebe des Typs EP GC 202 (FR-4), bei dem Epoxidharz als Matrixwerkstoff verwendet wird [56]. Die gedruckten Wabenkerne bestehen aus einem Material mit der Bezeichnung SL Tool<sup>®</sup> New White von der Firma robotmech Stoessl GmbH. Das Material ist nach Herstellerangabe ein Duroplast, der aus verschiedenen synthetischen Polyolen, Acrylatmonomeren und Epoxidharzen besteht [69]. Der Holzrahmen um den Wabenkern in Abbildung 7.1 wird benötigt, um eine allseitige Einspannung der Sandwichplatten im Labor zu gewährleisten. Das Holz wird aus Buchenmultiplexplatten zugeschnitten und hat dieselbe Höhe von 20 mm wie die Wabenkerne. Jede Sandwichplatte hat einen Holzrahmen, der aus vier Einzelteilen besteht.

Als Klebverbindung wird der Zweikomponentenklebstoff von Henkel mit der Bezeichnung Loctite<sup>®</sup> Hysol<sup>®</sup> 9466<sup>TM</sup> eingesetzt. Der Klebstoff besitzt eine Aushärtezeit von ca. 24 h, was ausreichend Zeit zur Verteilung gibt. Das generelle Vorgehen für den Zusammenbau der Sandwichproben ist wie folgt: Zuerst wird eine Glasfaserplatte flächig mit Sandpapier angeraut und anschließend mit Ethanol und einem Tuch abgewischt, um Partikel vom Anrauen zu entfernen. Im nächsten Schritt wird die Position des Wabenkerns auf der Decklage angezeichnet. Anschließend wird der

Klebstoff auf den Wabenwänden eines Wabenkerns verteilt. Somit erfolgt keine flächige Verteilung des Klebstoffs auf den Decklagen. Bei den gedruckten Wabenkernen wird nur an den Stellen Klebstoff verwendet, wo dieser als Verbindung zwischen Decklage und Wabenwand benötigt wird. Die Bereiche auf den Decklagen, wo die Wabenkerne hohl sind, bleiben frei von Klebstoff. Bei einem kommerziellen Wabenkern ist diese Art der Klebstoffverteilung nicht möglich, weil die Wabenwände für das Auftragen von Klebstoff zu dünn sind. Da die Größe der Wabenzellen in diesem Fall im Millimeterbereich liegt, wird der Klebstoff flächig auf die Decklage aufgebracht.

Im nächsten Schritt wird der Wabenkern auf der Decklage positioniert und flächig mit Gewichten beschwert. Der Klebstoff zwischen Wabenkern und Decklage härtet dann 24 h lang aus. Danach wird der Klebstoff flächig auf die vier Teile des Holzrahmens verteilt, die dann auf der Decklage positioniert werden. Anschließend erfolgt eine Beschwerung des Holzrahmens mit Gewichten und eine Aushärtung von weiteren 24 h. Die Ränder des Wabenkerns werden nicht mit dem Holzrahmen verklebt. Im letzten Schritt wird die zweite Decklage angeraut und gesäubert. Dann erfolgt die Verteilung des Klebstoffs auf den Wabenwänden und dem Holzrahmen. Im Fall des kommerziellen Wabenkerns wird die zweite Decklage wieder flächig mit Klebstoff versehen. Beim Zusammensetzen liegt die zweite Decklage auf dem Boden, während der restliche Probenteil auf die Decklage gelegt und mit Gewichten beschwert wird. Nach einer Aushärtezeit von nochmals 24 h ist die Sandwichprobe fertiggestellt.

Die Sandwichplatten werden im ATB vermessen. Der ATB ist ein Labor, in dem ein Hallraum und ein Freifeldraum über eine Prüföffnung miteinander verbunden sind. Diese Prüföffnung hat die Abmessungen 2,5 m x 2,5 m. Die Öffnung wird mit zwei übereinanderliegenden Multiplexplatten aus Buche verkleinert. Eine Multiplexplatte besitzt eine Dicke von 20 mm. In diese Multiplexplatten wird eine Öffnung von 800 mm x 600 mm eingebracht. Für die allseitige Einspannung wird ein zweiteiliger Stahlrahmen genutzt. Die Frontansicht einer Probe sowie eine skizzierte Schnittansicht der Prüföffnung sind in den Abbildungen 7.2 und 7.3 dargestellt. Der zweite Stahlrahmen in Abbildung 7.3 wird mit einer Multiplexplatte verschraubt.

Die Sandwichplatte befindet sich zwischen den zwei Stahlrahmen, welche mit 30 M10-Schrauben miteinander verbunden sind. Dafür müssen in jeden Probekörper Löcher im Bereich des Holzrahmens gebohrt werden. Das Lochmuster ist durch die Stahlrahmen vorgegeben, und mithilfe einer Ständerbohrmaschine werden 30 Löcher mit einem Durchmesser von je 10,5 mm in die Sandwichplatten gebohrt. Beim Einbau der Sandwichplatten werden die 30 Schrauben mit einem Drehmoment von 25 Nm angezogen.

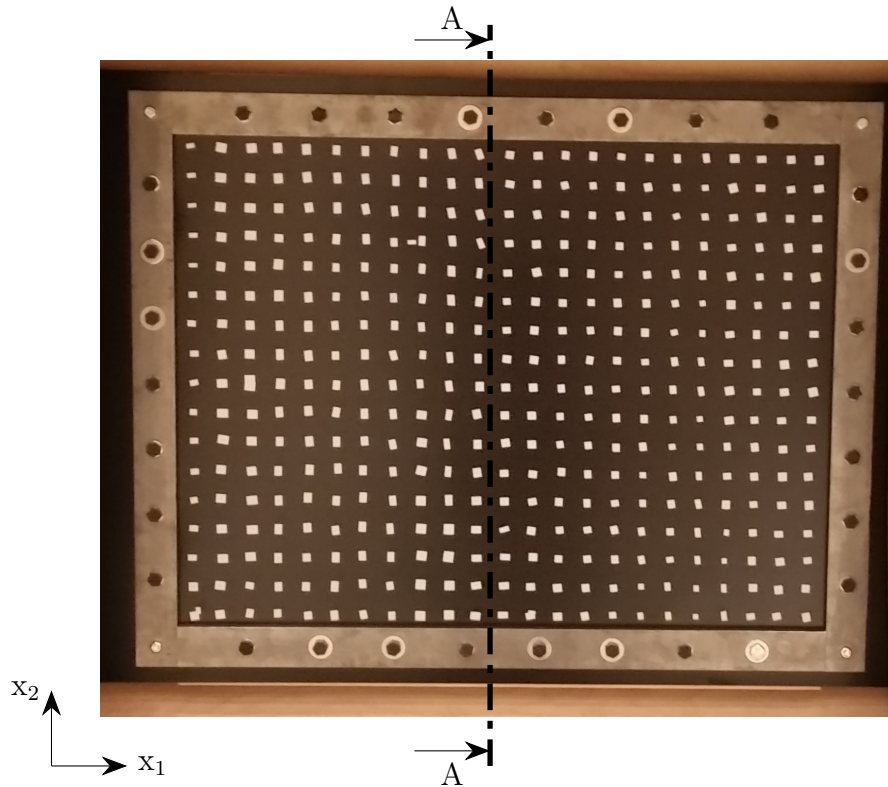


Abb. 7.2: Versuchsprobe mit Stahlrahmen und Verschraubung in der Prüföffnung

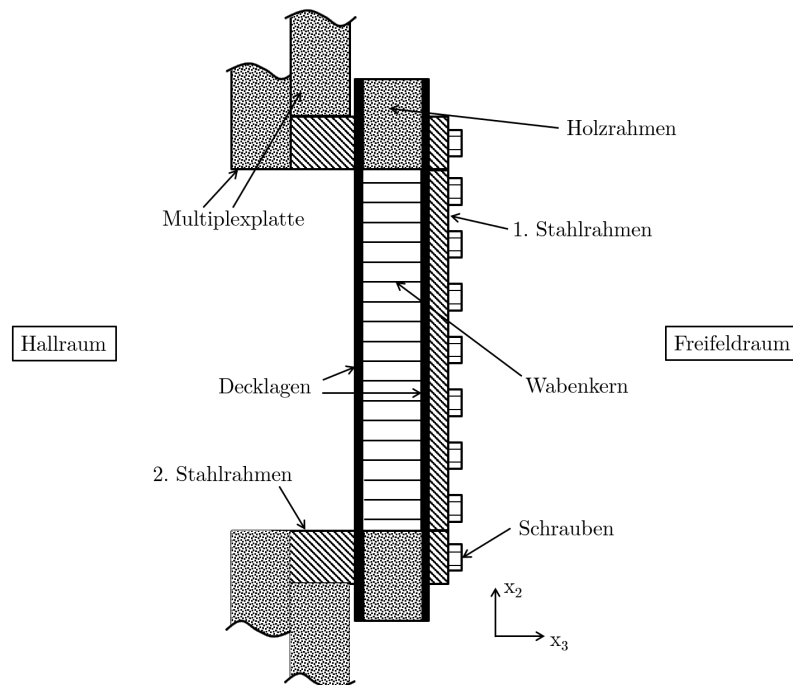


Abb. 7.3: Skizze der Schnittansicht A-A für den Versuchsaufbau



## 7.4 Bestimmung der Nachhallzeit des Hallraums

Der Aufbau des ATB ist in Abbildung 7.4 schematisch dargestellt. Hall- und der Freifeldraum stehen auf separaten, schwingungs isolierten Fundamenten und sind nur über die Prüföffnung miteinander verbunden. So kann gewährleistet werden, dass Anregungen aus dem Hallraum nur über die Prüföffnung und nicht über Sekundärpfade in den Freifeldraum transmittiert werden.

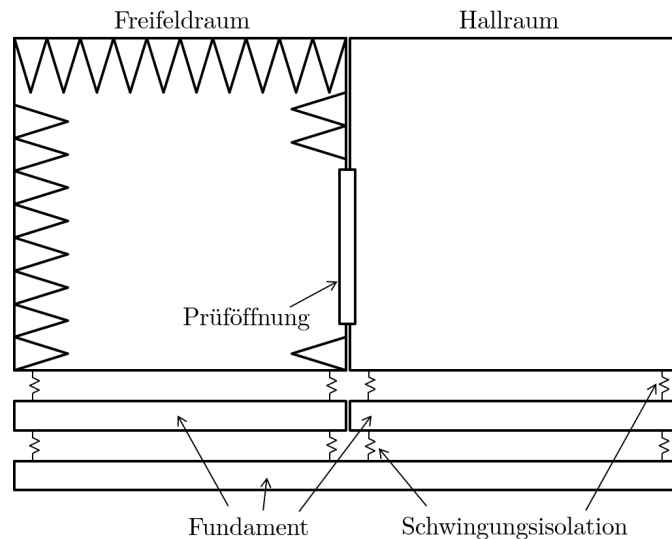


Abb. 7.4: Schematischer Aufbau des ATB

Der Hallraum ist nach DIN EN ISO 3741 so konstruiert, dass bei einer Nutzung Diffusfeldeigenschaften vorherrschen. Zur Erhöhung der Diffusfeldeigenschaften sind im Hallraum mehrere Diffusoren aus Plexiglas in unterschiedlichen Höhen angebracht. Allerdings befinden sich auch Messgeräte wie z. B. ein Lautsprecherfeld mit 112 Laufsprechern im Hallraum, weshalb nicht klar ist, ob diese Messgeräte einen signifikanten Einfluss auf die Diffusfeldeigenschaften haben. Zur Bestimmung der Diffusfeldeigenschaften des Hallraums wird die Nachhallzeit experimentell nach DIN EN ISO 3741 bestimmt und ins Verhältnis zum Volumen und zur Oberfläche des Raumes gesetzt [42].

$$T_{60} > \frac{V_{HR}}{A_{HR}} \quad (7.2)$$

Für den Hallraum wird nach den Bauunterlagen ein Raumvolumen  $V_{HR}$  von  $205,76 \text{ m}^3$  und eine Oberfläche  $A_{HR}$  von  $213,12 \text{ m}^2$  berechnet [15]. Die Vergrößerung der Oberfläche und die Volumenreduktion durch die Messgeräte und Diffusoren wird hierbei vernachlässigt, weil die exakte Bestimmung für alle Geräte mit einem erheblichen Mehraufwand verbunden wäre und daher nicht durchgeführt wird.

Die Nachhallzeit muss auf Basis des Raumvolumens und der Raumbofläche nach Ungleichung (7.2) größer als 0,96 s sein, damit im Hallraum Diffusfeldbedingungen herrschen. Zur Messung der Nachhallzeit wird die Omnipower Sound Source Typ 4292 von Bruel und Kjaer als Schallquelle im Hallraum aufgebaut [9]. Diese Schallquelle ist ein Dodekaeder mit 12 verteilten Lautsprechern und besitzt eine Kugelcharakteristik für die Schallabstrahlung. Die Schallquelle wird mit dem Bruel und Kjaer Investigator™ Typ 2260 verbunden [10]. Am Investigator befindet sich ein Mikrofon zur Bestimmung der Nachhallzeit. Das Gerät verfügt über eine automatisierte Routine zur Ermittlung der Nachhallzeit, damit sich während der Messung niemand im Raum aufhalten muss. In Abbildung 7.5 ist die Nachhallzeit des Hallraums für die Terzbandmittenfrequenzen aufgetragen.

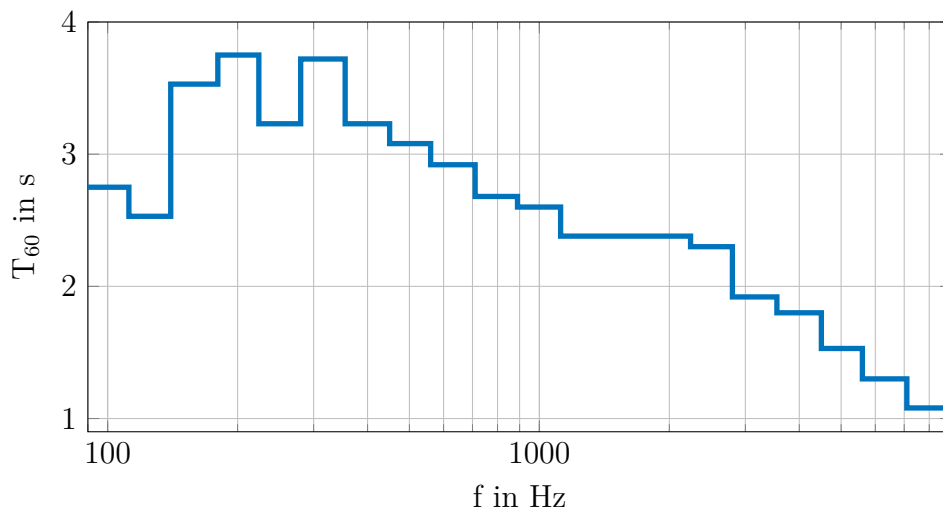


Abb. 7.5: Nachhallzeit des Hallraums für Terzbandmittenfrequenzen

Bis zur Terzbandmittenfrequenz von 8 kHz beträgt die Nachhallzeit in der Messung mehr als 1 s und erfüllt damit die Ungleichung (7.2). Somit können Diffusfeldbedingungen im Hallraum angenommen werden. Mithilfe der Nachhallzeit kann zudem der Hallradius ermittelt werden. Dieser Radius gibt an, in welchem Abstand von der Schallquelle ein rotierendes Mikrofon aufgestellt werden muss, damit der Schalldruck im Diffusfeld gemessen wird. Der Hallradius  $r_h$  kann näherungsweise über das Verhältnis zwischen Hallraumvolumen  $V_{HR}$  und Nachhallzeit  $T_{60}$  bestimmt werden [79].

$$r_h \approx 0,057 \cdot \sqrt{\frac{V_{HR}}{T_{60}}} \quad (7.3)$$

Eine Reduktion des Volumens führt zur Verringerung des Hallradius, wodurch das Mikrofon theoretisch näher an die Schallquelle gestellt werden könnte. Daher wird das Gesamtvolumen genutzt, um einen minimalen Abstand festzulegen. Als Nachhallzeit wird der geringste Wert im Frequenzbereich bis 2 kHz angenommen, da die Messungen nur bis 2 kHz durchgeführt werden. Die Nachhallzeit beträgt daher 2,38 s. Somit ergibt sich nach Gleichung (7.3) ein Hallradius von 0,53 m. Für die Messungen wird gewährleistet, dass das rotierende Mikrofon zur Bestimmung der Schalleistung im Hallraum mindestens 0,53 m von der Schallquelle entfernt positioniert ist.

## **7.5 Bestimmung der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten mittels experimenteller Modalanalyse**

In der ersten experimentellen Untersuchung sollen für die 9 ausgewählten Wabenkerne in Tabelle 4.1 die ersten Eigenfrequenzen der Sandwichplatten bestimmt werden. Die Geometrien der Wabenkerne der gedruckten Wabenkerne sind in Anhang B dargestellt. Ziel des Experiments ist die Bestimmung der Eigenfrequenzen aus dem Übertragungsverhalten zwischen einer eingeleiteten Kraft und der Oberflächengeschwindigkeit der Sandwichplatte. Anschließend sollen die resultierenden Eigenfrequenzen aus dem Experiment mit der Modalanalyse aus der numerischen Untersuchung verglichen werden.

### **7.5.1 Experimenteller Aufbau**

Der experimentelle Aufbau ist in Abbildung 7.6 schematisch dargestellt. Die Sandwichplatte ist in die Prüföffnung eingebaut und damit allseitig eingespannt. Die Krafteinleitung erfolgt mit einem elektrodynamischen Schwingungserreger vom Typ LDS V201 von Bruel und Kjaer, der lokal eine Kraft senkrecht zur Plattenoberfläche einleitet. Die Krafteinleitung erfolgt auf der Sandwichplatte 10 cm vom oberen und 15 cm vom rechten Rand entfernt, wenn die Sandwichstruktur vom Hallraum aus betrachtet wird. Zur Messung der eingeleiteten Kraft wird eine Kraftmessdose vom Typ PCB 208B01 genutzt, welcher dieselben Eigenschaften bezüglich Sensitivität, Kraft- und Frequenzgrenzen besitzt wie eine Kraftmessdose vom Typ PCB 208C01 [63]. Die Verbindung zwischen Kraftmessdose und Plattenoberfläche wird mit dem Zweikomponentenklebstoff X60 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH realisiert.

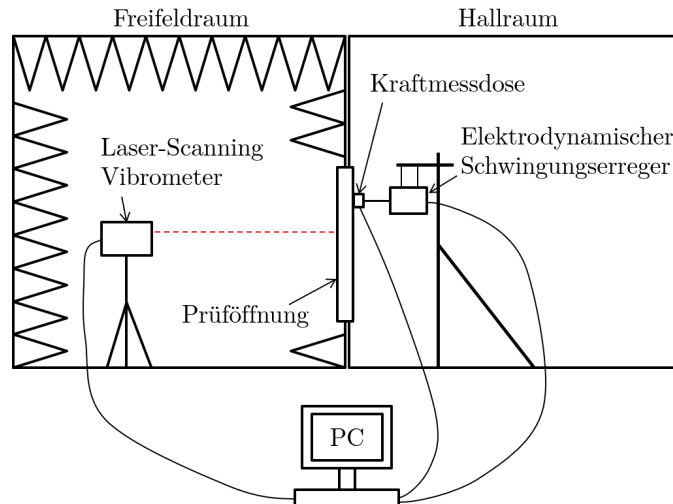


Abb. 7.6: Schema des Versuchsaufbaus im ATB für die strukturdynamische Messung

Die Oberflächengeschwindigkeit wird im Freifeldraum mit dem Laser-Scanning Vibrometer (LSV) der Firma Polytec vom Typ PSV-400 erfasst. Zu dem LSV gehört ein Computer mit proprietärer Software des Herstellers, der die Messaufgaben steuert und die Messwerte aufnimmt. Für die Ansteuerung des elektrodynamischen Schwingungserregers wird ein weißes Rauschen genutzt, das über einen Generator von der Software erzeugt wird. Für die Messung wird auf die 800 mm x 600 mm große Sandwichplatte ein Gitter mit Retroreflexpunkten geklebt, das aus 23 x 17 Punkten besteht. Die Messpunkte befinden sich damit in einem Abstand von ca. 35 mm in beide Richtungen der Plattenoberfläche. Die Aufteilung der Punkte ist in Abbildung 7.2 für eine Sandwichplatte zu sehen. Die Retroreflexpunkte streuen das Laserlicht diffus in alle Richtungen und dienen zur Verbesserung des aufgefundenen Messsignals im LSV. Der gemessene Frequenzbereich beträgt 0,625 Hz bis 2000 Hz und beinhaltet 3200 FFT-Linien. Jeder Messpunkt wird insgesamt fünfmal gemessen und die Signale werden anschließend komplex gemittelt. Die Routine zur Mittelung wird durch die Software durchgeführt.

### 7.5.2 Vorgehensweise zur Auswertung der Übertragungsfunktion

Für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 8x4x30–80 wird zunächst aus den Oberflächengeschwindigkeiten und der eingeleiteten Kraft die Übertragungsfunktion gebildet. Für jeden Messpunkt wird ein Geschwindigkeits- und ein Kraftspektrum aufgenommen. Die Amplitudenspektren der Kraft und der Oberflächengeschwindigkeit werden über alle Punkte gemittelt, um die Darstellung in Abbildung 7.7 zu erhalten.

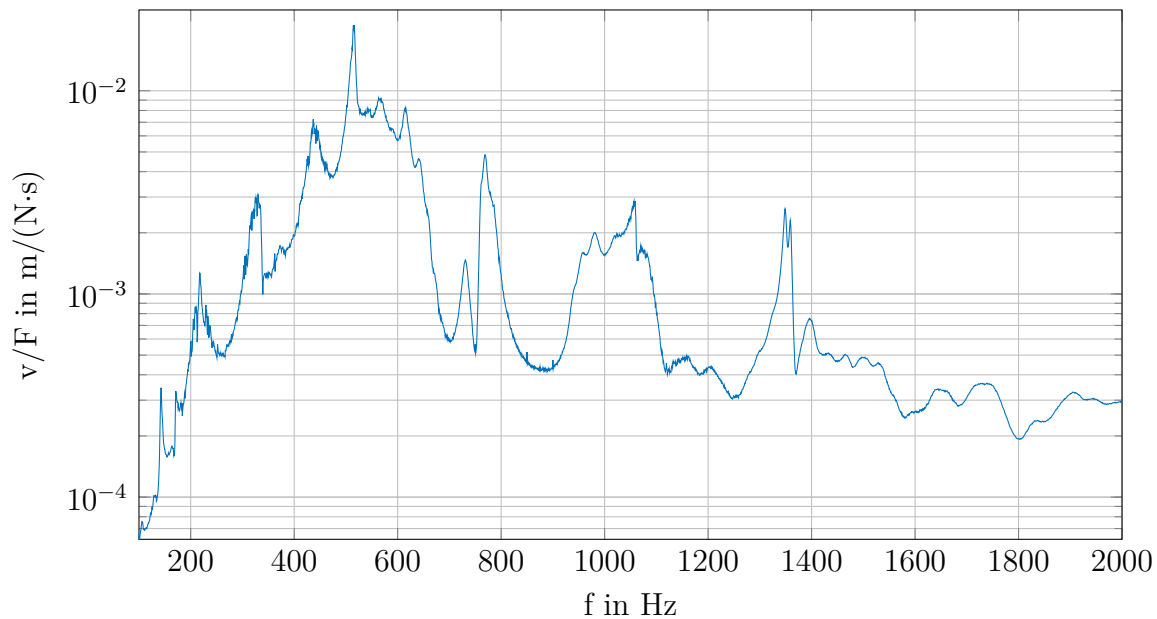


Abb. 7.7: Übertragungsfunktion zwischen Oberflächengeschwindigkeit und Kraft für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30-80

Lokale Maxima im Amplitudenspektrum der Übertragungsfunktion weisen auf hohe mittlere Geschwindigkeiten hin, die durch Eigenformen verursacht werden können. Da Eigenformen nicht die einzige Ursache für lokale Maxima in der Übertragungsfunktion sind, ist eine weitere Auswertung der Messdaten notwendig. Mithilfe der Software X-Modal können aus den Betriebsschwingformen der Messdaten die Eigenfrequenz und die Eigenform bestimmt werden. Für einen gewählten Frequenzbereich wird ein modales Modell erstellt, um den experimentell ermittelten Kurvenverlauf der Übertragungsfunktion mit dem geringsten Fehler abzubilden. Dazu sind in X-Modal verschiedene Algorithmen zur Parameteridentifikation hinterlegt. Für die folgenden Analysen wird der RFP-Z-Algorithmus benutzt, weil dieser über einen beliebigen Frequenzbereich einer Übertragungsfunktion angewendet werden kann [67, 68]. Abbildung 7.8 zeigt das Konsistenzdiagramm für die Modellbildung der Modalanalyse, welches mit dem RFP-Z-Algorithmus ermittelt wurde. Der gewählte Frequenzbereich liegt zwischen 100 Hz und 400 Hz. Die Übertragungsfunktion in Abbildung 7.8 hat keinen Bezug zur Ordinatenachse und dient lediglich der Darstellung, um Maxima im Verlauf direkt mit den Eigenformen in Verbindung bringen zu können. Auf der Ordinate sind die Iterationen zur Parameteranpassung des modalen Modells aufgetragen. Ziel ist die Auswahl von Eigenformen, die bei den letzten Iterationsschritten berechnet wurden, da das Modell den Kurvenverlauf dann mit dem geringsten Fehler abbildet. Die Symbole geben dabei an, inwieweit für das modale Modell an den Frequenzen ein Pol, eine Eigenfrequenz oder ein Eigenvektor vorliegt.

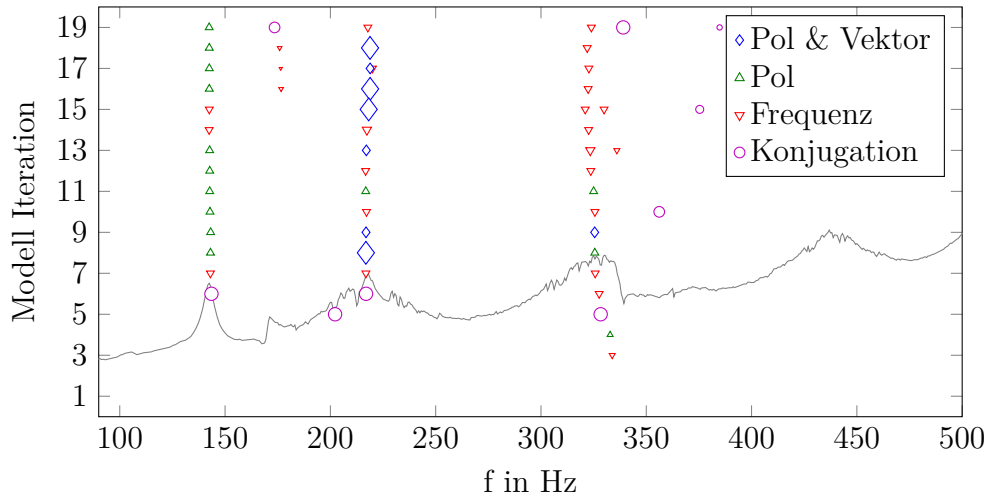


Abb. 7.8: Konsistenzdiagramm in X-Modal für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30-80 über den Frequenzbereich von 100 Hz bis 400 Hz

Nach der Auswahl von Frequenzen aus dem Konsistenzdiagramm werden die Eigenformen durch die Darstellung der Oberflächengeschwindigkeiten auf der Platte überprüft. Dazu werden die Messdaten genutzt, um zu ermitteln, ob die Betriebschwingform bei den Frequenzen einer Eigenform gleicht. Im Fall von Abbildung 7.8 werden die Frequenzen 142 Hz, 220 Hz und 322 Hz genauer betrachtet.

In Abbildung 7.9 sind zu diesen drei Frequenzen die Absolutwerte der Oberflächengeschwindigkeiten der Messpunkte aufgetragen. Die Betriebsschwingform bei 142 Hz zeigt in Abbildung 7.9 (a) lediglich eine lokale Erhöhung der Oberflächengeschwindigkeit. In diesem Bereich ist der elektrodynamische Schwingungserreger angebracht. Daher kann diese Betriebsschwingform nicht mit einer Eigenform in Verbindung gebracht werden. In Abbildung 7.9 (b) ist die Betriebsschwingform bei 220 Hz dargestellt. Bei dieser Form ist die Oberflächengeschwindigkeit über die gesamte Platte kontinuierlich verteilt. Ein lokales Maximum befindet sich dabei in der Mitte der Platte. Diese Betriebsschwingform wird der (1,1)-Eigenform der Sandwichplatte zugeordnet. In Abbildung 7.9 (c) ist die Oberflächengeschwindigkeit ebenfalls kontinuierlich über die Platte verteilt. Dabei treten bei dieser Betriebsschwingform zwei Maxima auf. Das erste Maximum befindet sich bei  $x_1 = 0,2$  m und  $x_2 = 0,3$  m. Das zweite Maximum befindet sich bei  $x_1 = 0,6$  m und  $x_2 = 0,3$  m. Da die Verteilung der Maxima entlang der  $x_1$ -Richtung auftritt und die  $x_2$ -Werte gleich sind, wird die Betriebsschwingform in Abbildung 7.9 (c) der (2,1)-Eigenform der Sandwichplatte zugeordnet. Zur besseren Unterstützung der Zuordnung von Eigenformen zu lokalen Maxima im Übertragungsverhalten kann in X-Modal die jeweilige identifizierte Eigenform animiert werden. Durch die Animation kann die Phasenbeziehung zwischen den Maxima auf der Plattenoberfläche identifiziert werden.

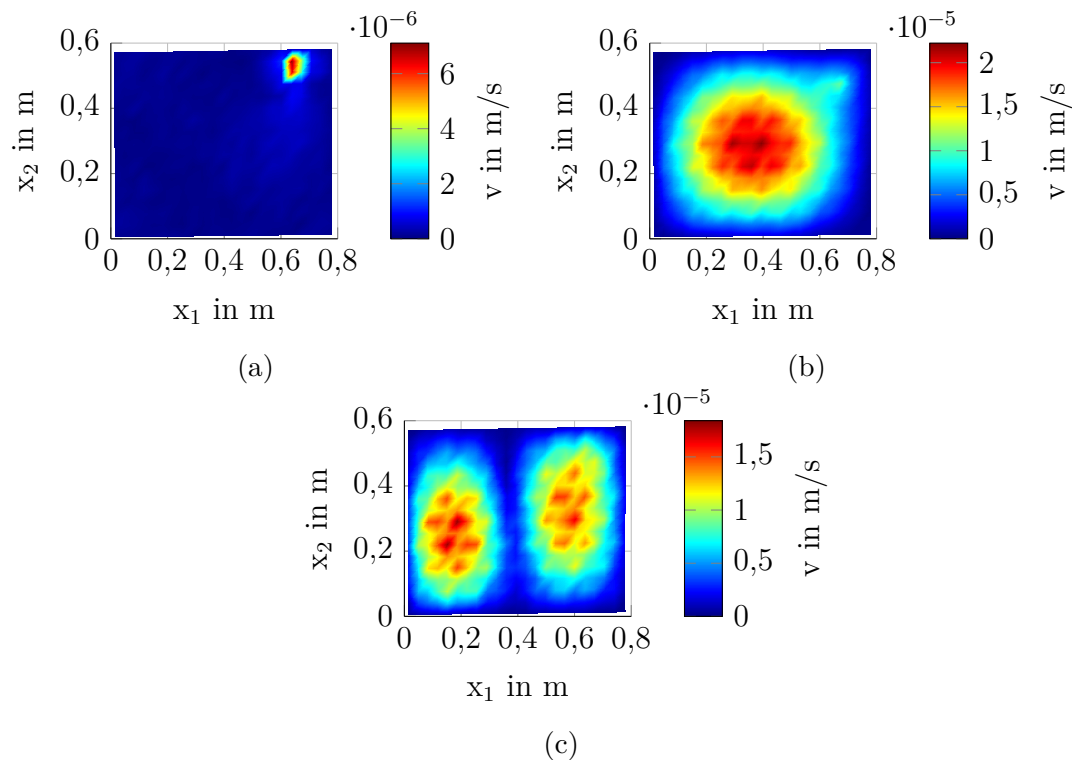


Abb. 7.9: Amplitude der Oberflächengeschwindigkeiten der Sandwichstruktur mit dem Wabenkern 8x4x30–80 bei (a) 142 Hz, (b) 220 Hz und (c) 322 Hz

### 7.5.3 Vergleich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus Simulation und Experiment

Aus den Übertragungsfunktionen der neun Sandwichplatten konnten die Eigenfrequenzen zu den ersten vier Eigenformen zugeordnet werden. Die Übertragungsfunktionen der Sandwichplatten sind in Anhang H dargestellt und dienen als Grundlage für die Auswertung in X-Modal. Für den Vergleich werden die Eigenfrequenzen mithilfe der numerischen Prozesskette berechnet. Die Eigenfrequenzen aus dem Experiment und der numerischen Untersuchung sind in Tabelle 7.3 aufgelistet. Die Eigenfrequenzen aus der Simulation unterscheiden sich von denen, die in Kapitel 6 aufgelistet sind. Die Ursache hierfür liegt in einem Geometrieunterschied. Während die Wanddicke der Wabenkerne in Kapitel 6 aus den geometrischen Abmessungen berechnet wurde, wird bei den hier simulierten Sandwichplatten die Dicke aus der Messung in Abschnitt 7.1 verwendet. Durch die Verwendung der gemessenen Wanddicken soll der Fertigungsfehler der Wabenkerne in der Simulation nachgebildet und somit der Gesamtfehler zwischen Simulation und Experiment minimiert werden. Der relative Fehler zwischen den experimentell bestimmten Eigenfrequenzen und denen aus der Simulation ist in Tabelle 7.4 als Betrag aufgelistet, wobei die Eigenfrequenz aus dem Experiment die Bezugsgröße für die Fehlerberechnung ist.

Tab. 7.3: Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus Simulation und Experiment

Kernbezeichnung		$f_{1,1}$ in Hz	$f_{2,1}$ in Hz	$f_{1,2}$ in Hz	$f_{2,2}$ in Hz
6x3x30-80	Exp.	215,63	294,87	338,64	363,80
	Sim.	206,63	297,77	333,20	370,67
8x4x30-80	Exp.	220,43	321,80	371,53	437,95
	Sim.	220,67	335,84	391,49	467,49
8x4xkleingroß-80	Exp.	215,13	314,95	368,24	434,18
	Sim.	202,83	305,33	351,65	430,06
10x5x30-80	Exp.	218,31	356,54	418,81	-
	Sim.	224,66	345,60	406,59	494,29
12x6x30-48	Exp.	212,91	325,83	389,35	451,03
	Sim.	206,65	316,48	367,94	448,55
16x8x30-80	Exp.	218,10	330,62	419,43	482,44
	Sim.	239,35	367,81	440,54	537,90
16x8x45-80	Exp.	233,25	348,30	455,78	519,43
	Sim.	232,84	334,23	442,75	516,15
16x8xirreg-80	Exp.	220,30	327,28	421,66	495,67
	Sim.	230,64	354,33	419,29	511,51

Tab. 7.4: Relativer Fehler der Eigenfrequenzen zwischen Simulation und Experiment

Kernbezeichnung	$err_{1,1}$ in %	$err_{2,1}$ in %	$err_{1,2}$ in %	$err_{2,2}$ in %
6x3x30-80	4,17	0,98	1,61	1,89
8x4x30-80	0,11	4,36	5,37	6,75
8x4xkleingroß-80	5,72	3,05	4,51	0,95
10x5x30-80	2,91	3,07	2,92	-
12x6x30-48	2,94	2,87	5,50	0,55
16x8x30-80	9,74	11,25	5,03	11,50
16x8x45-80	0,18	4,04	2,86	0,63
16x8xirreg-80	4,69	8,27	0,56	3,20

Der größte relative Fehler für die Eigenfrequenzen beträgt 11,5 %. Auffällig ist, dass das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30-80 die höchsten relativen Abweichungen besitzt. Wird dieser Kern aus der Betrachtung herausgenommen, liegt die höchste Abweichung bei 8,3 %. Beim Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30-80 fällt zudem auf, dass die numerisch bestimmten Eigenfrequenzen höher sind als die experimentell ermittelten. Der Massenunterschied zwischen Simulation und Experiment ist gering, da in der Simulation die Wanddicke aus den Messungen vorgegeben wird. Dementsprechend muss die Sandwichplatte im Experiment eine geringere Steifigkeit aufweisen als in der Simulation. Die Ursache dafür kann z. B. eine fehlende Klebverbindung zwischen Wabenkern und Decklage der Probekörper sein. Sind mehrere Wabenwände nicht mit der Decklage verbunden, entspricht dies dem Hautschälen in der Sandwichtheorie [90]. In Abbildung 7.10 ist für eine statische Belastung einer Sandwichschale das Hautschälen bzw. Abreißen schematisch dargestellt. Diese



Ablösung verringert die Biegesteifigkeit des Sandwichs und führt damit zu einer Verringerung der Eigenfrequenz. Bei dem Sandwich mit dem Kern 16x8x30–80 besteht deshalb die Vermutung, dass es zu einer partiellen Ablösung des Wabenkerns von der Decklage gekommen ist. Diese Vermutung kann nicht zweifelsfrei bestätigt werden, da der Probekörper nicht zerstörungsfrei untersucht werden kann. Für einen anderen Probekörper wurde die Decklage vom Wabenkern getrennt. Bei dieser Trennung zeigte sich, dass die Klebeverbindung zwischen Decklagen und Wabenkern teilweise stärker ist als die Epoxidmatrix der Decklagen. Das bedeutet, dass beim Trennen der Decklage vom Wabenkern einzelne Glasfaserlagen der Decklage delaminiert und abgerissen sind. Somit konnte die Decklage nicht in einem Stück vom Wabenkern getrennt werden. Anhand der einzelnen Decklagenstücke kann nicht zweifelsfrei festgestellt werden, ob eine Verbindung zwischen Wabenkern und Decklage vorhanden war. Somit ist die These von der Ablösung der Decklage vom Wabenkern eine reine Mutmaßung.

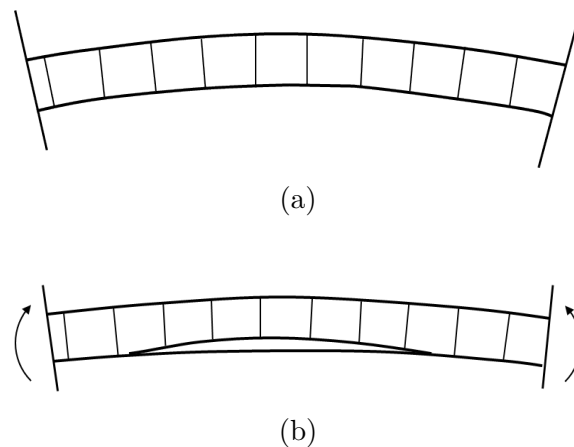


Abb. 7.10: Schematische Darstellung des Hautschälens einer Sandwichplatte unter Biegebelastung, wobei (a) den Ausgangszustand und (b) den belasteten Zustand zeigt [90]

Die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 wird aufgrund der vergleichsweise hohen relativen Eigenfrequenzabweichung von dem Vergleich ausgeschlossen und muss auch bei den weiteren experimentellen Untersuchungen kritisch betrachtet werden. Somit ist die relative Frequenzabweichung zwischen der numerischen Untersuchung und der Modalanalyse kleiner als 8,3 %. Weitere Unterschiede zwischen Simulation und Experiment können an dieser Stelle nicht vollständig ausgeschlossen werden. So kann z. B. die Dicke des Klebstoffs zwischen Decklagen und Wabenkern variieren und zu einer Veränderung der Steifigkeiten führen. Die Ursachen für die Unterschiede werden an dieser Stelle nicht weiter untersucht, sondern es wird der relative Fehler von maximal 8,3 % als zutreffend akzeptiert. Das numerische Vorgehen bildet die Eigenfrequenzen aus dem Experiment hinreichend genau ab, weil die

gezeigten Unterschiede durch die Wabenkernvariation größer sind als der maximale relative Fehler zwischen Simulation und Experiment.

Im Experiment wird ein kommerziell erhältlicher Wabenkern in einer Sandwichplatte vermessen. In der numerischen Untersuchung wurde dieser Wabenkern nicht betrachtet, weshalb an dieser Stelle ein Vergleich von kommerziellem und gedrucktem Wabenkern durchgeführt wird. Bei diesem Vergleich sind nicht nur die Größen der Wabenzellen, sondern auch die Materialien des Wabenkerns unterschiedlich. Der kommerzielle Wabenkern EC 3.2–48 besteht aus Aramidpapier, welches in Epoxidharz getränkt wurde [22]. Der gedruckte Wabenkern hingegen ist aus Duroplast hergestellt, bestehend aus verschiedenen Polyolen, Acrylatmonomeren und Epoxidharzen [69]. Beide Wabenkerne haben eine Dichte von  $48 \text{ kg/m}^3$ , wodurch die Masse der Kerne mit 468 g bzw. 448 g ähnlich ist. In Tabelle 7.5 sind die ermittelten Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aufgelistet.

Tab. 7.5: Eigenfrequenzen der Sandwichstrukturen eines kommerziellen und eines im 3D-Drucker erzeugten Wabenkerns aus den Messdaten

Kernbezeichnung	$f_{1,1}$ in Hz	$f_{2,1}$ in Hz	$f_{1,2}$ in Hz	$f_{2,2}$ in Hz
12x6x30–48	212,91	325,83	389,35	451,03
EC 3.2–48	258,83	387,47	474,73	-

Die Eigenfrequenzunterschiede zwischen den beiden Sandwichplatten liegen im Bereich von 16 % bis 18 %. Dabei hat das Sandwich mit dem Wabenkern EC 3.2–48 höhere Eigenfrequenzen, woraus bei ähnlicher Masse eine höhere Steifigkeit geschlossen wird. Dies wird auch auf Basis der Simulationen zur Biegesteifigkeit geschlossen, wo eine höhere Anzahl an Waben in  $x_1$ - und  $x_2$ -Richtung eine geringere Biegesteifigkeit aufweist. Somit kann die Eigenfrequenz der Sandwichplatten durch Material- und Größenvariation beeinflusst werden.

## 7.6 Bestimmung des Schalldämmmaßes der Sandwichstrukturen

Für die Bestimmung des Schalldämmmaßes wird eine ähnliche Vorgehensweise genutzt wie bei der numerischen Untersuchung. Für dieses Experiment wird ebenfalls der ATB benutzt. Im Hallraum kann mithilfe einer Schallquelle ein Diffusfeld erzeugt werden, welches die Sandwichplatte anregt. Im Freifeldraum wird dann mithilfe des LSV die Oberflächengeschwindigkeit auf der abstrahlenden Decklage des Sandwichs ermittelt. Für dieses Experiment ist die Diffusfeldbedingung im Hallraum zwingend notwendig, weil bei der Auswertung diffuse Eigenschaften vorausgesetzt werden. Mit der Messung der Nachhallzeit wurde diese Bedingung bereits nachgewiesen.

### 7.6.1 Experimenteller Aufbau

Der schematische Aufbau des Experiments ist in Abbildung 7.11 dargestellt. Während der Bestimmung der Eigenfrequenzen der Sandwichplatte wurde auf dem Sandwich ein Messgitter von 23 x 17 Messpunkten festgelegt, welches bei dieser Messung wiederverwendet wird. Auch die Einstellungen des LSV zur Erfassung der Oberflächengeschwindigkeit sind analog dem ersten Experiment. So wird jeder Messpunkt fünfmal komplex gemittelt und der Frequenzbereich bis 2000 Hz erfasst. Der Frequenzbereich wird dabei mit 3200 FFT-Linien aufgelöst. Neben den Oberflächengeschwindigkeiten erfasst das LSV auch die Koordinaten der Messpunkte, weil diese für die Berechnung der Schallstrahlungsresistenzmatrix benötigt werden.

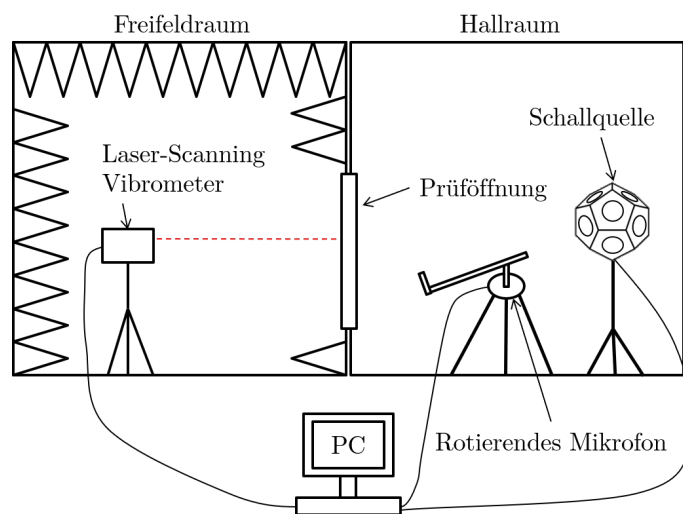


Abb. 7.11: Schema des Versuchsaufbaus im ATB für die Schalldämmmaßmessung mit dem LSV

Zur Aufnahme des Schalldrucks im Hallraum wird ein Mikrofon auf einem rotierenden Arm benutzt. Dabei handelt es sich um ein Diffusfeldmikrofon von Bruel und Kjaer des Typs 4942 [11]. Mithilfe des rotierenden Mikrofons wird der Schalldruck des Diffusfeldes im Hallraum aufgenommen. Dazu rotiert das Mikrofon im Raum mit einer Umlaufzeit von 16 s. Das Diffusfeld im Hallraum bewirkt eine gleichmäßige Durchmischung des Schalls, sodass an jedem Punkt im Raum der gleiche Schalldruck vorliegt. Im Hallraum liegt dann ein stationärer Zustand vor [59]. Die zeitliche Mittelung der Druckdaten des rotierenden Mikrofons ergibt den Schalldruck des stationären Zustands.

Als Schallquelle wird die Omnipower Sound Source des Typs 4292 von Bruel und Kjaer benutzt. Dies ist die gleiche Schallquelle wie bei der Bestimmung der Nachhallzeit. Die Schallquelle besitzt 12 Lautsprecher, die auf einem Dodekaeder angeordnet sind, und hat eine Kugelcharakteristik. Die Quelle wird in dem Experiment nach Vorgabe der DIN EN ISO 3741 in der Nähe von zwei schallreflektierenden Wänden

positioniert, wobei der Mindestabstand zu diesen Wänden 1,5 m beträgt [42]. Die Schallquelle ist mit dem zugehörigen Verstärker des Typs 2734 von Bruel und Kjaer verbunden. Das Eingangssignal für diesen Verstärker kommt vom Funktionsgenerator des LSV, der über die LSV-Messsoftware ein dem gewählten Frequenzbereich entsprechendes weißes Rauschen erzeugt. Die Ansteuerung und die synchrone Messdatenerfassung erfolgen durch das LSV-Messsystem realisiert.

Die Gleichungen zur Berechnung des Schalldämmmaßes aus den Oberflächengeschwindigkeiten der Decklage und dem Schalldruck im Hallraum sind analog den Gleichungen in der numerischen Untersuchung und können in Abschnitt 6.4 nachvollzogen werden.

### 7.6.2 Bestimmung der Dämpfung für die Simulation

Bei der numerischen Untersuchung wird ein Dämpfungsmodell verwendet, um die numerischen Daten an die experimentellen anzugleichen. Aufgrund des weiten Frequenzbereichs von 100 Hz bis 2000 Hz wird als Dämpfungsmodell die Rayleigh-Dämpfung genutzt, um einen frequenzabhängigen Dämpfungsgrad zu verwenden. Da die Variablen zur Einstellung der Dämpfung frei wählbar sind und das Dämpfungsmodell rein phänomenologisch ist, sind keine Daten für die Materialien des Sandwichs vorhanden [45]. Beim Rayleigh-Dämpfungsmodell sind die beiden frei wählbaren Parameter  $\alpha_d$  und  $\beta_d$ . In die Dämpfungsmatrix  $D$  gehen die Parameter mit der Massenmatrix  $M$  und der Steifigkeitsmatrix  $K$  ein [40, 45].

$$D = \alpha_d \cdot M + \beta_d \cdot K \quad (7.4)$$

Die Parameter  $\alpha_d$  und  $\beta_d$  lassen sich zwar für jede Sandwichplatte einzeln identifizieren, jedoch werden sich die Werte immer unterscheiden, weil die Parameter nicht verallgemeinert werden können [45]. Im Experiment können Veränderungen im Schalldämmmaß auf unterschiedliche Dämpfungsparameter zurückzuführen sein. Mit konstanten Dämpfungsparametern in der Simulation kann die Schalldämmmaßveränderung unabhängig von der Dämpfung betrachtet werden. Deshalb werden für die numerischen Untersuchungen konstante Parameter  $\alpha_d$  und  $\beta_d$  angenommen.

Das Dämpfungsmodell wird auf die gesamte Sandwichplatte angewendet, weshalb nur ein  $\alpha_d$  und ein  $\beta_d$  bestimmt werden. Ein anderer Ansatz wäre die Bestimmung der Parameter für jedes Material, wodurch die Decklagen und das Kernmaterial je ein separates  $\alpha_d$  und  $\beta_d$  besitzen würden. Da in der vorliegenden Arbeit keine gesonderte Untersuchung der Wabenkerne und Decklagen stattfindet, ist die Bestimmung der Dämpfungsparameter für die gesamte Sandwichplatte hinreichend.

Jede Sandwichplatte kann für die Abschätzung der Parameter genutzt werden. An dieser Stelle wird die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 10x5x30–80 verwendet. Bei dieser Sandwichplatte befinden sich die Eigenfrequenzen zwischen 200 Hz und 500 Hz sowie ein Minimum bei 1150 Hz und ein Maximum bei 1450 Hz. Die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte können genutzt werden, um den Parameter  $\alpha_d$  anzupassen, weil dieser Einfluss auf tiefe Frequenzen besitzt. Das Minimum bei 1150 Hz und die sich daran anschließende Erhöhung befinden sich im höheren Frequenzbereich und können für die Anpassung des Parameters  $\beta_d$  genutzt werden.

Zur Bestimmung der Parameter wird für  $\alpha_d$  der Bereich von  $10 \frac{1}{s}$  bis  $300 \frac{1}{s}$  und für  $\beta_d$  der von  $10^{-5} s$  bis  $10^{-8} s$  gewählt. In diesen Bereichen werden zur Anpassung des Kurvenverlaufs des Schalldämmmaßes nur diskrete Werte verwendet. Als beste Kombination haben sich die Werte von  $150 \frac{1}{s}$  für  $\alpha_d$  und  $10^{-7} s$  für  $\beta_d$  herausgestellt. Für diese beiden Parameter ist in Abbildung 7.12 das Schalldämmmaß aus Simulation und Experiment dargestellt. Die Gegenüberstellung der Kurven mit einem gleitenden Mittelwert über 30 Werte ist in Abbildung 7.13 dargestellt, um die Minima zwischen den Schalldämmmaßkurven besser vergleichen zu können.

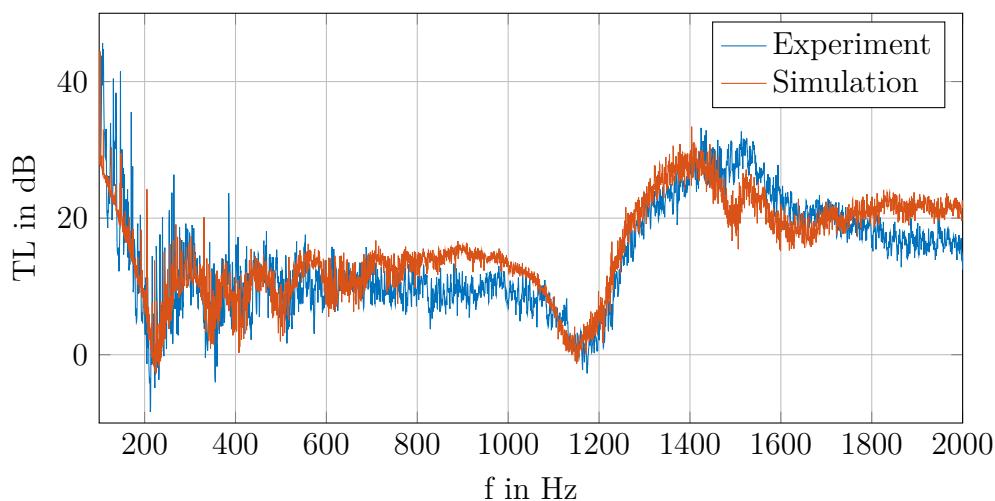


Abb. 7.12: Schalldämmmaßkurven aus der Simulation und dem Experiment für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80

Durch die Anpassung der Dämpfungsparameter werden hauptsächlich die Schwingungsamplituden der Sandwichplatten angepasst. Dies beeinflusst letztendlich auch die Höhe des gesamten Schalldämmmaßverlaufs. Im Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 500 Hz treten vier Minima auf, die den Eigenfrequenzen der Sandwichplatte zugeordnet werden können. Der absolute Unterschied zwischen den Schalldämmmaßkurven aus Simulation und Experiment beträgt für diese vier Minima maximal 1,5 dB. Dies wird als hinreichend genaue Abbildung der Schalldämmmaßminima angesehen. Das Minimum bei 1150 Hz, welches durch die Decklagensegmente bedingt ist, weicht im Schalldämmmaß zwischen Simulation und Experiment absolut

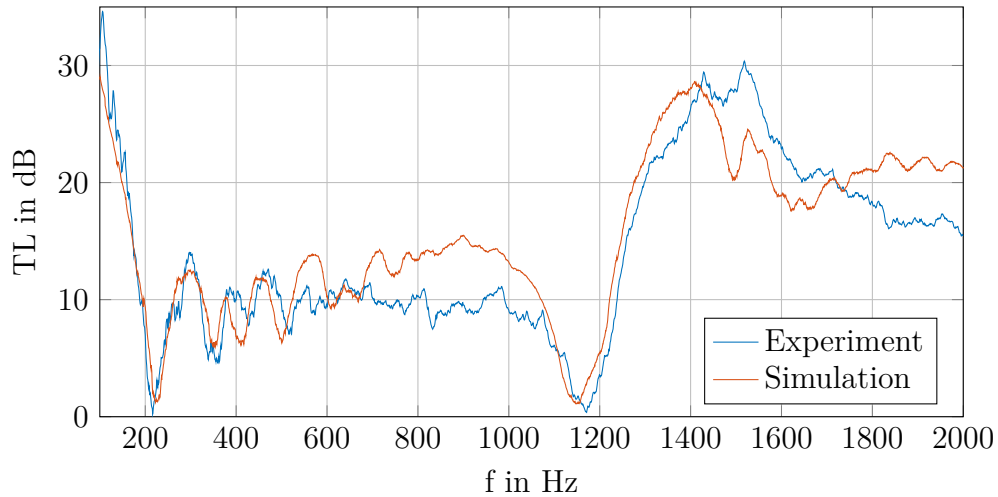


Abb. 7.13: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der Simulation und dem Experiment für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80

um 0,8 dB ab. Das Maximum bei 1400 Hz besitzt eine absolute Abweichung von weniger als 1,5 dB. Somit zeigt sich, dass die Wahl der Dämpfungsparameter das Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatte und im Bereich der Eigenfrequenz des Decklagensegments mit einer Genauigkeit von 1,5 dB abbildet. Mit den Parametern  $\alpha_d = 150 \frac{1}{s}$  und  $\beta_d = 10^{-7} s$  kann der frequenzabhängige Dämpfungsgrad  $\xi$  wie folgt ermittelt werden [40].

$$\xi = \frac{\alpha_d}{4 \cdot \pi \cdot f} + \beta_d \cdot \pi \cdot f \quad (7.5)$$

In Abbildung 7.14 ist der Dämpfungsgrad für diese Parameter über die Frequenz aufgetragen. Der Dämpfungsgrad sinkt im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 2000 Hz von 12 % auf 0,7 %. Im Bereich der Minima, die durch die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte bedingt sind, verringert sich der Dämpfungsgrad von 6 % bei 200 Hz auf 2,8 % bei 500 Hz.

Da die Dämpfungsparameter für alle numerischen Untersuchungen gleich bleiben, wird bei dem Vergleich von Simulation und Experiment bereits eine Abweichung im Schalldämmmaß erwartet. Die zu erwartenden Abweichungen betreffen dabei die Amplituden im Schalldämmmaßverlauf. So können z. B. aufgrund einer zu hohen Dämpfung in der Simulation die Minima im Schalldämmmaß einen höheren Wert haben als im Experiment. Dies gilt auch umgekehrt bei der Wahl von zu kleinen Dämpfungsparametern. Eine Frequenzverschiebung von Schalldämmmaßminima durch die Dämpfung wird aufgrund des gewählten Ansatzes nicht erwartet. Daher wird beim Vergleich der Schalldämmmaßkurven ein stärkerer Fokus auf die Frequenzverschiebungen gelegt und nicht auf den Wert des Schalldämmmaßes.

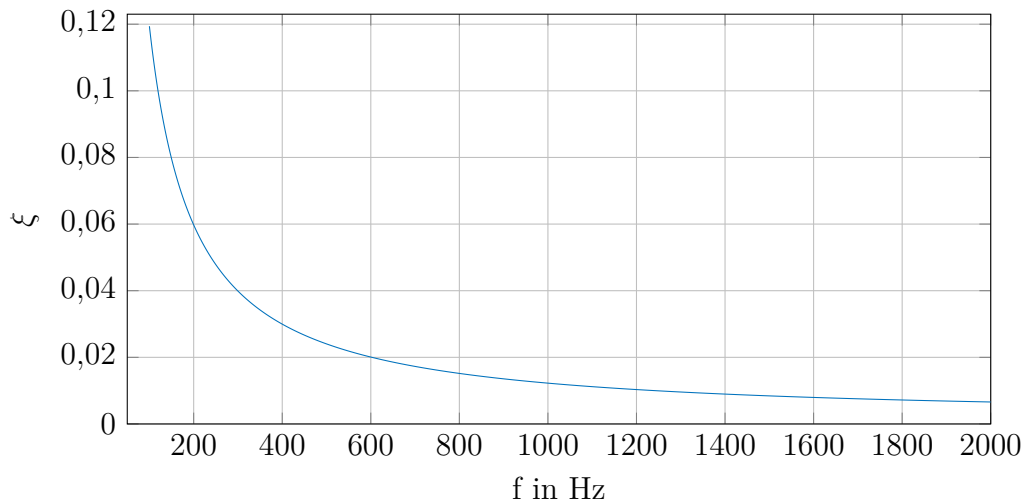


Abb. 7.14: Frequenzabhängiger Dämpfungsgrad mit den Parametern  $\alpha_d = 150 \frac{1}{s}$  und  $\beta_d = 10^{-7} s$

### 7.6.3 Vergleich des Schalldämmmaßes der Sandwichplatten in Simulation und Experiment

Für den Vergleich der Schalldämmmaßkurven in Simulation und Experiment werden in diesem Abschnitt nicht alle Kurvenverläufe einzeln dargestellt. Die Schalldämmmaßverläufe aus Experiment und Simulation aller Sandwichplatten sowie die Verläufe mit gleitendem Mittelwert sind in Anhang I aufgeführt. Dieser Abschnitt bezieht sich nur auf ausgewählte Kurvenverläufe mit gleitendem Mittelwert. Für diesen werden, analog der numerischen Untersuchung, über 30 Werte gemittelt. Bei einer Schrittweite von 0,625 Hz ergibt sich eine Frequenzbreite von 18,75 Hz, über die gemittelt wird.

Zunächst erfolgt der Vergleich von Simulation und Experiment für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 6x3x30–80. Das Schalldämmmaß für diese Platte ist in Abbildung 7.15 dargestellt. Der Verlauf kann in drei Abschnitte eingeteilt werden. Der erste Abschnitt ist der Frequenzbereich bis 400 Hz. In diesem Bereich des Schalldämmmaßes befinden sich die Minima, welche durch die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte bedingt sind. Die Frequenz der Minima von Simulation und Experiment weicht in diesem Bereich um absolut maximal 10 Hz und um relativ maximal 3 % voneinander ab. Somit bildet die Simulation das Schalldämmmaß des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30–80 im Bereich der Eigenfrequenzen hinreichend genau ab.

Der zweite Abschnitt ist der Frequenzbereich von 400 Hz bis 700 Hz. In diesem Frequenzbereich sind ein Minimum und ein Maximum im Schalldämmmaß festzustellen. Während das Minimum bei 435 Hz in der Simulation liegt, befindet sich

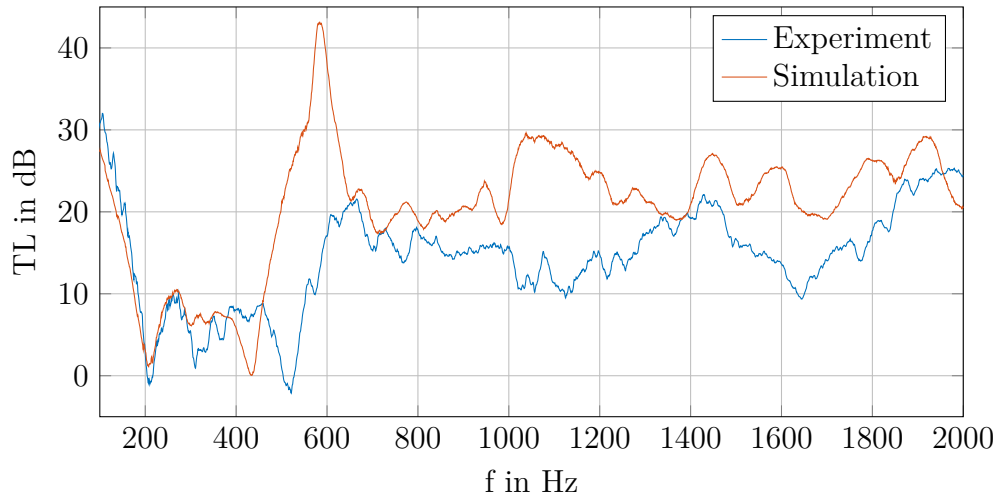


Abb. 7.15: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30–80

das Minimum im Experiment bei 521 Hz. Ein ähnlicher Frequenzunterschied ergibt sich bei den Maxima in Simulation und Experiment. Das Minimum wird in der numerischen Untersuchung auf die Eigenfrequenz der Decklagen zurückgeführt. Dieses Minimum tritt auch bei den Sandwichplatten mit den Kernen 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 12x6x30–48 auf, jedoch in anderen Frequenzbereichen. Das Maximum im Schalldämmmaß der Simulation liegt bei 584 Hz und ist mit 43 dB deutlich höher als das Maximum im Experiment mit 22 dB. Diese deutliche Überhöhung tritt auch beim Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30–80, auf während die Maxima bei den Sandwichplatten mit den Wabenkernen 10x5x30–80 und 12x6x30–48 durch die Simulation im Schalldämmmaßwert ähnlich sind. Eine eindeutige Ursache für die unterschiedliche Abbildung der Maxima kann nicht benannt werden.

Der dritte Abschnitt für den Schalldämmmaßverlauf in Abbildung 7.15 ist der Frequenzbereich ab 700 Hz. In diesem Bereich treten größere Abweichungen zwischen dem Schalldämmmaß in der Simulation und dem im Experiment auf. Während sich das Schalldämmmaß im Experiment in diesem Bereich im Schnitt bei ca. 15 dB befindet, liegt das Schalldämmmaß in der Simulation bei etwa 22 dB. Diese Abweichung ist auch bei den Sandwichplatten mit den Wabenkernen 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 12x6x30–48 ab dem lokalen Maximum festzustellen. Dennoch weisen alle Sandwichplatten in diesem dritten Frequenzbereich eine Erhöhung des Schalldämmmaßes gegenüber dem Frequenzbereich auf, in dem sich die Eigenfrequenzen befinden. Im Schnitt erhöht sich das Schalldämmmaß von ca. 10 dB im Frequenzbereich der Eigenfrequenzen auf etwa 15 dB im Frequenzbereich oberhalb des Minimums, welches durch die Decklagensegmente bedingt ist. Die tendenzielle Erhöhung kann durch die Simulation abgebildet werden, jedoch ist die Abbildung des qualitativen Verlaufs durch die Simulation unzureichend.



Ein weiterer Vergleich des Schalldämmmaßes von Simulation und Experiment ist in Abbildung 7.16 für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 10x5x30–80 dargestellt. Für diesen Wabenkern wurden die Dämpfungsparameter in der Simulation angepasst.

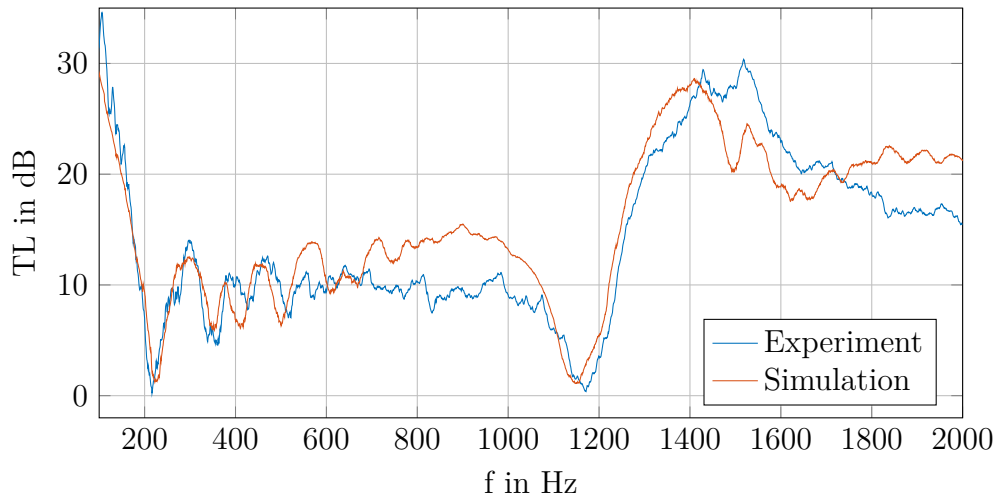


Abb. 7.16: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30–80

Bei dieser Sandwichplatte können die Minima im Bereich der Eigenfrequenzen bis 500 Hz in ihrer Frequenz abgebildet werden. Ebenso können durch die Simulation das Minimum bei 1150 Hz und der Anstieg bis zum Maximum bei 1450 Hz wiedergegeben werden. In den Frequenzbereichen zwischen 500 Hz und 1100 Hz sowie ab 1700 Hz weichen die Kurvenverläufe von Simulation und Experiment stärker voneinander ab. Dennoch werden die für die vorliegende Arbeit relevanten Bereiche hinreichend genau abgebildet.

Als drittes Beispiel wird in Abbildung 7.17 das Schalldämmmaß der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x45–80 dargestellt. Diese Sandwichplatte besitzt im betrachteten Frequenzbereich bis 2000 Hz kein Minimum, welches durch die Größe der Decklagensegmente bedingt wäre. Auch bei dieser Sandwichplatte zeigt sich, dass die Minima im Schalldämmmaß im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatte zwischen 200 Hz und 500 Hz abgebildet werden. Erst ab knapp 700 Hz vergrößert sich der Unterschied zwischen Simulation und Experiment. Tendenziell steigt das Schalldämmmaß in der Simulation stärker an als im Experiment. Dieser Unterschied im Anstieg ließe sich durch Anpassung des Dämpfungsparameters  $\beta_d$  korrigieren. Da der Fokus aber auf den Minima im tieferen Frequenzbereich liegt, kann die Simulation mit den gewählten Dämpfungsparametern genutzt werden, um die Hypothesen der vorliegenden Arbeit experimentell zu validieren.

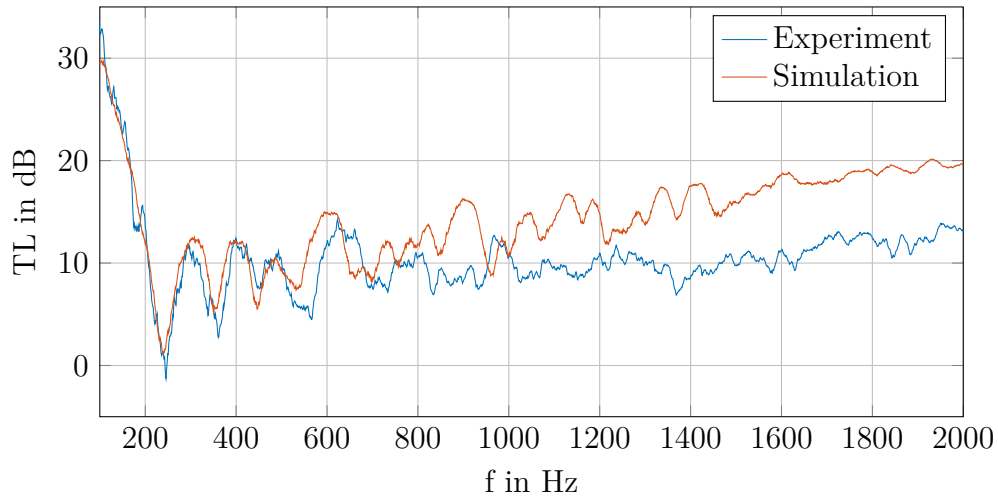


Abb. 7.17: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung und der Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80

Als Gesamtübersicht werden die Minima in der Simulation und dem Experiment aus den Schalldämmmaßverläufen mit gleitendem Mittelwert ermittelt und einander in Tabelle 7.6 gegenübergestellt. Als Anhaltspunkt für die Minima im Schalldämmmaß werden dabei die Eigenfrequenzen aus Tabelle 7.3 genutzt, die bei dem ersten Experiment ermittelt wurden. Beim Vergleich der Eigenfrequenzen mit den Minima konnte nicht jeder Eigenfrequenz ein Minimum eindeutig zugeordnet werden. In diesen Fällen wurde in der Tabelle keine Frequenz vermerkt.

Tab. 7.6: Minima im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatten aus den Schalldämmmaßverläufen von Simulation und Experiment

Kernbezeichnung		$f_{1,1}$ in Hz	$f_{2,1}$ in Hz	$f_{1,2}$ in Hz	$f_{2,2}$ in Hz
6x3x30–80	Exp.	210	311	332	371
	Sim.	208	301	333	-
8x4x30–80	Exp.	217	334	-	439
	Sim.	222	337	394	469
8x4xkleingroß–80	Exp.	208	326	355	439
	Sim.	203	313	353	431
10x5x30–80	Exp.	216	360	427	516
	Sim.	223	354	411	500
12x6x30–48	Exp.	211	334	-	481
	Sim.	207	323	363	452
16x8x30–80	Exp.	221	336	416	480
	Sim.	241	361	441	540
16x8x45–80	Exp.	246	361	451	526
	Sim.	238	351	446	532
16x8xirreg–80	Exp.	220	329	416	480
	Sim.	232	354	419	519

Der relative Frequenzunterschied der Minima zwischen Simulation und Experiment ist in Tabelle 7.7 aufgelistet. Die Unterschiede sind ähnlich zu den Frequenzunterschieden beim Vergleich der Eigenfrequenzen. So beträgt die maximale relative Abweichung für die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 12,5 %. Schon bei der Bestimmung der Eigenfrequenzen fiel auf, dass die Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80 die größten relativen Abweichungen aufweist. Wird diese Sandwichplatte aus dem Vergleich herausgenommen, beträgt der maximale relative Frequenzunterschied für die Minima des Schalldämmmaßes zwischen Simulation und Experiment 8,1 %.

Tab. 7.7: Relativer Frequenzfehler der Schalldämmmaßminima von Simulation und Experiment

Kernbezeichnung	err <sub>1,1</sub> in %	err <sub>2,1</sub> in %	err <sub>1,2</sub> in %	err <sub>2,2</sub> in %
6x3x30–80	0,95	3,22	0,30	-
8x4x30–80	2,30	0,90	-	6,83
8x4xkleingroß–80	2,40	3,99	0,56	1,82
10x5x30–80	3,24	1,67	3,75	3,1
12x6x30–48	1,90	3,29	-	6,03
16x8x30–80	9,05	7,44	6,01	12,5
16x8x45–80	3,25	2,77	1,11	1,14
16x8xirreg–80	5,45	7,60	0,72	8,13

Die relative Abweichung der Minima im Schalldämmmaß zwischen Simulation und Experiment ist, wie im ersten Experiment, mit 8,1 % kleiner als die Unterschiede, die durch die Variation der Wabenkernegeometrie in der numerischen Untersuchung gezeigt wurden. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Wabenkernvariation einen Einfluss auf die Eigenfrequenzen von realen Sandwichplatten besitzt. Die in der numerischen Untersuchung in Bezug auf die Eigenfrequenzen getroffenen Aussagen können auf reale Sandwichplatten übertragen werden.

Neben den Eigenfrequenzminima im Schalldämmmaß tritt bei den Sandwichplatten 6x3x30–80, 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 12x6x30–48 ein weiteres Minimum auf. Dies ist sowohl beim Experiment als auch bei der Simulation festzustellen. In der Simulation wird dieses Minimum auf die Größe der Decklagensegmente zurückgeführt. In Tabelle 7.8 sind die Frequenzen der Minima und die relativen Fehler aufgelistet. Für die vier Sandwichplatten beträgt die größte relative Abweichung 16,7 %. Damit ist diese Abweichung größer als die der Eigenfrequenzminima der Sandwichplatte.

Der relative Fehler in Tabelle 7.8 ist kleiner als die Verschiebung des Minimums durch die Größe der freien Decklagensegmente. So beträgt der Unterschied der Minima im Experiment zwischen den Sandwichplatten mit den Wabenkernen 6x3x30–80 und 10x5x30–80 insgesamt 650 Hz. Somit kann aus dem Experiment geschlossen werden, dass zum einen ein durch die freien Decklagensegmente verursachtes Mini-

Tab. 7.8: Minima und relativer Frequenzfehler im Schalldämmmaßverlauf der Decklagensegmente in Simulation und Experiment

Kernbezeichnung		f in Hz	err in %
6x3x30–80	Exp.	521	16,7
	Sim.	434	
8x4x30–80	Exp.	799	4,3
	Sim.	765	
10x5x30–80	Exp.	1171	1,9
	Sim.	1149	
12x6x30–48	Exp.	1449	6,8
	Sim.	1547	

zum Minimum existiert und zum anderen die Größe der freien Decklagensegmente Einfluss auf die Frequenz dieses Minimums hat. Durch die Variation der Wabenkerne kann das Schalldämmmaß somit nicht nur im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatte beeinflusst werden, sondern auch in weiteren Bereichen, abhängig von der Größe der Decklagensegmente.

Für den letzten Vergleich werden die experimentell ermittelten Kurven der Sandwichplatte mit dem NOMEX®-Wabenkern EC 3.2–48 und der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 12x6x30–48 einander gegenübergestellt. In Abbildung 7.18 sind die beiden Kurvenverläufe dargestellt.

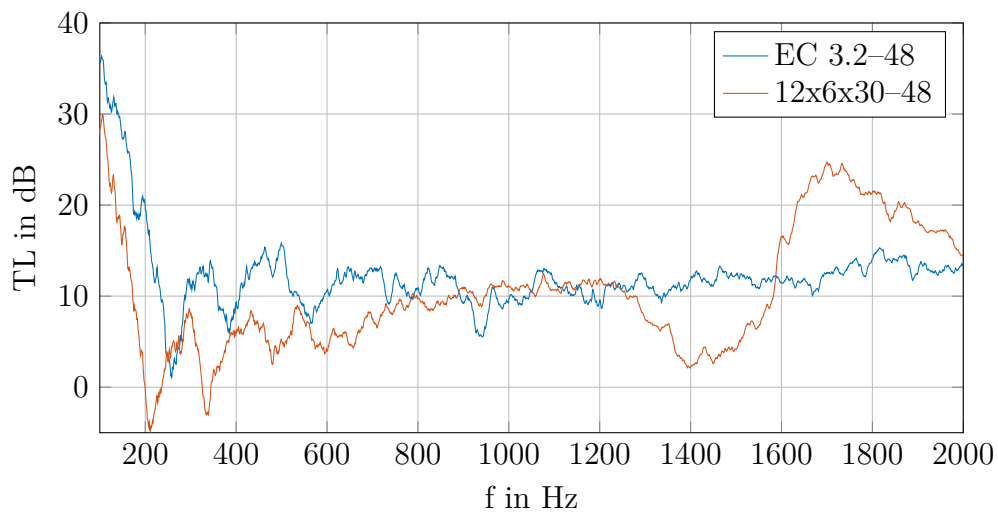


Abb. 7.18: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung für die Sandwichplatten mit den Wabenkernen EC 3.2–48 und 12x6x30–48

Das Sandwich mit dem NOMEX®-Wabenkern besitzt im Vergleich zum Sandwich mit dem Kern 12x6x30–80 im Frequenzbereich bis 800 Hz ein tendenziell höheres Schalldämmmaß. Ab 800 Hz liegen die Schalldämmmaßkurven auf einem ähnlichen Niveau, bis zum lokalen Minimum bei 1449 Hz und dem sich anschließenden Maxi-

mum bei 1700 Hz. Der Vergleich der Minima im Bereich der Eigenfrequenzen der Sandwichplatte zeigt, dass die Minima des kommerziellen Wabenkerns eine höhere Frequenz besitzen als die des gedruckten Wabenkerns. Dieser Frequenzunterschied entspricht der Frequenzverschiebung der Eigenfrequenzen im ersten Experiment. Die Variation des Wabenkerns hat auch in diesem Fall Einfluss auf das Schalldämmmaß. Was bei dem Verlauf ebenfalls deutlich wird, ist der Unterschied im Bereich ab 1200 Hz. So weist das Sandwich mit dem Wabenkern 12x6x30–48 eine Reduktion des Schalldämmmaßes zwischen 1200 Hz und 1600 Hz sowie eine Erhöhung im Bereich von 1600 Hz bis 2000 Hz auf. Da dieses Verhalten auf die Größe der Wabenkerne und die freien Decklagensegmente zurückzuführen ist, kann an dieser Stelle experimentell gezeigt werden, dass die Wabenkernvariation zu einer Schalldämmmaßerhöhung in einem definierten Frequenzbereich führen kann. So kann bei der Auslegung von Sandwichplatten das Schalldämmmaß in definierten Frequenzbereichen angepasst werden.

## 7.7 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchung

Die experimentelle Untersuchung begann mit der Messung der Masse und der Wanddicke der Wabenkerne, bevor diese mit Decklagen und einem Holzrahmen zu Probekörpern verklebt wurden. Durch diese Messungen können bereits Abweichungen aufgrund der Fertigung der Wabenkerne festgestellt werden. Die Abweichungen in der Wanddicke werden dabei in der Simulation berücksichtigt, um eine bessere Vergleichbarkeit der Simulation mit den Experimenten zu erzielen. Insgesamt wurden acht Sandwichplatten mit gedrucktem Wabenkern und eine Sandwichplatte mit einem kommerziellen NOMEX®-Wabenkern hergestellt.

Im Transmissionsprüfstand wurde in zwei weiteren Versuchen zum einen die Übertragungsfunktion von Oberflächengeschwindigkeit zur Kraftanregung bestimmt und zum anderen das Schalldämmmaß gemessen. Bei der Bestimmung des Übertragungsverhaltens handelt es sich um eine rein strukturdynamische Analyse der Sandwichplatten. Aus diesem Übertragungsverhalten können die ersten vier Eigenfrequenzen jeder Platte bestimmt und mit den Eigenfrequenzen aus der Simulation abgeglichen werden. Der maximale relative Fehler zwischen den ersten vier Eigenfrequenzen aus Messung und Simulation betrug maximal 11,5 % bei der Sandwichplatte mit dem Wabenkern 16x8x30–80. Bei diesem Wabenkern fiel zudem eine durchgehend hohe Abweichung auf, weshalb diese Sandwichplatte im Experiment möglicherweise fehlerhaft war. Für die restlichen sieben gedruckten Wabenkerne liegt die Abweichung zwischen Simulation und Experiment bei maximal 8,3 %.

Bei der Bestimmung des Schalldämmmaßes wurde der Fokus ferner auf die Minima gelegt, die durch die Eigenfrequenzen bedingt sind. Das Verhalten dieser Minima ist ähnlich zu den Eigenfrequenzanalysen bei der strukturdynamischen Analyse. Die Simulation bildet die Minima im Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit einer Abweichung von bis zu 12 % ab, wobei die größte Abweichung bei dem Wabenkern 16x8x30–80 auftritt. Wird dieser Wabenkern aus der Betrachtung herausgenommen, so ist für die übrigen sieben Wabenkerne eine Abweichung von maximal 8,1 % festzustellen. Insgesamt sind die Abweichungen bei den Eigenfrequenzen zwischen Experimenten und Simulation geringer als die Frequenzverschiebungen, die in der numerischen Simulation durch die Wabenkernvariationen festgestellt wurden. Damit lässt sich schlussfolgern, dass eine Frequenzverschiebung durch unterschiedliche Wabenkernegeometrien von Sandwichplatten möglich sind.

Bei den numerischen Untersuchungen wurde ein weiteres Schalldämmmaßminimum festgestellt, das auf die Wabenkernegeometrie zurückgeführt werden kann. Dieses zusätzliche Minimum konnte bei den Sandwichplatten mit den Wabenkernen 6x3x30–80, 8x4x30–80, 10x5x30–80 und 12x6x30–48 festgestellt werden. Die Abweichung dieses Minimums in Bezug auf die Frequenz im Schalldämmmaß beträgt zwischen Simulation und Experiment 16,8 %. Aufgrund der Größe der Wabenkerne variiert dieses Minimum bei den vier Sandwichplatten zwischen 500 Hz und 1500 Hz. Trotz der relativen Abweichungen zwischen Simulation und Experiment kann durch die Variation des Wabenkerns eine weitere Beeinflussung des Schalldämmmaßes experimentell festgestellt werden. Im Frequenzbereich, der direkt an dieses Minimum anschließt, ist eine Erhöhung des Schalldämmmaßes festzustellen. Die konstruktive Auslegung eines Wabenkerns in Bezug auf das Schalldämmmaß sollte nicht nur auf die Eigenfrequenzen, sondern auch auf diese Erhöhung abzielen. Folglich kann das Schalldämmmaß gezielt erhöht werden, ohne dass die Masse des Sandwichs verändert werden muss.



# 8 Zusammenfassung und künftige Herausforderungen

## 8.1 Zusammenfassung

Die Sandwichbauweise ist eine weitverbreitete Verbundbauweise im Leichtbau. Dabei werden zwei biegesteife Decklagen durch einen möglichst leichten Kern auf Abstand gehalten. Durch diesen Aufbau besitzt das Sandwich eine erheblich geringere Masse und hat gleichzeitig eine weniger stark verringerte Biegesteifigkeit als eine massive Struktur mit gleichen Abmessungen. Beim Sandwich ergibt sich ein höheres Verhältnis von Biegesteifigkeit zur Masse als bei einer massiven Struktur. Somit lässt sich bei Fahrzeugen Masse einsparen. Jedoch bedeutet ein hohes Verhältnis von Biegesteifigkeit zu Masse schlechte akustische Eigenschaften, weshalb bei Fahrzeugen Dämmmatten verbaut werden. Dadurch verringert sich jedoch auch die Masseneinsparung durch die Sandwichbauweise.

Zur Vermeidung zusätzlicher Massen wird der Ansatz gewählt, das Sandwich so zu verändern, dass ein Teil der negativen akustischen Eigenschaften kompensiert werden kann. Im Bereich von Fahrzeugen ist die Schalltransmission eine verbreitete akustische Größe, weil der Passagier im Kabineninneren möglichst wenig Lärm wahrnehmen soll, während die Schallquellen sich meist außerhalb der Kabine befinden. Um die Schalltransmission zu beeinflussen und die Biegesteifigkeit von Sandwichplatten zu erhalten, wird der Kern als variable Größe benutzt. Die Veränderung des Kerns soll dabei die Masse des Sandwichs nicht beeinflussen, um den Vorteil der Sandwichbauweise nicht zu reduzieren. Eine häufig verwendete Kernart bei Sandwichstrukturen ist der Wabenkern. Dieser Kern besteht aus hexagonalen Zellen, die aneinandergereiht werden, wobei das Zellinnere hohl ist. Auf Basis der Geometrie und der Anzahl dieser hexagonalen Zellen wird in der vorliegenden Arbeit der Einfluss einer massekonstanten Kernvariation auf das Schalldämmmaß überprüft. Das Schalldämmmaß wird dabei in den Bereichen analysiert, in denen tendenziell die geringsten Werte auftreten. Dies ist zum einen der Bereich, der durch die Resonanzen bestimmt wird, und zum anderen der Bereich, der durch die Koinzidenzen beeinflusst wird. Zusätzlich zum Schalldämmmaß wird der Einfluss der Kernvariation auf



die Biege- und die Kernschubsteifigkeit analysiert, um zu ermitteln, ob die Variation sensitiver auf akustische oder mechanische Größen reagiert.

Zunächst wird ein parametrisches Modell für Wabenkerne implementiert, um die Form und die Anzahl der Wabenzellen verändern zu können. Während bei kommerziell erhältlichen Wabenkernen die Zelldurchmesser im Millimeterbereich liegen, sind die Zelldurchmesser der in dieser Arbeit untersuchten Wabenkerne im Zentimeterbereich angesiedelt. Basierend auf diesem Modell ergeben sich mechanische Kenngrößen, die wiederum Bestandteil einer analytischen Berechnung sind. Diese basiert dabei auf einer bestehenden Methodik, bei der die symmetrische und die antisymmetrische Koinzidenz unendlich ausgedehnter Sandwichplatten berechnet werden kann. Als Variation wurden in der analytischen Berechnung die Anzahl an Wabenzellen und der Wabenwinkel gewählt. Die antisymmetrische Koinzidenz der Sandwichplatten konnte dabei im Frequenzbereich verschoben werden, wobei die wesentlichen Moduln  $E_{11}$ ,  $E_{22}$ ,  $E_{44}$  und  $E_{55}$  waren. Die symmetrische Koinzidenz hingegen hängt von dem Modul  $E_{33}$  und der Dichte des Wabenkerns ab. Bei vorgegebenen Materialien und äußeren Abmessungen kann die symmetrische Koinzidenz durch die Kerngeometrie nicht signifikant verschoben werden. Somit zeigen die gewählten Kernvariationen theoretisch nur einen Einfluss auf die antisymmetrische Koinzidenz.

Mithilfe des parametrischen Modells der Wabenkerne wird als Nächstes ein dreidimensionales FE-Modell der Sandwichplatten aufgebaut. Mit diesem Modell wird das Schalldämmmaß im Bereich bis 2 kHz analysiert. Dieser Bereich wird durch die Resonanzen der Sandwichplatten bestimmt. Die äußeren Abmessungen der Sandwichplatten bleiben mit 800 mm x 600 mm x 22 mm konstant. Als Anregung wird in der Simulation ein zufällig generiertes Diffusfeld auf eine Seite der Sandwichplatte aufgebracht. Mit den Oberflächengeschwindigkeiten auf der abstrahlenden Seite kann das Schalldämmmaß ermittelt werden. In der Simulation wurden darüber hinaus die Durchbiegung der Sandwichplatten unter einer konstanten, flächigen Last sowie die Kernschubsteifigkeit bestimmt. Die Kernvariation in der Simulation zeigt sowohl bei der Veränderung der Wabenanzahl als auch bei einer Winkelvariation einen Einfluss auf das Schalldämmmaß im Bereich der Minima, die durch die Eigenfrequenzen der Sandwichplatte bestimmt werden. Bei allen Wabenkernvariationen kann eine Verschiebung der Minima im Schalldämmmaßverlauf beobachtet werden. Besonders bei der Winkelvariation konnte in Bezug auf die erste Eigenfrequenz das Minimum im Schalldämmmaß um bis zu 20 % in seiner Frequenz verschoben werden. Da sich die Höhe des Schalldämmmaßes im Bereich der Eigenfrequenzen nur geringfügig ändert, ist der technische Nutzen eher für tonale Anwendungen zu sehen. Darüber hinaus ergaben sich bei der Simulation der Sandwichplatten ein weiteres Minimum und eine Überhöhung im Schalldämmmaß, welche durch die Geometrie der Wabenkerne be-

einflusst werden. Die Wabenkerne bilden mit ihrer hohlen Struktur freie Decklagensegmente, deren erste Eigenfrequenz mit dem zusätzlichen Minimum übereinstimmt. In den Frequenzen oberhalb des Minimums erhöhte sich das Schalldämmmaß. Diese Erhöhung kann in technischen Anwendungen vorteilhaft genutzt und durch Auslegung eines Wabenkerns gezielt eingesetzt werden. Unter Einbeziehung der Biege- und der Kernschubsteifigkeit kann keine eindeutige Aussage zur Sensitivität des Schalldämmmaßes gegenüber einer Anpassung der mechanischen Größen getroffen werden. Der Grund dafür liegt teilweise in den unterschiedlichen Verläufen von Biege- sowie Kernschubsteifigkeiten und Schalldämmmaß bei den Wabenkernvariationen. Für die technische Anwendung bedeutet dies, dass aus dem Schalldämmmaß einer Sandwichplatte nur bedingt auf die Biege- oder die Kernschubsteifigkeit geschlossen werden kann.

Die Schalldämmmaßkurven aus der Simulation werden für ausgewählte Sandwichplatten auch experimentell untersucht. Die ausgewählten Wabenkerne sind kommerziell nicht erhältlich und werden mithilfe eines additiven Fertigungsverfahrens aus einem Kunststoffmix hergestellt. Als Decklagen werden kommerziell erhältliche Glasfaserhartgewebeplatten beschafft und mit den Wabenkernen verklebt. Die Bestimmung des Schalldämmmaßes erfolgt für die Sandwichplatten in einem Transmissionsprüfstand. Dabei kann gezeigt werden, dass die ersten vier Eigenfrequenzen der Sandwichplatten um maximal 8 % von den Werten aus der Simulation abweichen. Dieser Nachweis ist sowohl bei einer strukturdynamischen Analyse als auch bei der Bestimmung des Schalldämmmaßes möglich. Die durch die Kernvariation bedingten Frequenzverschiebungen in den numerischen Untersuchungen sind größer als mögliche Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Damit kann die Auswirkung der Wabenkernvariation auf das Schalldämmmaß experimentell nachgewiesen werden. Die Auswirkungen der freien Decklagensegmente von Sandwichplatten konnte ebenfalls gezeigt werden. Die Variation von Wabenkernen ermöglicht somit eine Anpassung des Schalldämmmaßes sowohl in theoretischer als auch in praktischer Hinsicht.

## 8.2 Künftige Herausforderungen

Zwei Punkte wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur in der Theorie gezeigt und müssen noch experimentell nachgewiesen werden. Zum einen ist dies der Einfluss der Wabenkernvariation auf die Koinzidenzen der Sandwichplatte, welche nur mit einer analytischen Berechnung untersucht wurden. Zum anderen betrifft dies die Biege- und Kernschubsteifigkeiten der Sandwichplatten. Aufgrund der Probenaufbauten und der verfügbaren Messtechnik waren die experimentellen Bestimmungen

dieser zwei Sachverhalte nicht möglich. In Bezug auf mechanische Kenngrößen fanden bei den Sandwichplatten keine Untersuchungen zu Versagenskriterien wie z. B. Beulen statt. Daher sollte künftig untersucht werden, ob die freien Decklagensegmente aufgrund äußerer Belastungen zu beulen anfangen und dadurch Festigkeitsgrenzen überschritten werden.

Kann ein Versagen der Sandwichplatten ausgeschlossen werden, stellt die Veränderung der Decklagensegmentform eine Option dar, um das Schalldämmmaß anzupassen. Die Wabenkernegeometrie gibt nur die Form vor, weshalb dieser Effekt auch auf andere Kerne übertragen werden kann. So ließen sich Schaumkerne ausschneiden, die die Form der Decklagensegmente bestimmen. Dies wäre letztlich nur ein zusätzlicher Schritt bei herkömmlichen Herstellungsverfahren, um angepasste Wabenkernegeometrien zu ermöglichen und auf neue Fertigungsverfahren wie den 3D-Druck zu verzichten. Auch könnten bei der Auslegung von Wabenkernen weitere Freiheitsgrade von Wabenkernen dazukommen. So könnte der Wabenkern in Dickenrichtung variiert werden, wodurch sich ein dreidimensional geformter Wabenkern ergäbe. Eine andere Möglichkeit ist die Veränderung des Wabenkernmaterials, sodass bei einem Wabenkern ein kontinuierlicher Übergang zwischen einem Kunststoff und einem Kautschuk möglich wäre. Dadurch ergeben sich weitere Variationsparameter, deren Einfluss noch nicht untersucht wurde. Durch das unterschiedliche Verhalten von Schalldämmmaß, Biege- und Kernschubsteifigkeit ergibt sich eine Möglichkeit zur Optimierung der Wabenkerne für die technische Anwendung. Bei Verkleidungskomponenten von Fahrzeugen könnte bei der Optimierung dann ein größerer Fokus auf das Schalldämmmaß gelegt werden, während bei tragenden Sandwichbauteilen die Biege- und Kernschubsteifigkeiten maßgeblich sind, zusätzlich aber auch das Schalldämmmaß angepasst werden kann. Alle genannten Punkte stellen nur eine Auswahl an Variationsmöglichkeiten für Sandwichplatten dar, um die mechanischen oder akustischen Eigenschaften von Platten je nach Einsatzzweck optimieren zu können. Während der Fokus im Leichtbau momentan noch vorrangig auf der Massenreduktion und der Steifigkeitserhöhung liegt, muss in Zukunft auch das akustische Verhalten stärker berücksichtigt werden, um weniger schallabstrahlende Strukturen zu generieren. Das Ziel sollte nicht nur der Bau von hocheffizienten Leichtbaustrukturen sein, sondern vielmehr der Bau von akustisch angepassten Leichtbaustrukturen, damit frequenzkritische Bereiche gar nicht erst den Komfort der Passagiere eines Fahrzeugs beeinträchtigen.

# Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS Inc. *Element Reference*. URL: [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v191/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_ElemTOC.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v191/ans_elem/Hlp_E_ElemTOC.html). Online, Ansys Customer Portal Account notwendig; Zugriff am: 14.12.2018.
- [2] Jesse H. Ausubel, Cesare Marchetti und Perrin S. Meyer. „Toward green mobility: the evolution of transport“. In: *European Review* 6.2 (1998), S. 137–156. ISSN: 1062-7987. DOI: 10.1017/S1062798700003185.
- [3] Earl Ayle. „Acoustic Septum Cap Honeycomb“. US-Patent: US 2011/0073407 A1. 2011.
- [4] Earl Ayle. „Acoustic Structure with Increased Bandwidth Suppression“. US-Patent: US 8,651,233 B2. 2014.
- [5] Albrecht Bertram und Rainer Glüge. *Festkörpermechanik*. 1. überarbeitete deutsche Ausgabe. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2015. ISBN: 978-3-940961-88-4. DOI: 10.25673/3887.
- [6] David A. Bies und Colin H. Hansen. *Engineering noise control: Theory and practice*. 3. Auflage. London und New York: Spon Press, 2003. ISBN: 0-203-11665-8.
- [7] M. J. Brennan, J. Garcia-Bonito, S. J. Elliott, A. David und R. J. Pinnington. „Experimental investigation of different actuator technologies for active vibration control“. In: *Smart Materials and Structures* 8.2 (1999), S. 145–153. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/8/2/016.
- [8] Ilja N. Bronštejn. *Taschenbuch der Mathematik*. 6. vollständig überarbeitete und ergänzte Auflage. Frankfurt: Wissenschaftlicher Verlag Harri Deutsch GmbH, 2005. ISBN: 3-8171-2016-8.
- [9] Bruel and Kjaer. *Produktdatenblatt Hochleistungsschallquelle mit Kugelcharakteristik Typ 4292*. URL: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1733.ashx>. Online; Zugriff am: 23.04.2019.
- [10] Bruel and Kjaer. *Produktdatenblatt Investigator™ 2260*. URL: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1691.ashx>. Online; Zugriff am: 23.04.2019.

- [11] Bruel und Kjaer. *Produktdatenblatt Diffusfeldmikrofon Typ 4942*. URL: <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1878.ashx>. Online; Zugriff am: 23.04.2019.
- [12] James P. Carneal und Chris R. Fuller. „Active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems“. In: *AIAA Journal* 33.4 (1995), S. 618–623. ISSN: 0001-1452. DOI: 10.2514/3.12623.
- [13] Matthew Colburn, Itai Suez, Byung Jin Choi, Mario Meissl, Todd Bailey, S. V. Sreenivasan, John G. Ekerdt und C. Grant Willson. „Characterization and modeling of volumetric and mechanical properties for step and flash imprint lithography photopolymers“. In: *Journal of Vacuum Science & Technology B: Microelectronics and Nanometer Structures* 19.6 (2001), S. 2685–2689. ISSN: 0734211X. DOI: 10.1116/1.1420199.
- [14] Horst Czichos und Manfred Hennecke. *Hütte: Das Ingenieurwissen: Jubiläumsausgabe 150 Jahre Hütte*. 33., aktualisierte Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer, 2008. ISBN: 978-3-540-71851-2. DOI: 10.1007/978-3-540-71852-9.
- [15] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. *Bauunterlagen zum akustischen Transmissionsprüfstand des DLR in Braunschweig*. Unterlagen sind nur DLR-intern verfügbar. 2010.
- [16] Die Bundesregierung. *Die Luftfahrtstrategie der Bundesregierung*. Hrsg. von dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Berlin, 2014. URL: <https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Technologie/luftfahrtstrategie-der-bundesregierung.html>. Online; Zugriff am: 18.02.2020.
- [17] Clive L. Dym und Mark A. Lang. „Transmission of sound through sandwich panels“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 56.5 (1974), S. 1523–1532. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1903474.
- [18] Clive L. Dym, C. Samuel Ventres und Mark A. Lang. „Transmission of sound through sandwich panels: A reconsideration“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 59.2 (1976), S. 364–367. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.380871.
- [19] Stephen J. Elliott und Marty E. Johnson. „Radiation modes and the active control of sound power“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 94.4 (1993), S. 2194–2204. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.407490.
- [20] Urban Emborg, Fredrik Samuelsson, Joakim Holmgren und Siv Leth. „Active and passive noise control in practice on the Saab 2000 high speed turboprop“. In: *4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 06.02.1998. DOI: 10.2514/6.1998-2231.

- [21] EURO-COMPOSITES. *Mechanische Eigenschaften für Waben aus Aluminium, Industriegüte*. URL: <https://www.euro-composites.com/wp-content/uploads/2014/07/EC537-10e.pdf>. Online; Zugriff am: 01.08.2017.
- [22] EURO-COMPOSITES. *Mechanische Eigenschaften für Waben aus Nomex, Industriegüte*. URL: <https://www.euro-composites.com/wp-content/uploads/EC536-68e.pdf>. Online; Zugriff am: 01.08.2017.
- [23] EURO-COMPOSITES. *Mechanische Eigenschaften für Waben aus Nomex, Luftfahrtgüte*. URL: <https://www.euro-composites.com/wp-content/uploads/2014/07/EC536-29e.pdf>. Online; Zugriff am: 01.08.2017.
- [24] Europäische Kommission. *Flightpath 2050: Europe's vision for aviation*. Luxemburg: Amt für Veröffentlichungen der Europäischen Union, 2011. ISBN: 978-92-79-19724-6.
- [25] Frank Fahy und Paolo Gardonio. *Sound and structural vibration: Radiation, transmission and response*. 2. Auflage. ScienceDirect. Oxford: Elsevier (Academic Press), 2007. ISBN: 978-0-12-373633-8.
- [26] R. D. Ford, P. Lord und A. W. Walker. „Sound transmission through sandwich constructions“. In: *Journal of Sound and Vibration* 5.1 (1967), S. 9–21. DOI: 10.1016/0022-460X(67)90173-3.
- [27] Rohan Galgalikar und Lonny L. Thompson. „Design Optimization of Honeycomb Core Sandwich Panels for Maximum Sound Transmission Loss“. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 138.5 (2016), S. 051005/1–051005/13. ISSN: 1048-9002. DOI: 10.1115/1.4033459.
- [28] Lorna J. Gibson und Michael F. Ashby. *Cellular solids: Structure and properties*. 2. Auflage, 1. korrigierte Taschenbuch-Auflage, umgewandelt für den digitalen Druck. Cambridge Solid State Science Series. Cambridge: Cambridge University Press, 2001. ISBN: 0-521-49560-1.
- [29] M. Grediac. „A finite element study of the transverse shear in honeycomb cores“. In: *International Journal of Solids and Structures* 30.13 (1993), S. 1777–1788. ISSN: 00207683. DOI: 10.1016/0020-7683(93)90233-W.
- [30] David Griese. „Finite Element Modeling and Design of Honeycomb Sandwich Panels for Acoustic Performance“. Masterarbeit. Clemson, South Carolina: Clemson University. 2012. URL: [https://tigerprints.clemson.edu/all\\_theses/1299](https://tigerprints.clemson.edu/all_theses/1299). Online; Zugriff am: 30.05.2018.

- [31] David Griese, Joshua D. Summers und Lonny L. Thompson. „The Effect of Honeycomb Core Geometry on the Sound Transmission Performance of Sandwich Panels“. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 137.2 (2014). ISSN: 1048-9002. DOI: 10.1115/1.4029043.
- [32] Dietmar Gross, Werner Hauger, Jörg Schröder und Wolfgang A. Wall. *Elastostatik*. 10., neu bearbeitete Auflage. Bd. 2. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer, 2009. ISBN: 978-3-642-00564-0.
- [33] Karl-Heinrich Grote. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Springer, 2007. ISBN: 978-3-540-49714-1.
- [34] Jean L. Guyader. „Transparence acoustique de plaques multicouches orthotropes, viscoélastiques, finies“. Dissertation. Lyon: Université Claude Bernard, 1977. URL: <http://www.sudoc.fr/042098807>. Online; Zugriff am: 09.01.2019.
- [35] Jean L. Guyader und Claude Lesueur. „Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates, part I: Plate vibration modes“. In: *Journal of Sound and Vibration* 58.1 (1978), S. 51–68. DOI: 10.1016/S0022-460X(78)80060-1.
- [36] Jean L. Guyader und Claude Lesueur. „Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates, part II: Transmission loss“. In: *Journal of Sound and Vibration* 58.1 (1978), S. 69–86. DOI: 10.1016/S0022-460X(78)80061-3.
- [37] Jean L. Guyader und Claude Lesueur. „Transmission of reverberant sound through orthotropic, viscoelastic multilayered plates“. In: *Journal of Sound and Vibration* 70.3 (1980), S. 319–332. DOI: 10.1016/0022-460X(80)90302-8.
- [38] Luo Hao, Liu Geng, Ma Shangjun und Liu Wenbin. „Dynamic analysis of the spacecraft structure on orbit made up of honeycomb sandwich plates“. In: *2011 IEEE International Conference on Computer Science and Automation Engineering (CSAE)*. Hrsg. von Shaozi Li. Piscataway, NJ: IEEE, 2011, S. 83–87. ISBN: 978-1-4244-8727-1. DOI: 10.1109/CSAE.2011.5953175.
- [39] Hermann Henn, Gholam Reza Sinambari und Manfred Fallen. *Ingenieurakustik. Grundlagen, Anwendungen, Verfahren*. 3., durchgesehene Auflage. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001. ISBN: 3-528-28570-2.
- [40] Carl Q. Howard und Benjamin S. Cazzolato. *Acoustic analyses using Matlab and Ansys*. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2015. ISBN: 978-1-4822-2327-9.
- [41] Changzheng Huang und Steven R. Nutt. „Sound transmission prediction by 3-D elasticity theory“. In: *Applied Acoustics* 70.5 (2009), S. 730–736. DOI: 10.1016/j.apacoust.2008.09.003.

- [42] International Organization for Standardization. *Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure: Precision methods for reverberation test rooms*. ISO 3741; ICS:17.140.01. 1999.
- [43] Jae-Deok Jung, Suk-Yoon Hong, Jee-Hun Song und Hyun-Woung Kwon. „A Study on Transmission Loss Characteristics of Honeycomb Panel for Offshore Structures“. In: *Journal of Applied Mathematics and Physics* 03.02 (2015), S. 172–176. ISSN: 2327-4352. DOI: 10.4236/jamp.2015.32027.
- [44] Edward M. Kerwin. „Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 31.7 (1959), S. 952–962. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1907821.
- [45] Franz Kollmann, Roland Angert und Thomas F. Schösser. *Praktische Maschinenakustik*. VDI. Berlin: Springer, 2004. ISBN: 3-540-20094-0.
- [46] Günther Kurtze, Helmut Schmidt und Wolfgang Westphal. *Physik und Technik der Lärmbekämpfung*. 2., vollständig überarbeitete Auflage. Karlsruhe: Braun, 1975. ISBN: 3765011134.
- [47] Günther Kurtze und Bill G. Watters. „New Wall Design for High Transmission Loss or High Damping“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 31.6 (1959), S. 739–748. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1907780.
- [48] Mark A. Lang und Clive L. Dym. „Optimal acoustic design of sandwich panels“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 57.6 (1975), S. 1481–1487. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.380588.
- [49] Robert J. Laumbach und Howard M. Kipen. „Acute effects of motor vehicle traffic-related air pollution exposures on measures of oxidative stress in human airways“. In: *Annals of the New York Academy of Sciences* 1203 (2010), S. 107–112. DOI: 10.1111/j.1749-6632.2010.05604.x.
- [50] Changhee Lee und Kyohei Kondo. „Noise transmission loss of sandwich plates with viscoelastic core“. In: *40th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit*. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999, S. 2137–2147. DOI: 10.2514/6.1999-1458.
- [51] Bernd Lewen. „Das nichtlinear viskoelastische Verhalten von Kunststoffen am Beispiel der Zeit-Temperatur-Verschiebung und der Querkontraktionszahl“. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 1991. URL: <https://publications.rwth-aachen.de/record/74141>.



- [52] Nurul Ashikin Bte Mabahwi, Oliver Ling Hoon Leh und Dasimah Omar. „Human Health and Wellbeing: Human Health Effect of Air Pollution“. In: *Procedia – Social and Behavioral Sciences* 153 (2014), S. 221–229. ISSN: 18770428. DOI: 10.1016/j.sbspro.2014.10.056.
- [53] I. G. Masters und K. E. Evans. „Models for the elastic deformation of honeycombs“. In: *Composite Structures* 35.4 (1996), S. 403–422. ISSN: 02638223. DOI: 10.1016/S0263-8223(96)00054-2.
- [54] Dietmar Mende und Günther Simon. *Physik: Gleichungen und Tabellen*. 16., aktualisierte Auflage. Hanser eLibrary. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2013. ISBN: 9783446438613. DOI: 10.3139/9783446438613.
- [55] Mettler Toledo GmbH. *Datenblatt am Gewichtssatz CarePac L*. Datenblatt liegt dem Gewichtssatz des DLR in Papierform bei. 2012.
- [56] Moeschter Group GmbH. *Technische Information HGW2372.1, EP GC 202, FR-4*. URL: [https://dotherm.com/media/filer\\_public/ce/f8/cef8b206-a1da-4208-b28d-646f876844f6/datenblatt-hgw-2372-1\\_de.pdf](https://dotherm.com/media/filer_public/ce/f8/cef8b206-a1da-4208-b28d-646f876844f6/datenblatt-hgw-2372-1_de.pdf). Online; Zugriff am: 07.03.2019.
- [57] James A. Moore. „Sound transmission loss characteristics of three layer composite wall construction“. Dissertation. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1975.
- [58] James A. Moore und Richard H. Lyon. „Sound transmission loss characteristics of sandwich panel constructions“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 89.2 (1991), S. 777–791. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1894638.
- [59] Michael Möser. *Technische Akustik*. 10. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 978-3-662-47704-5.
- [60] Michael Möser und Wolfgang Kropp. *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. 3., aktualisierte Auflage. Heidelberg: Springer, 2010. ISBN: 978-3-540-49048-7.
- [61] Tanmoy Mukhopadhyay und Sondipon Adhikari. „Free-Vibration Analysis of Sandwich Panels with Randomly Irregular Honeycomb Core“. In: *Journal of Engineering Mechanics* 142.11 (2016), S. 06016008/1–06016008/5. ISSN: 0733-9399. DOI: 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001153.
- [62] Jefferson F. Newton, Thomas D. Martin, Willard N. Westre, David J. Carbery und Roy Ikegami. „Lightweight Honeycomb Panel Structure“. US-Patent: 5,445,861. 1995.

- [63] PCB Piezotronics. *Produktdatenblatt Kraftmessdose Modell 208C01*. URL: [http://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB\\_Corporate/ForceTorque/Products/Specsheets/208C01\\_K.pdf](http://www.pcb.com/contentstore/docs/PCB_Corporate/ForceTorque/Products/Specsheets/208C01_K.pdf). Online; Zugriff am: 23.04.2019.
- [64] Adrien Pelat, François Gautier, Stephen C. Conlon und Fabio Semperlotti. „The acoustic black hole: A review of theory and applications“. In: *Journal of Sound and Vibration* 476 (2020), S. 115316/1–115316/24. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115316.
- [65] Daniel R. Raichel. *The Science and Applications of Acoustics*. 2. Auflage. New York, NY: Springer Science+Business Media Inc, 2006. ISBN: 978-0387260624. DOI: 10.1007/0-387-30089-9.
- [66] Shankar Rajaram, Tongan Wang und Steven R. Nutt. „Sound transmission loss of honeycomb sandwich panels“. In: *Noise Control Engineering Journal* 54.2 (2006), S. 106–115. ISSN: 07362501. DOI: 10.3397/1.2888387.
- [67] Mark H. Richardson und David L. Formenti. „Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method“. In: *3rd IMAC Conference*. Orlando, 1985. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.458.3592&rep=rep1&type=pdf>.
- [68] Mark H. Richardson und David L. Formenti. „Parameter Estimation from Frequency Response Measurement using Rational Fraction Polynomials“. In: *1st IMAC Conference*. Orlando, 1982. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.458.3592&rep=rep1&type=pdf>.
- [69] Robotmech Stoessl GmbH. *Materialkennwerte für SL Tool New White*. E-Mail (siehe Anhang J). 16.04.2019.
- [70] Robotmech Stoessl GmbH. *Produktdatenblatt SL Tool NewWhite*. URL: [https://www.robotmech.com/fileadmin/media/downloads/Datasheets/Stereolithografie/robotmech-SL-TOOL-NewWhite\\_EN.pdf](https://www.robotmech.com/fileadmin/media/downloads/Datasheets/Stereolithografie/robotmech-SL-TOOL-NewWhite_EN.pdf). Online; Zugriff am: 14.01.2019.
- [71] Martin P. Samuels. „The effects of flight and altitude“. In: *Archives of disease in childhood* 89.5 (2004), S. 448–455. DOI: 10.1136/adc.2003.031708.
- [72] Sartorius AG Göttingen. *Datenblatt Waage LA6200*. URL: <https://www.manualslib.com/manual/1026218/Sartorius-La-Series.html>. Online; Zugriff am: 23.04.2019.
- [73] Konrad Sattler, Peter Stein, Klaus Stamm und Horst Witte. *Sandwichkonstruktionen*. Bd. 3. Wien: Springer, 1974. ISBN: 978-3-7091-8335-9. DOI: 10.1007/978-3-7091-8334-2.

- [74] Andreas Schafer und David G. Victor. „The future mobility of the world population“. In: *Transportation Research Part A: Policy and Practice* 34.3 (2000), S. 171–205. ISSN: 09658564. DOI: 10.1016/S0965-8564(98)00071-8.
- [75] Thomas Schmitz, Dieter Hassel und Nils B. Weber. *Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe im Abgas unterschiedlicher Fahrzeugkonzepte.*, 1999. URL: <http://hdl.handle.net/2128/13155>. Online; Zugriff am: 12.11.2019.
- [76] Helmut Schürmann. *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden.* 2., bearbeitete und erweiterte Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007. ISBN: 978-3-540-72189-5. DOI: 10.1007/978-3-540-72190-1.
- [77] Nikhil Seera. „Viscoelastic Damping of Hexagonal Honeycomb Sandwich Panels“. Masterarbeit. Clemson, South Carolina: Clemson University, 2011. URL: [https://tigerprints.clemson.edu/all\\_theses/1217](https://tigerprints.clemson.edu/all_theses/1217). Online, Zugriff am: 30.05.2018.
- [78] Nan Shan. „Analytical Solutions using high order Composite Laminate Theory for Honeycomb Sandwich Plates with Viscoelastic Frequency Dependent Damping“. Masterarbeit. Clemson, South Carolina: Clemson University, 2011. URL: [https://tigerprints.clemson.edu/all\\_theses/1213](https://tigerprints.clemson.edu/all_theses/1213). Online; Zugriff am: 30.05.2018.
- [79] Gh. Reza Sinambari. *Konstruktionsakustik: Primäre und sekundäre Lärmmin- derung.* Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2017. ISBN: 978-3-658-16989-3.
- [80] Johannes Michael Sinapius. *Adaptronik: Prinzipte – Funktionswerkstoffe – Funktionselemente – Zielfelder mit Forschungsbeispielen.* Berlin: Springer Vieweg, 2018. ISBN: 978-3-662-55883-6. DOI: 10.1007/978-3-662-55884-3.
- [81] Chester P. Smolenski und Edward M. Krokosky. „Dilational–mode sound transmission in sandwich panels“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 54.6 (1973), S. 1449–1457. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.1914444.
- [82] George H. Staab. *Laminar composites.* 2. Auflage. Kidlington, Oxford: Butterworth-Heinemann Verlag, 2015. ISBN: 978-0-12-802400-3.
- [83] Emma Stevens, Paul Cullinan und Roy Colvile. „Urban air pollution and children’s asthma: what do parents and health professionals think?“ In: *Pediatric pulmonology* 37.6 (2004), S. 530–536. ISSN: 8755-6863. DOI: 10.1002/ppul.20008.
- [84] Christian Thomas und Martin Wandel. „Sandwichstruktur mit frequenzselektivem Doppelwandverhalten“. EU-Patent: EP 1886301B1. 2008.

- [85] Ole Thybo Thomsen. „Sandwich Materials for Wind Turbine Blades: Present and Future“. In: *Journal of Sandwich Structures & Materials* 11.1 (2009), S. 7–26. ISSN: 1099-6362. DOI: 10.1177/1099636208099710.
- [86] Rimantas Vaicaitis, Ferdinand W. Grosveld und John S. Mixson. „Noise transmission through aircraft panels“. In: *Journal of Aircraft* 22.4 (1985), S. 303–310. ISSN: 0021-8669. DOI: 10.2514/3.45124.
- [87] Tongan Wang, Shan Li und Steven R. Nutt. „Optimal design of acoustical sandwich panels with a genetic algorithm“. In: *Applied Acoustics* 70.3 (2009), S. 416–425. DOI: 10.1016/j.apacoust.2008.06.003.
- [88] Tongan Wang, Shankar Rajaram und Steven R. Nutt. „Prediction of sound transmission loss of honeycomb sandwich panel by higher order approach“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 116.4 (2004), S. 2501. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.4808651.
- [89] Tongan Wang, Vladimir S. Sokolinsky, Shankar Rajaram und Steven R. Nutt. „Assessment of sandwich models for the prediction of sound transmission loss in unidirectional sandwich panels“. In: *Applied Acoustics* 66.3 (2005), S. 245–262. DOI: 10.1016/j.apacoust.2004.08.005.
- [90] Johannes Wiedemann. *Leichtbau: Elemente und Konstruktion*. 3. Auflage. Klassiker der Technik. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007. ISBN: 978-3-540-33656-3. DOI: 10.1007/978-3-540-33657-0.
- [91] Michael Witting. „Modelling of Diffuse Sound Field Excitations and Dynamic Response Analysis of Lightweight Structures“. Dissertation. München: Lehrstuhl für Leichtbau der TU München, 1999.
- [92] World Health Organization. *WHO Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide. Global update 2005. Summary of risk assessment*. Hrsg. von der World Health Organization, 2006. URL: <https://apps.who.int/iris/handle/10665/69477>. Online; Zugriff am: 12.11.2019.
- [93] Jiaxue Yan. „Vibration and Acoustic Properties of Honeycomb Sandwich Structures Subject to Variable Incident Plane-Wave Angle Pressure Loads“. Masterarbeit. Clemson, South Carolina: Clemson University, 2013. URL: [https://tigerprints.clemson.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2668&context=all\\_theses](https://tigerprints.clemson.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2668&context=all_theses). Online; Zugriff am: 30.05.2018.
- [94] Dan Zenkert. *An introduction to sandwich construction*. Neuauflage. Warley, West Midlands: Engineering Materials Advisory Services Ltd, 1997. ISBN: 0947817778.



# Anhang

## A Flächenberechnung für die Volumenkorrektur des Wabenkerns

Durch die definierte Dicke der Wabenwände ergibt sich eine Überschneidung zwischen den Volumenkörpern. Diese Überschneidung ist in Abbildung 4.5 dargestellt und soll an dieser Stelle genauer beschrieben werden. Die Grundfläche der sich überschneidenden Wände entspricht einem Drachenviereck mit zwei rechten Winkeln, sofern für jede Wand die gleiche Dicke  $d$  angenommen wird. Die sich überschneidende Fläche ist in Abbildung A.1 dargestellt.

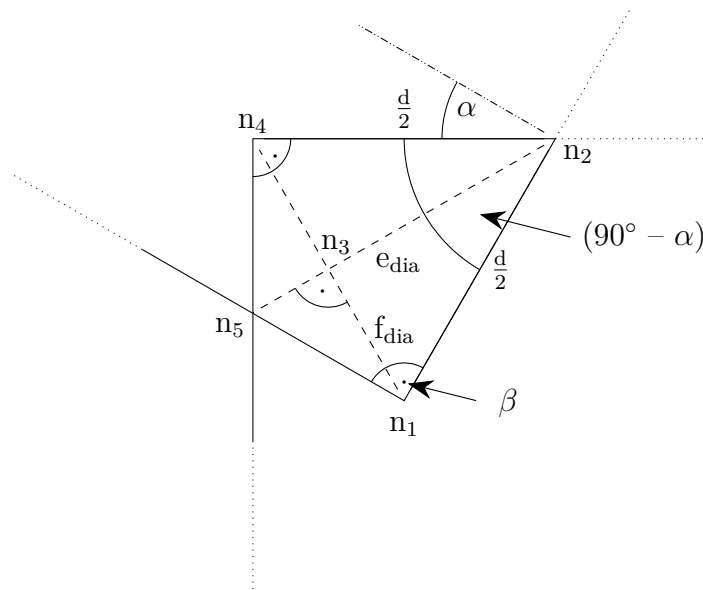


Abb. A.1: Grundfläche der sich überschneidenden Volumina von zwei Wänden einer Wabenzelle

Für das Drachenviereck wird die allgemeine Gleichung zur Berechnung des Flächeninhalts benutzt [8]. Dabei ist der verwendete Winkel  $\beta$  in diesem Fall ein  $90^\circ$ -Winkel. Die beiden Diagonalen des Drachenvierecks lassen sich mithilfe der Winkelbeziehungen und der Wanddicke  $d$  beschreiben.

$$A_{\text{kite}} = \frac{e_{\text{dia}} \cdot f_{\text{dia}}}{2} \cdot \sin(\beta) = \frac{e_{\text{dia}} \cdot f_{\text{dia}}}{2} \quad (1)$$

Zur Berechnung der diagonalen Länge  $e_{\text{dia}}$  wird das rechtwinklige Dreieck mit den Eckpunkten  $n_2$ ,  $n_4$  und  $n_5$  benutzt. Mithilfe des Cosinus lässt sich die diagonale Länge  $e_{\text{dia}}$  in Abhängigkeit vom Wabenwinkel  $\alpha$  und der Wanddicke  $d$  bestimmen.

$$\cos\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right) = \frac{d}{2 \cdot e_{\text{dia}}} \quad (2)$$

$$e_{\text{dia}} = \frac{d}{2 \cdot \cos\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right)} \quad (3)$$

Die Berechnung der zweiten diagonalen Länge  $f_{\text{dia}}$  erfolgt auf Basis des rechtwinkligen Dreiecks mit den Eckpunkten  $n_1$ ,  $n_2$  und  $n_3$  mithilfe des folgenden Zusammenhangs.

$$\sin\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right) = \frac{\frac{f_{\text{dia}}}{2}}{\frac{d}{2}} \quad (4)$$

$$f_{\text{dia}} = \sin\left(\frac{90 - \alpha}{2}\right) \cdot d \quad (5)$$

Die Formeln für die diagonalen Längen (3) und (5) ergeben beim Einsetzen in Gleichung 1 den Flächeninhalt des Drachenvierecks in Abhängigkeit von der Wandstärke  $d$  und dem Wabenwinkel  $\alpha$ .

$$A_{\text{kite}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{2 \cdot \cos\left(\frac{90^\circ - \alpha}{2}\right)} \cdot \sin\left(\frac{90^\circ - \alpha}{2}\right) \cdot d \quad (6)$$

$$A_{\text{kite}} = \frac{d^2}{4} \cdot \tan\left(\frac{90^\circ - \alpha}{2}\right) \quad (7)$$

## B Wabenkerngeometrien der hergestellten Versuchspröben

### Versuchspröben

In diesem Abschnitt soll die Nomenklatur der hergestellten Versuchspröben veranschaulicht werden, weil die Bezeichnung nicht bei jeder Waben­geometrie eine eindeutige Definition der Waben erlaubt. Insbesondere der Wabenwinkel  $\alpha$  ist für bestimmte Geometrien ermöglicht und bietet somit keine eindeutige, auf dem Probennamen basierende Darstellung der Wabenkerne.

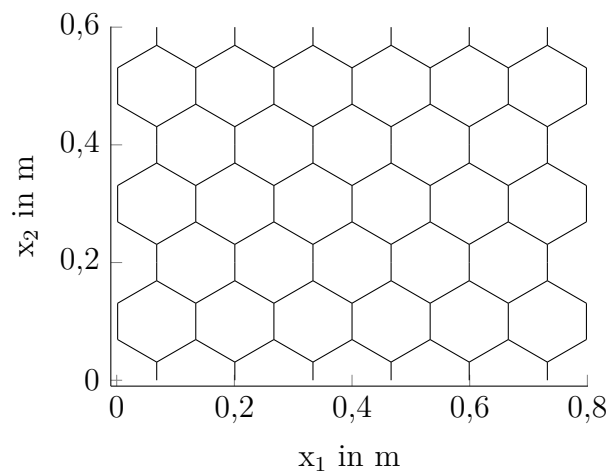


Abb. B.1: Wabenkern mit der Nomenklatur 6x3x30–80

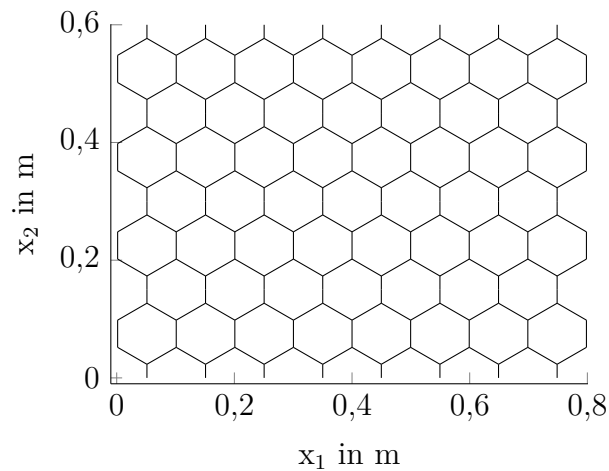


Abb. B.2: Wabenkern mit der Nomenklatur 8x4x30–80



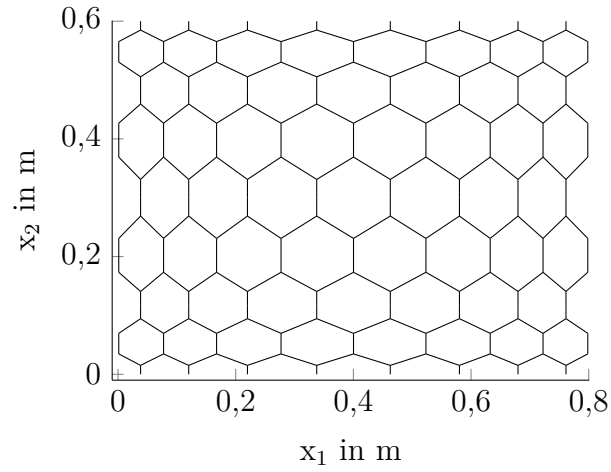


Abb. B.3: Wabenkern mit der Nomenklatur 8x4xkleingroß-80

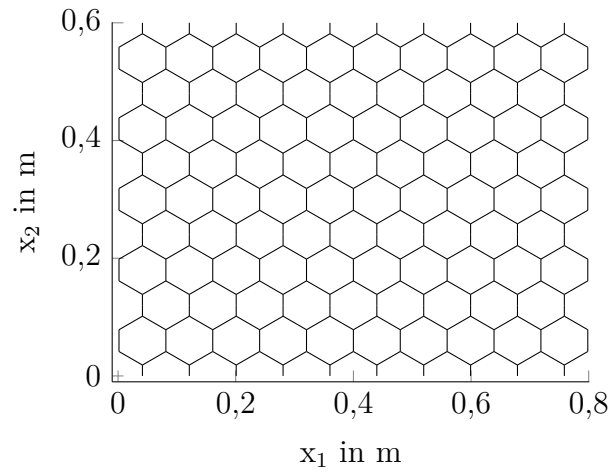


Abb. B.4: Wabenkern mit der Nomenklatur 10x5x30-80

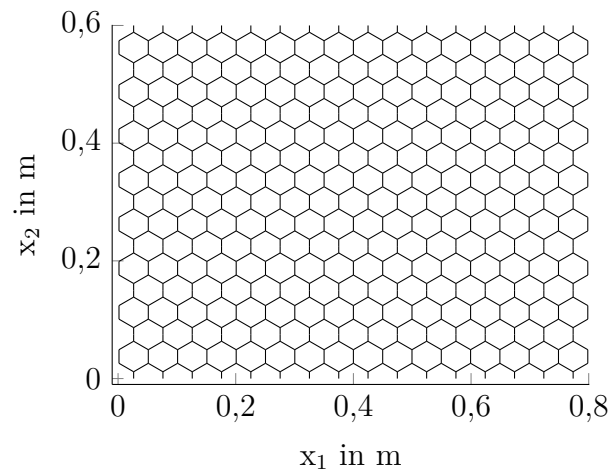


Abb. B.5: Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8x30-80

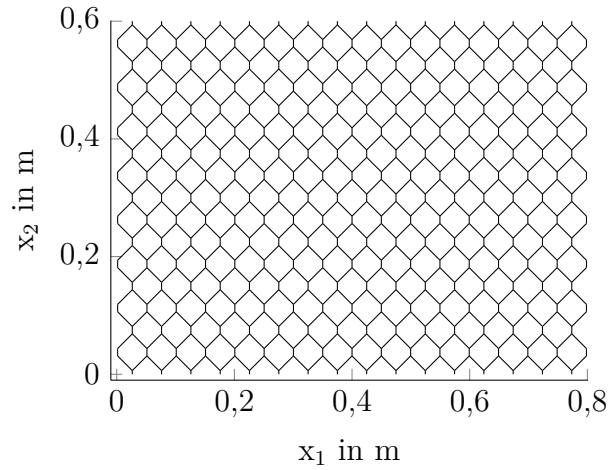


Abb. B.6: Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8x45-80

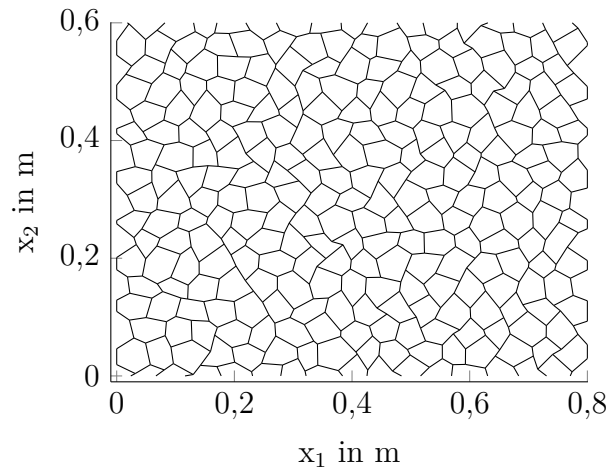


Abb. B.7: Wabenkern mit der Nomenklatur 16x8xirreg-80

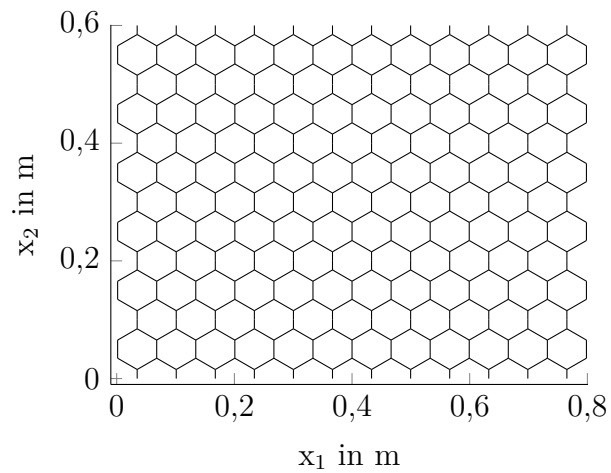


Abb. B.8: Wabenkern mit der Nomenklatur 12x6x30-48



## C Analytische Schalldämmmaßkurven der Winkelvariation

Für die analytische Schalldämmmaßberechnung wurden bei der Winkelvariation Wabenkerne mit Winkeln im Bereich von  $-40^\circ$  bis  $40^\circ$  in  $10^\circ$ -Schritten untersucht. Im Bereich von  $0^\circ$  wurden zusätzlich Wabenwinkel von  $-5^\circ$  und  $5^\circ$  untersucht. Die Abbildungen C.1 und C.2 zeigen die Schalldämmmaßkurven der unendlich ausgedehnten Sandwichplatten für negative Wabenwinkel und  $0^\circ$  sowie für positive Wabenwinkel. Die Tabellen C.1, C.2 und C.3 beinhalten die geometrischen Abmessungen sowie die berechneten Moduln für die negativen und die positiven Wabenwinkel.

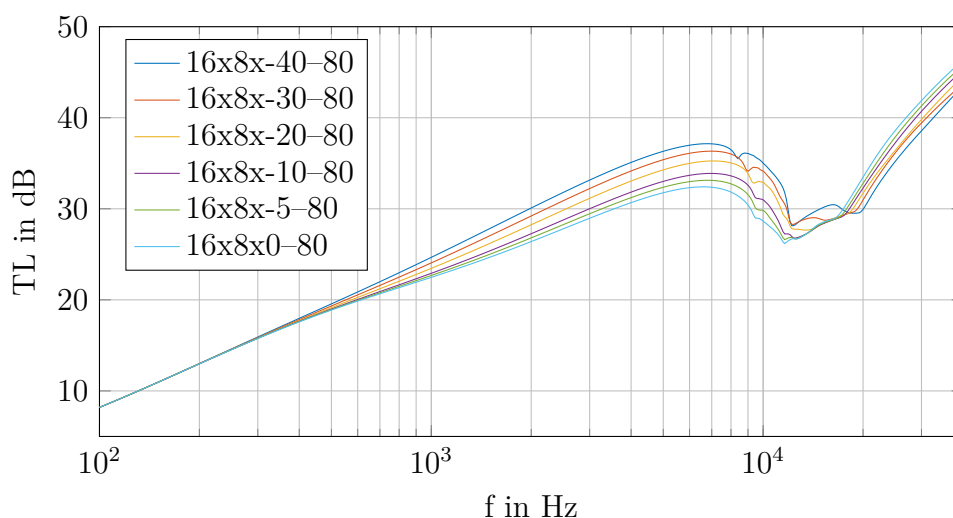


Abb. C.1: Analytisches Schalldämmmaß für die Winkelvariation mit negativen Winkeln und  $0^\circ$

Tab. C.1: Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit negativen Winkeln bis  $-10^\circ$

	16x8x-40-80	16x8x-30-80	16x8x-20-80	16x8x-10-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	32,60	28,83	26,56	25,34
$l_{\text{ver}}$ in mm	58,45	51,91	46,59	41,90
$d$ in mm	0,989	1,11	1,22	1,32
$E_{11}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	8,61	18,34	35,00	57,37
$E_{22}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	13,62	13,76	10,52	4,24
$E_{33}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	117,15	117,25	118,49	122,44
$E_{44}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	7,08	8,59	10,19	11,87
$E_{55}$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	12,93	16,51	19,71	22,26

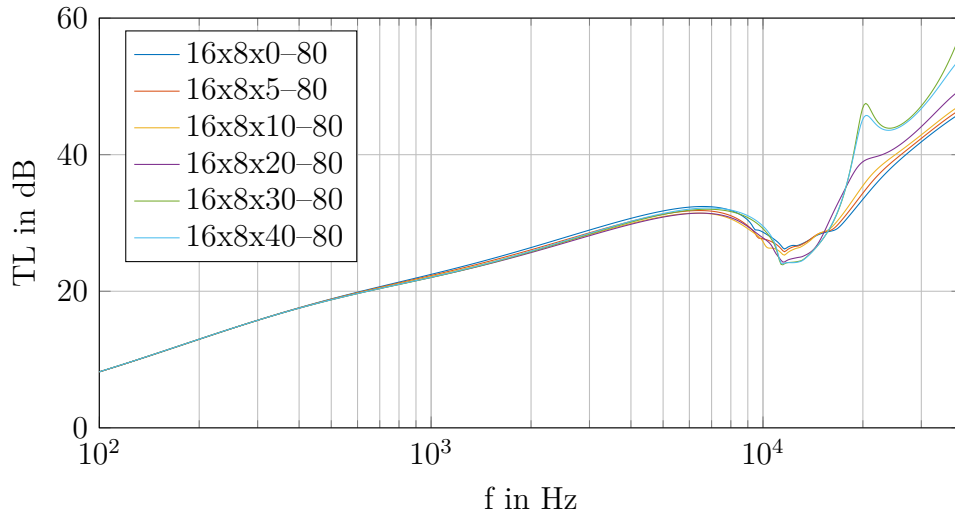


Abb. C.2: Analytisches Schalldämmmaß für die Winkelvariation mit positiven Winkeln

Tab. C.2: Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit Winkeln im Bereich von  $-5^\circ$  bis  $5^\circ$

	16x8x5-80	16x8x0-80	16x8x5-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	25,05	24,96	25,05
$l_{\text{ver}}$ in mm	39,68	37,50	35,32
$d$ in mm	1,36	1,40	1,43
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	67,44	73,86	75,23
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	1,46	0,354	1,66
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	125,68	129,41	133,05
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	12,73	13,62	14,53
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	23,23	23,97	24,45

Tab. C.3: Berechnete Abmessungen und Moduln der Wabenkerne für die Winkelvariation mit positiven Winkeln ab  $10^\circ$

	16x8x10-80	16x8x20-80	16x8x30-80	16x8x40-80
$l_{\text{dia}}$ in mm	25,34	26,55	28,81	32,57
$l_{\text{ver}}$ in mm	33,10	28,42	23,09	16,56
$d$ in mm	1,46	1,50	1,52	1,51
$E_{11}$ in N/mm <sup>2</sup>	71,80	56,81	40,42	27,27
$E_{22}$ in N/mm <sup>2</sup>	5,37	17,18	30,46	43,30
$E_{33}$ in N/mm <sup>2</sup>	136,07	139,58	140,60	140,66
$E_{44}$ in N/mm <sup>2</sup>	15,46	17,43	19,60	22,17
$E_{55}$ in N/mm <sup>2</sup>	24,66	24,21	22,58	19,79

## D Numerisch untersuchte Schalldämmmaßkurven für die weitere Größenvariationen der Wabenkerne

In diesem Abschnitt sind die Schalldämmmaßkurven aus der Simulation für weitere Größenvariationen dokumentiert. Diese umfassen insgesamt vier Vergleichsreihen.

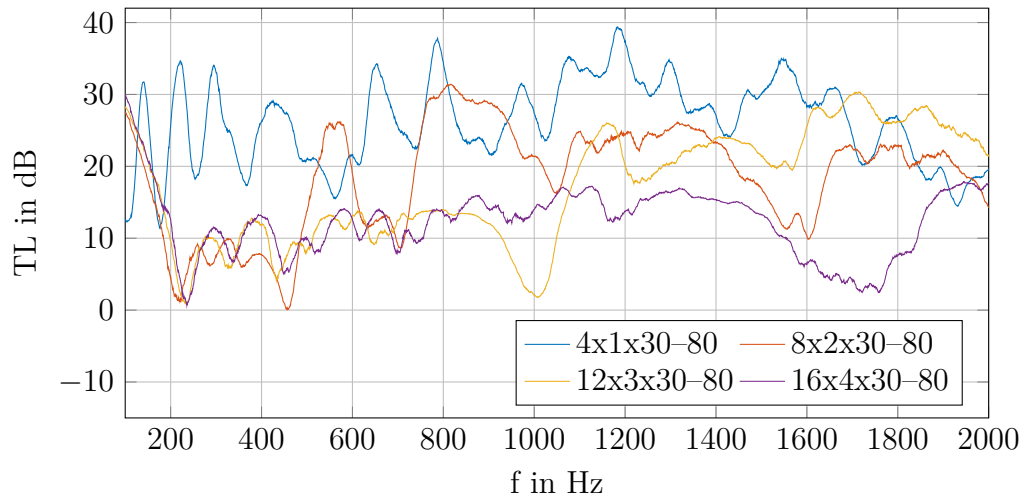


Abb. D.1: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x1x30-80, 8x2x30-80, 12x3x30-80 und 16x4x30-80

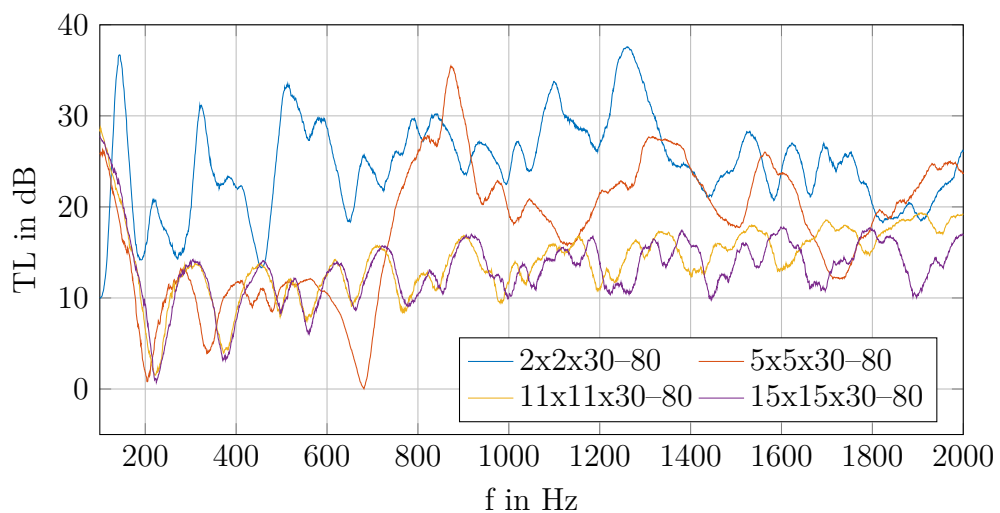


Abb. D.2: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 2x2x30-80, 5x5x30-80, 11x11x30-80 und 15x15x30-80

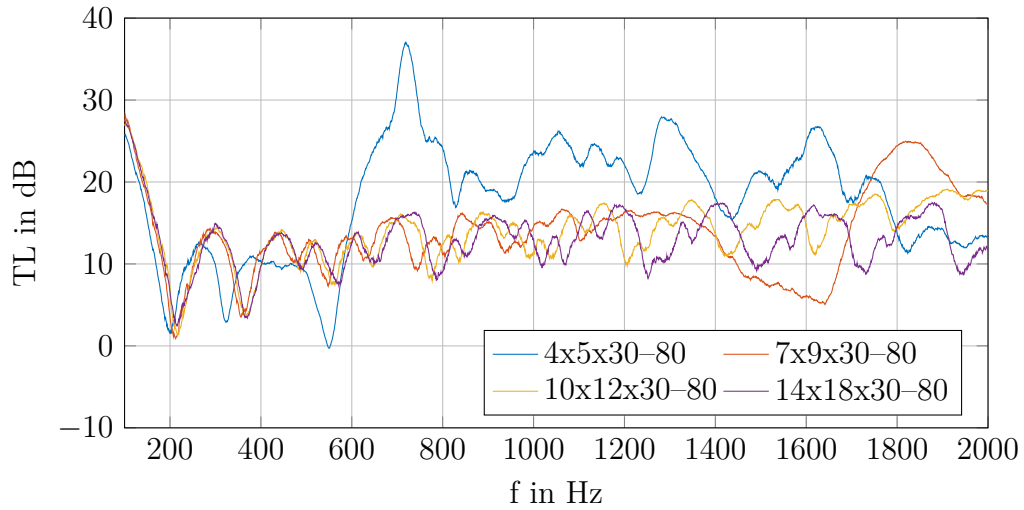


Abb. D.3: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x5x30-80, 7x9x30-80, 10x12x30-80 und 14x18x30-80

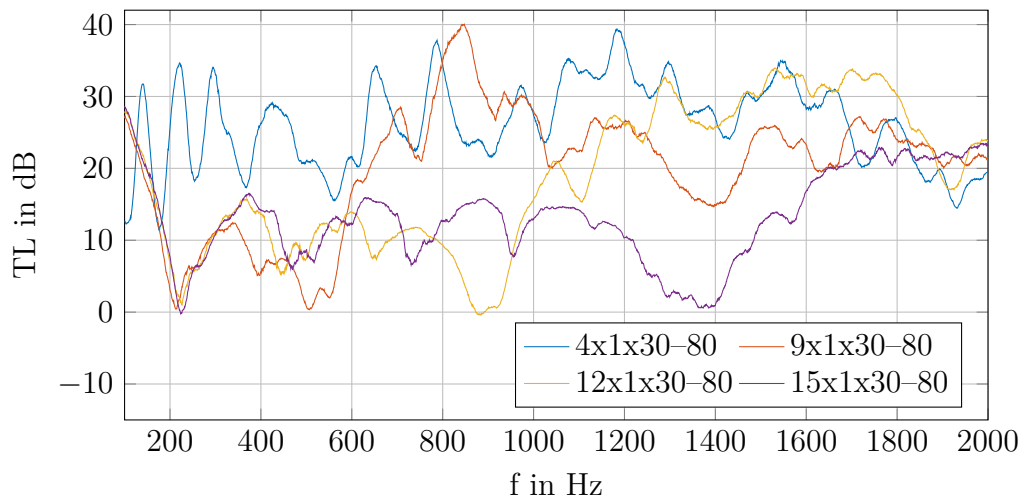


Abb. D.4: Schalldämmmaß der Sandwichplatten mit den Wabenkernen 4x1x30-80, 9x1x30-80, 12x1x30-80 und 15x1x30-80

## E Kernschubsteifigkeit der Sandwichplatten mit winkelvariablem Wabenkern und konstanter Wanddicke

Dieser Abschnitt befasst sich mit den Kernschubsteifigkeiten bei der Winkelvariation der Wabenkerne mit einer konstanten, vorgegebenen Wanddicke von 2 mm.

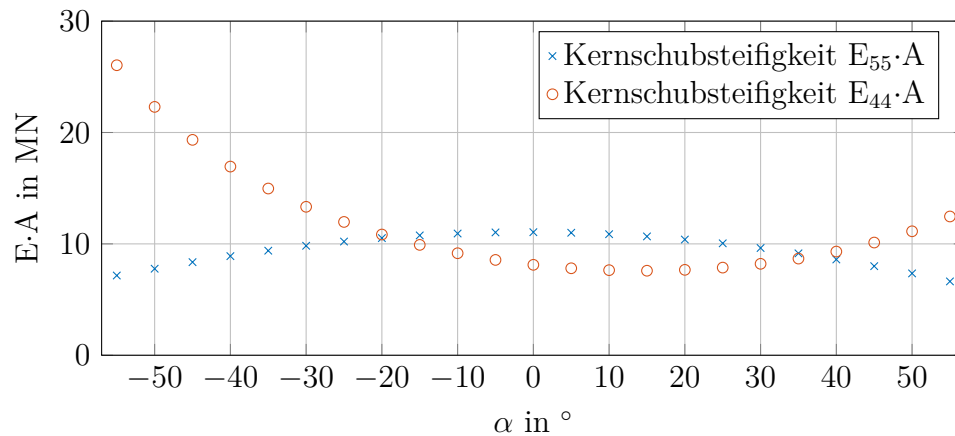


Abb. E.1: Verlauf der Kernschubsteifigkeiten für Sandwichplatten mit winkelvariablen Wabenkernen 10x5 und einer konstanten Wanddicke von 2 mm





## F Messwerte zur Wabenwandstärke

In diesem Abschnitt werden die Werte aus der Messung der Wabenwandstärke der einzelnen Wabenkerne dokumentiert. Weiterhin wird in diesem Abschnitt erläutert, wie bei der Angabe der Fehlergrenzen vorgegangen wurde. In den folgenden Tabellen sind die Rohdaten aufgeführt, die mithilfe des Messschiebers FA-MFW-000187 aufgenommen wurden.

Für die Berechnung der Messfehlergrenzen wurden nur statistische Messfehler in Betracht gezogen. Dazu wurde das Messergebnis mit seinen Fehlergrenzen berechnet und wie folgt angegeben [8].

$$x_{\text{mess}} = \bar{x} \pm t_{\alpha/2} \cdot \sigma_{\text{mess}} \quad (8)$$

Dabei ist  $\bar{x}$  der Mittelwert der Messwerte  $x_i$ ,  $t_{\alpha/2}$  der Wert für die Student-Verteilung, die sich aus einer gewählten Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha$  und der Anzahl  $n$  an Messungen ergibt, und  $\sigma_{\text{mess}}$  die Standardabweichung, die sich aus den Messwerten errechnet. Für die Student-Verteilung wurde das in [54] für industrielle Messtechnik genannte Vertrauensniveau von 95,4 % angenommen. Bei 50 Messungen ergibt sich für die Berechnung der Fehlergrenzen somit ein Student-Faktor von 2,05. Die Berechnung des Mittelwerts und der Standardabweichung wird mit den folgenden Gleichungen durchgeführt [8].

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (9)$$

$$\sigma_{\text{mess}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\bar{x} - x_i)^2}{n \cdot (n - 1)}} \quad (10)$$

Tab. F.1: Wandstärkenmessung für den Kern 6x3x30–80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	4,00	16	3,97	31	4,00	46	3,99
2	3,99	17	3,99	32	3,98	47	3,99
3	4,00	18	3,97	33	4,00	48	3,98
4	4,00	19	3,98	34	4,00	49	4,00
5	3,99	20	3,98	35	4,01	50	3,98
6	4,00	21	3,98	36	3,99		
7	4,00	22	3,99	37	4,01		
8	3,99	23	3,99	38	3,99		
9	3,97	24	4,00	39	3,99		
10	3,98	25	4,01	40	3,99		
11	4,00	26	4,00	41	3,98		
12	3,98	27	4,02	42	3,98		
13	4,00	28	4,00	43	3,98		
14	3,98	29	4,01	44	4,01		
15	3,98	30	4,02	45	3,99		

Tab. F.2: Wandstärkenmessung für den Kern 8x4x30–80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	3,20	16	3,22	31	3,10	46	3,19
2	3,16	17	3,18	32	3,20	47	3,21
3	3,20	18	3,15	33	3,15	48	3,21
4	3,17	19	3,16	34	3,13	49	3,10
5	3,16	20	3,12	35	3,20	50	3,13
6	3,13	21	3,15	36	3,09		
7	3,22	22	3,13	37	3,08		
8	3,17	23	3,17	38	3,28		
9	3,26	24	3,13	39	3,15		
10	3,23	25	3,17	40	3,11		
11	3,16	26	3,21	41	3,09		
12	3,13	27	3,21	42	3,12		
13	3,20	28	3,22	43	3,21		
14	3,19	29	3,21	44	3,16		
15	3,10	30	3,25	45	3,18		

Tab. F.3: Wandstärkenmessung für den Kern 8x4xkleingroß-80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	2,98	16	3,07	31	2,99	46	2,98
2	2,96	17	3,01	32	2,96	47	2,96
3	2,98	18	2,97	33	2,98	48	2,98
4	3,00	19	2,97	34	2,99	49	2,95
5	2,98	20	2,96	35	2,95	50	3,00
6	2,98	21	2,97	36	2,97		
7	2,99	22	2,95	37	2,97		
8	2,97	23	2,96	38	2,95		
9	2,99	24	2,99	39	2,96		
10	3,04	25	2,94	40	2,99		
11	2,99	26	2,97	41	2,96		
12	2,97	27	2,97	42	2,97		
13	3,02	28	2,97	43	2,95		
14	2,97	29	2,99	44	2,98		
15	3,07	30	2,97	45	2,95		

Tab. F.4: Wandstärkenmessung für den Kern 10x5x30-80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	2,43	16	2,48	31	2,41	46	2,47
2	2,44	17	2,43	32	2,40	47	2,44
3	2,43	18	2,46	33	2,49	48	2,41
4	2,40	19	2,43	34	2,45	49	2,41
5	2,52	20	2,40	35	2,43	50	2,43
6	2,42	21	2,41	36	2,52		
7	2,40	22	2,39	37	2,45		
8	2,45	23	2,43	38	2,43		
9	2,43	24	2,56	39	2,41		
10	2,41	25	2,45	40	2,47		
11	2,46	26	2,42	41	2,41		
12	2,45	27	2,40	42	2,43		
13	2,44	28	2,40	43	2,44		
14	2,47	29	2,40	44	2,43		
15	2,40	30	2,41	45	2,61		

Tab. F.5: Wandstärkenmessung für den Kern 12x6x30–48

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	1,29	16	1,27	31	1,26	46	1,31
2	1,29	17	1,24	32	1,23	47	1,29
3	1,26	18	1,24	33	1,21	48	1,27
4	1,23	19	1,25	34	1,26	49	1,31
5	1,24	20	1,22	35	1,25	50	1,32
6	1,26	21	1,31	36	1,22		
7	1,27	22	1,26	37	1,26		
8	1,27	23	1,22	38	1,27		
9	1,26	24	1,23	39	1,21		
10	1,25	25	1,21	40	1,25		
11	1,28	26	1,3	41	1,3		
12	1,23	27	1,27	42	1,24		
13	1,23	28	1,31	43	1,24		
14	1,24	29	1,27	44	1,28		
15	1,26	30	1,28	45	1,28		

Tab. F.6: Wandstärkenmessung für den Kern 16x8x30–80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	1,74	16	1,73	31	1,72	46	1,74
2	1,72	17	1,75	32	1,70	47	1,74
3	1,71	18	1,76	33	1,76	48	1,71
4	1,71	19	1,72	34	1,70	49	1,74
5	1,71	20	1,72	35	1,71	50	1,73
6	1,70	21	1,69	36	1,72		
7	1,70	22	1,71	37	1,73		
8	1,72	23	1,66	38	1,73		
9	1,70	24	1,70	39	1,71		
10	1,75	25	1,70	40	1,71		
11	1,76	26	1,69	41	1,74		
12	1,76	27	1,72	42	1,74		
13	1,82	28	1,70	43	1,74		
14	1,76	29	1,72	44	1,76		
15	1,75	30	1,74	45	1,75		

Tab. F.7: Wandstärkenmessung für den Kern 16x8x45–80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	1,58	16	1,63	31	1,57	46	1,61
2	1,57	17	1,65	32	1,57	47	1,58
3	1,56	18	1,58	33	1,56	48	1,57
4	1,58	19	1,58	34	1,58	49	1,59
5	1,59	20	1,75	35	1,55	50	1,55
6	1,59	21	1,64	36	1,54		
7	1,58	22	1,58	37	1,57		
8	1,60	23	1,59	38	1,56		
9	1,56	24	1,59	39	1,69		
10	1,59	25	1,57	40	1,58		
11	1,56	26	1,51	41	1,58		
12	1,56	27	1,51	42	1,62		
13	1,57	28	1,55	43	1,58		
14	1,59	29	1,55	44	1,60		
15	1,60	30	1,55	45	1,57		

Tab. F.8: Wandstärkenmessung für den Kern 16x8xirreg–80

Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm	Nr.	$d_{\text{mess}}$ in mm
1	1,52	16	1,59	31	1,53	46	1,53
2	1,52	17	1,54	32	1,55	47	1,53
3	1,59	18	1,51	33	1,52	48	1,54
4	1,54	19	1,51	34	1,54	49	1,54
5	1,53	20	1,55	35	1,58	50	1,57
6	1,51	21	1,58	36	1,54		
7	1,55	22	1,53	37	1,47		
8	1,52	23	1,55	38	1,51		
9	1,55	24	1,56	39	1,52		
10	1,53	25	1,55	40	1,52		
11	1,54	26	1,55	41	1,52		
12	1,52	27	1,53	42	1,53		
13	1,53	28	1,52	43	1,56		
14	1,53	29	1,52	44	1,52		
15	1,52	30	1,52	45	1,52		



## G Messwerte zur Massenbestimmung

In diesem Abschnitt werden die Messdaten zur Massenbestimmung der Wabenkerne zusammengefasst. Da es sich dabei um 10 Einzelmessungen pro Wabenkern handelt, kann, analog der Wandstärkenmessung, ein Messwert mit Fehlergrenzen ermittelt werden. Dazu werden die dieselben Gleichungen, (9) und (10), verwendet.

Tab. G.1: Messwerte der Massenmessung für den Kern 6x3x30–80

Nr.	$m_c$ in g
1	755,6
2	755,6
3	755,7
4	755,7
5	755,6
6	755,6
7	755,6
8	755,6
9	755,6
10	755,7

Tab. G.2: Messwerte der Massenmessung für den Kern 8x4x30–80

Nr.	$m_c$ in g
1	779,9
2	780,0
3	780,0
4	780,0
5	779,9
6	780,0
7	780,0
8	780,0
9	780,0
10	780,0



Tab. G.3: Messwerte der Massenmessung für den Kern 8x4xkleingroß-80

Nr.	$m_c$ in g
1	751,9
2	751,9
3	751,9
4	751,9
5	751,9
6	751,9
7	751,9
8	751,8
9	751,9
10	751,9

Tab. G.4: Messwerte der Massenmessung für den Kern 10x5x30-80

Nr.	$m_c$ in g
1	765,1
2	765,1
3	765,1
4	765,0
5	765,1
6	765,2
7	765,1
8	765,1
9	765,1
10	765,1

Tab. G.5: Messwerte der Massenmessung für den Kern 12x6x30-48

Nr.	$m_c$ in g
1	448,0
2	448,0
3	448,0
4	448,1
5	448,1
6	448,0
7	448,0
8	448,1
9	448,1
10	448,1

Tab. G.6: Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8x30–80

Nr.	$m_c$ in g
1	830,7
2	830,7
3	830,8
4	830,7
5	830,8
6	830,7
7	830,7
8	830,7
9	830,7
10	830,7

Tab. G.7: Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8x45–80

Nr.	$m_c$ in g
1	828,3
2	828,3
3	828,4
4	828,3
5	828,3
6	828,3
7	828,3
8	828,3
9	828,3
10	828,3

Tab. G.8: Messwerte der Massenmessung für den Kern 16x8xirreg–80

Nr.	$m_c$ in g
1	822,2
2	822,1
3	822,0
4	822,0
5	822,0
6	822,0
7	822,0
8	822,0
9	822,0
10	822,0

Tab. G.9: Messwerte der Massenmessung für den NOMEX<sup>®</sup>-Kern EC 3.2-48

Nr.	$m_c$ in g
1	467,6
2	467,6
3	467,6
4	467,6
5	467,5
6	467,6
7	467,5
8	467,5
9	467,5
10	467,6

## H Übertragungsfunktionen der Sandwichplatten für die strukturdynamische Analyse

In diesem Abschnitt sind die Übertragungsfunktionen aus der strukturdynamischen Analyse zusammengefasst. Für jeden Punkt auf dem Sandwich wurde das Kraftspektrum mit einer Kraftmessdose und das Geschwindigkeitsspektrum mit dem LSV gemessen. Die Übertragungsfunktion ist das Verhältnis von Geschwindigkeit zu Kraft. Zunächst werden die Amplitudenspektren für die Geschwindigkeit und die Kraft über alle Punkte gemittelt, bevor das Verhältnis gebildet wird.

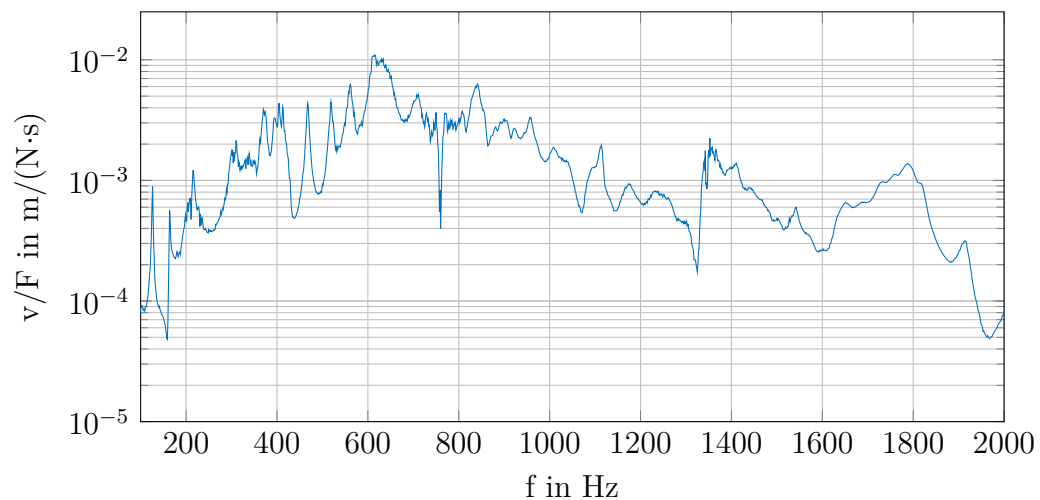


Abb. H.1: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 6x3x30-80

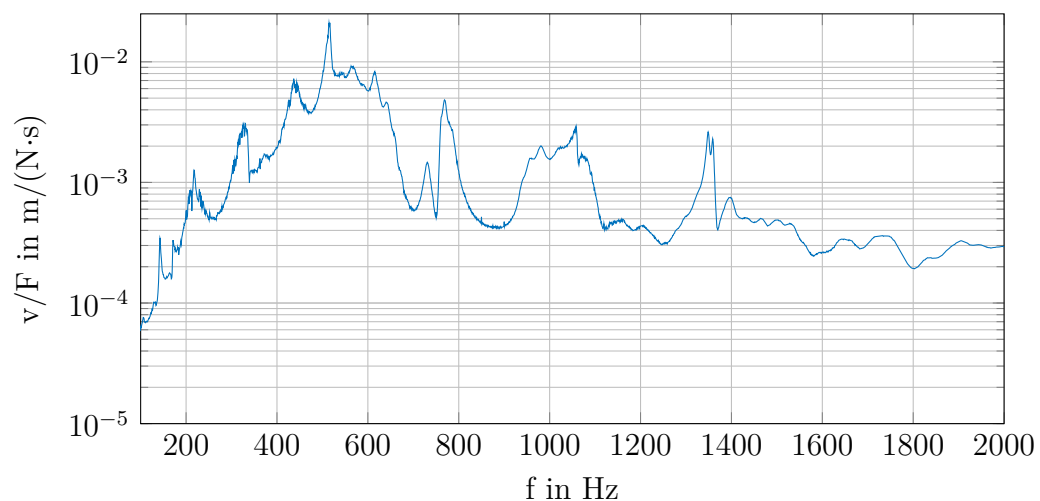


Abb. H.2: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4x30-80

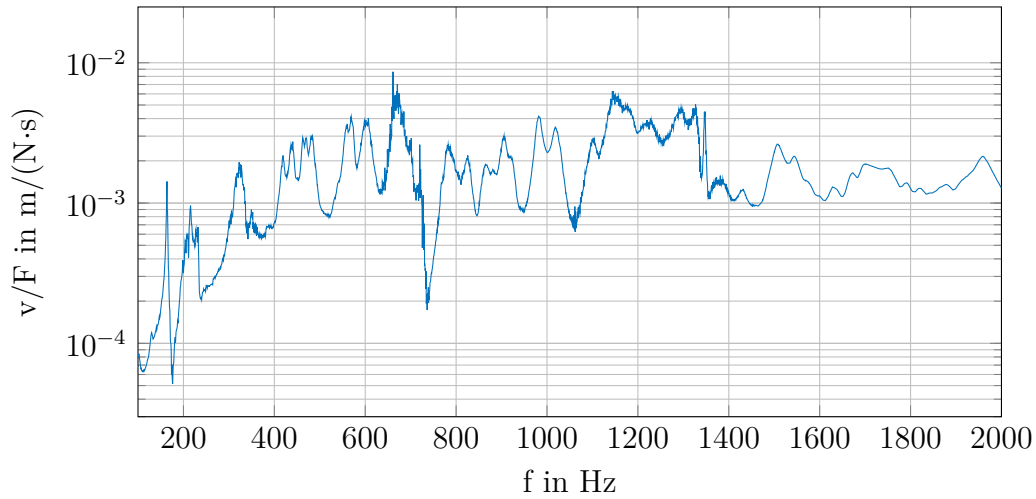


Abb. H.3: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß-80

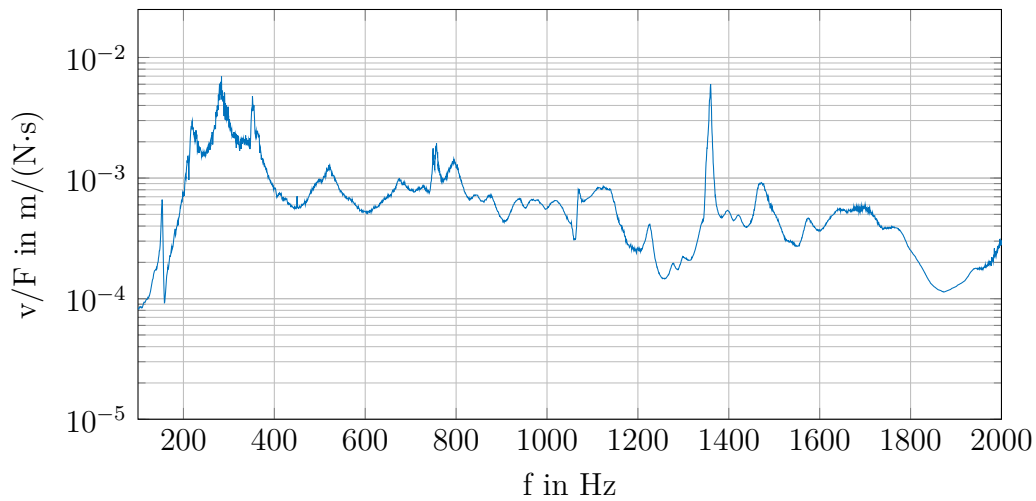


Abb. H.4: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 10x5x30-80

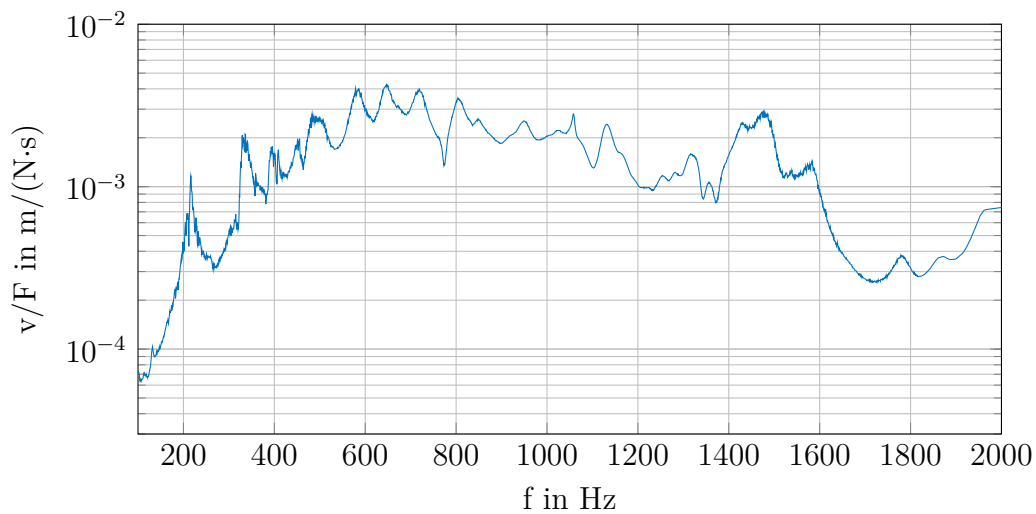


Abb. H.5: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 12x6x30-48

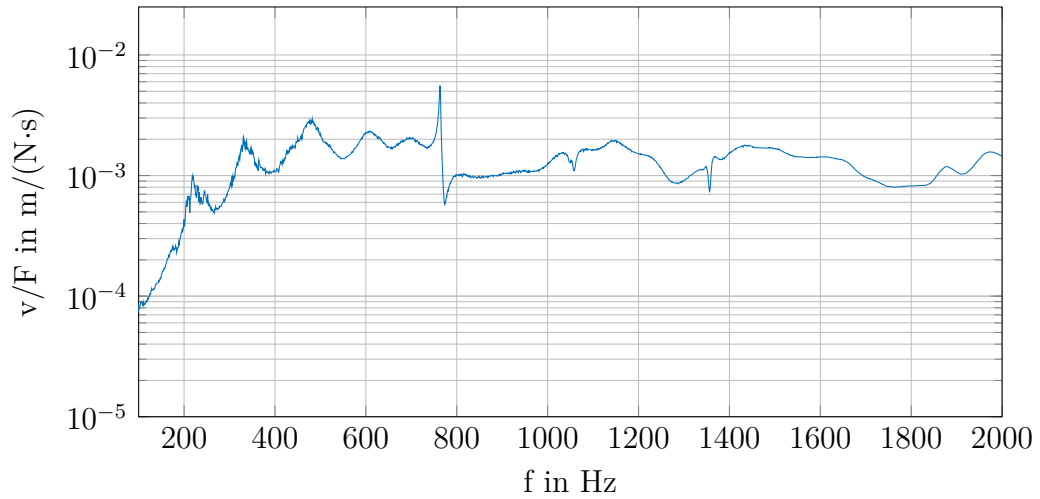


Abb. H.6: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8x30-80

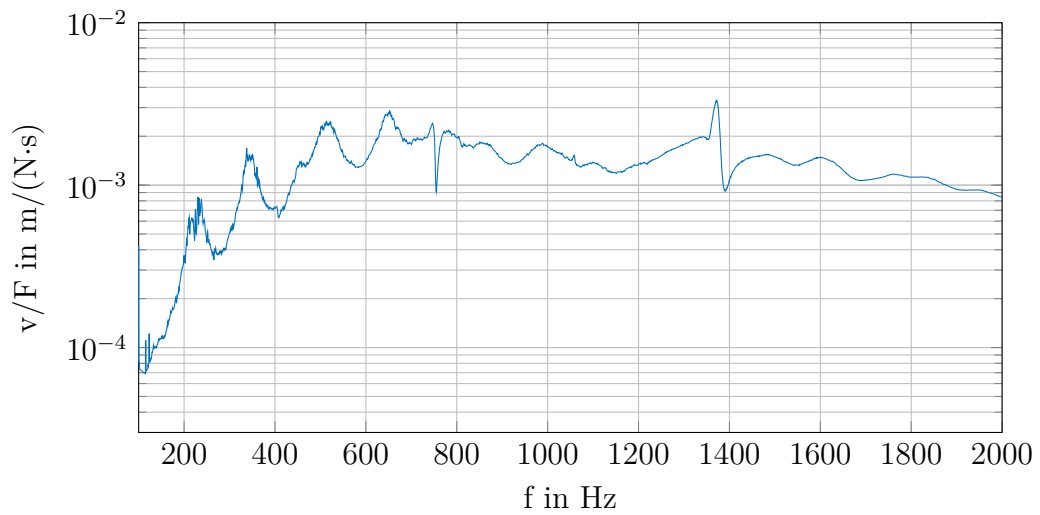


Abb. H.7: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8x45-80

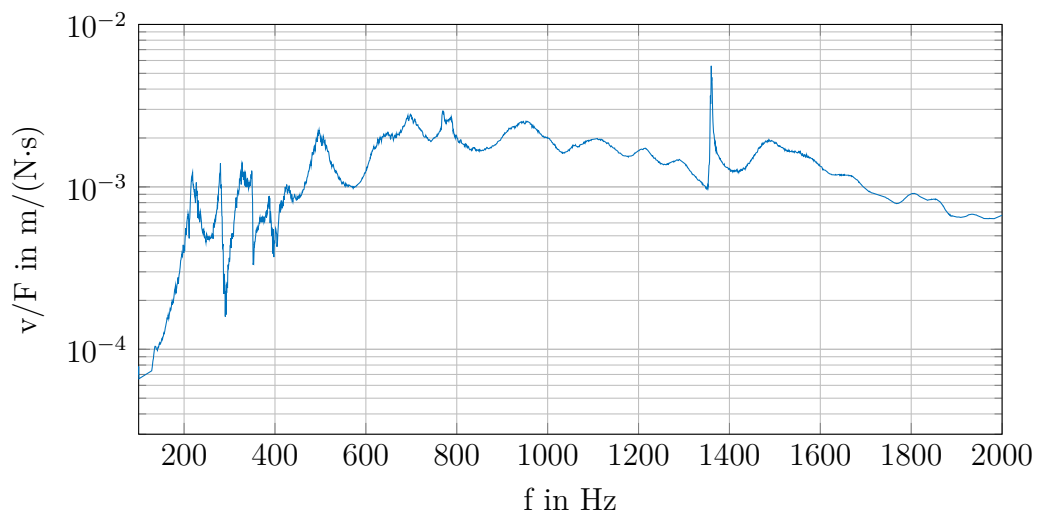


Abb. H.8: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern 16x8xirreg-80

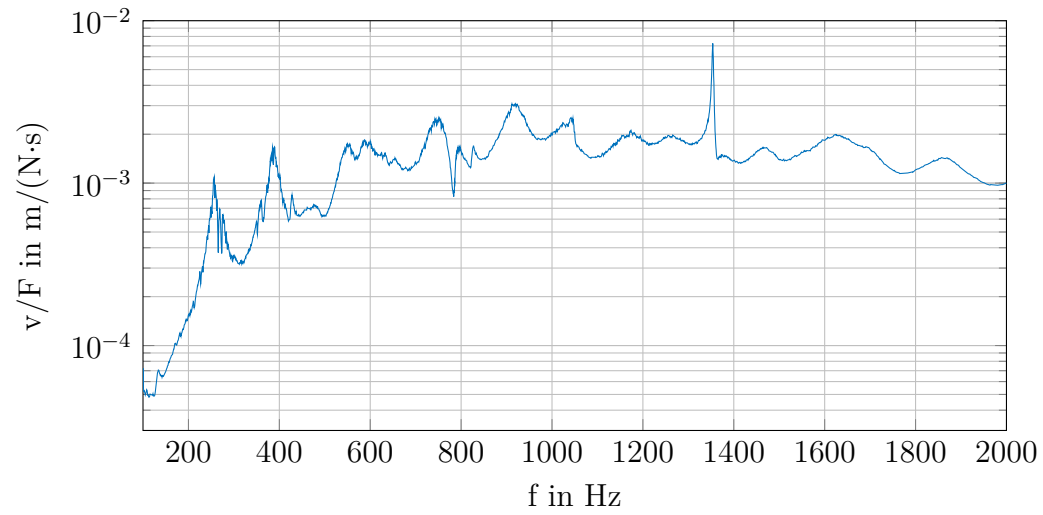


Abb. H.9: Übertragungsfunktion des Sandwichs mit dem Wabenkern EC 3.2-48

## I Vergleich der Schalldämmmaßkurven von Simulation und Experiment

In diesem Abschnitt werden alle Schalldämmmaßkurven aus dem Experiment den Kurvenverläufen aus der numerischen Untersuchung gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung erfolgt für die gedruckten Wabenkerne. Das gemessene Schalldämmmaß der Sandwichplatte mit dem NOMEX®-Kern ist ebenfalls in diesem Teil des Anhangs aufgeführt. Neben den Schalldämmmaßkurven werden auch die Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert gezeigt.

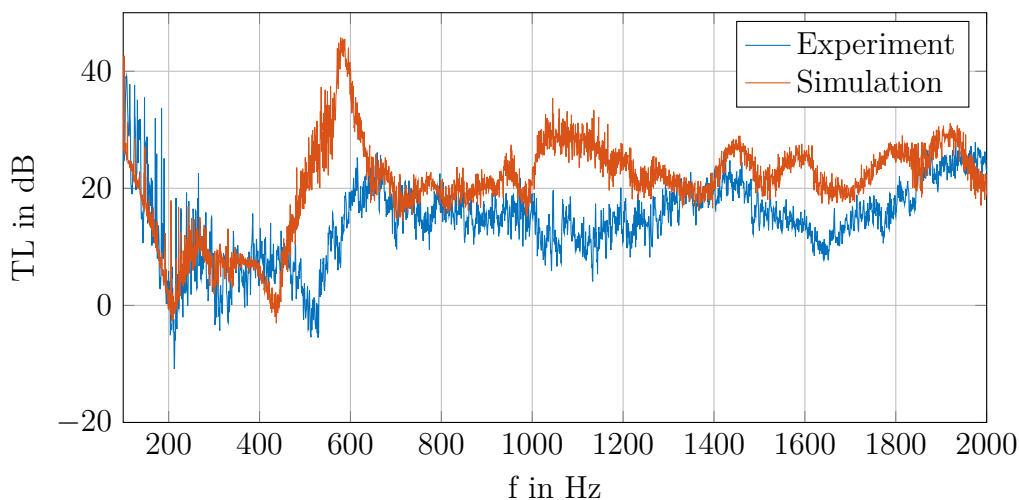


Abb. I.1: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30-80

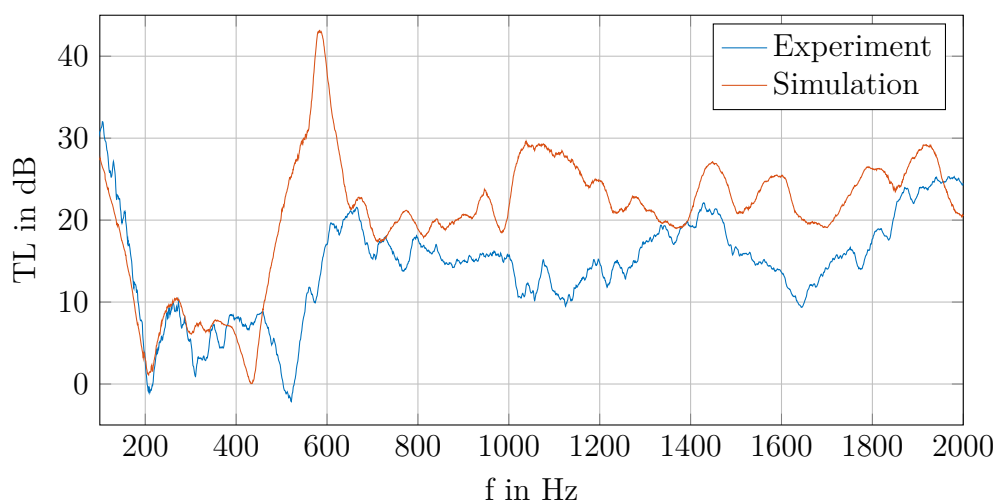


Abb. I.2: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 6x3x30-80



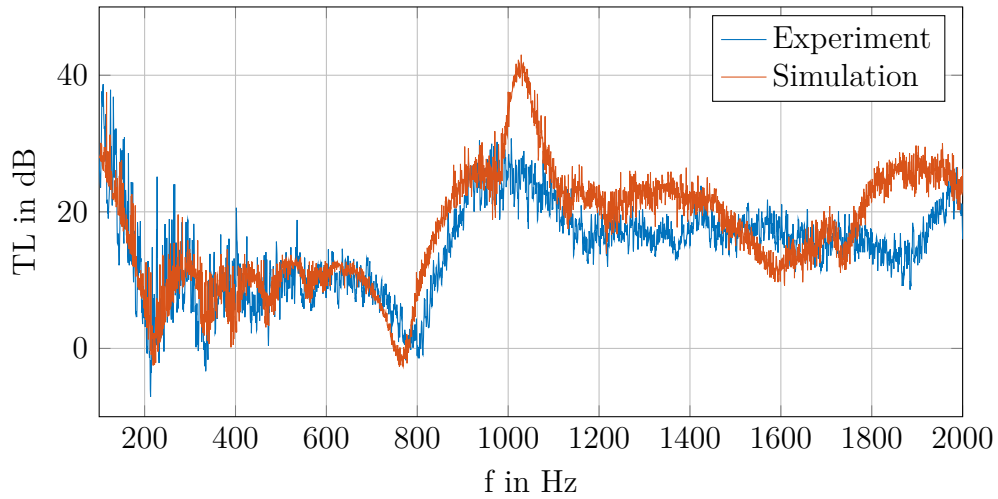


Abb. I.3: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30-80

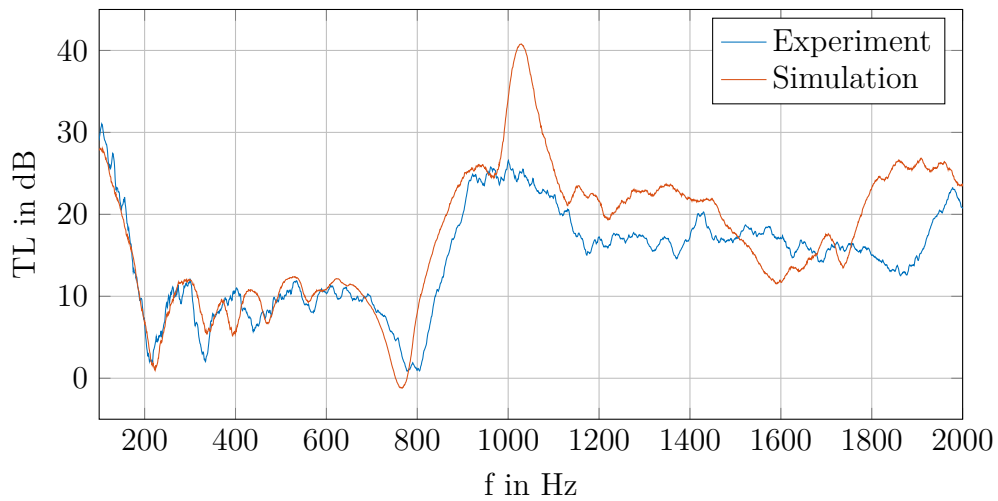


Abb. I.4: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4x30-80

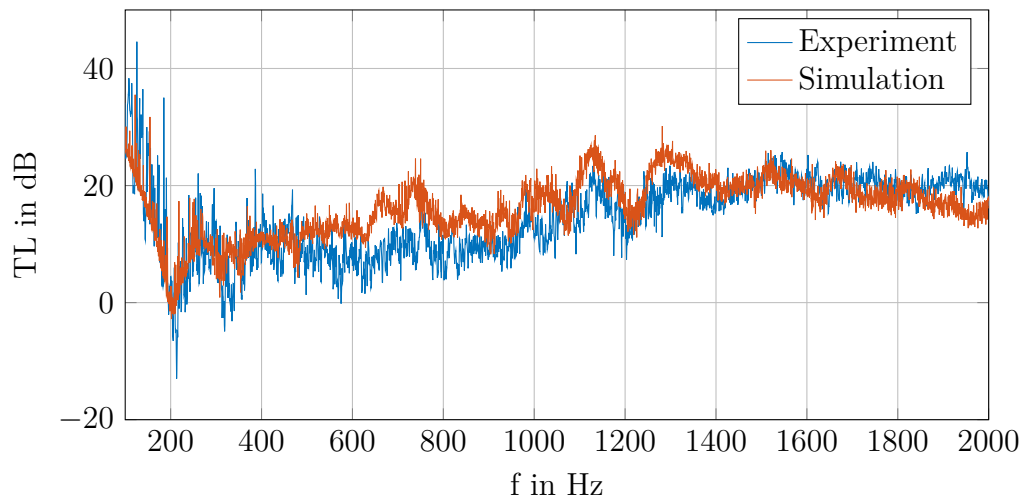


Abb. I.5: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß-80

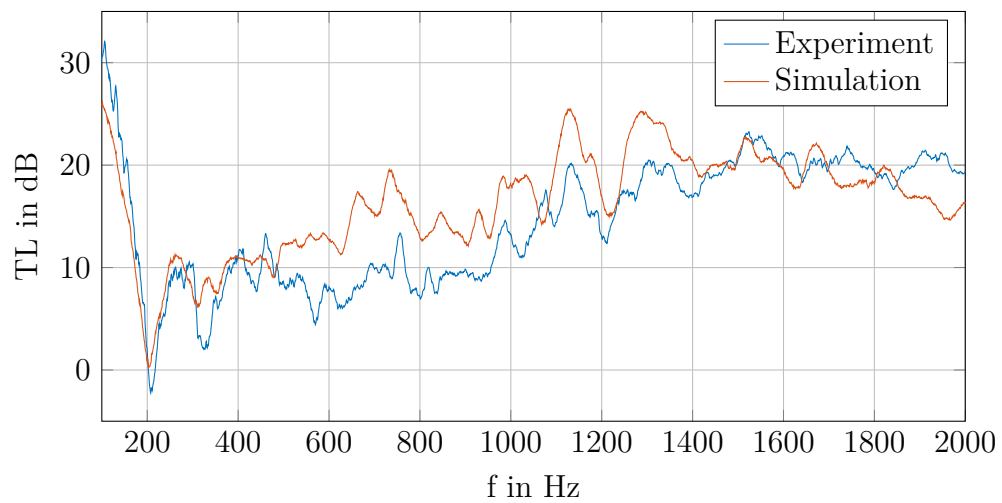


Abb. I.6: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 8x4xkleingroß-80

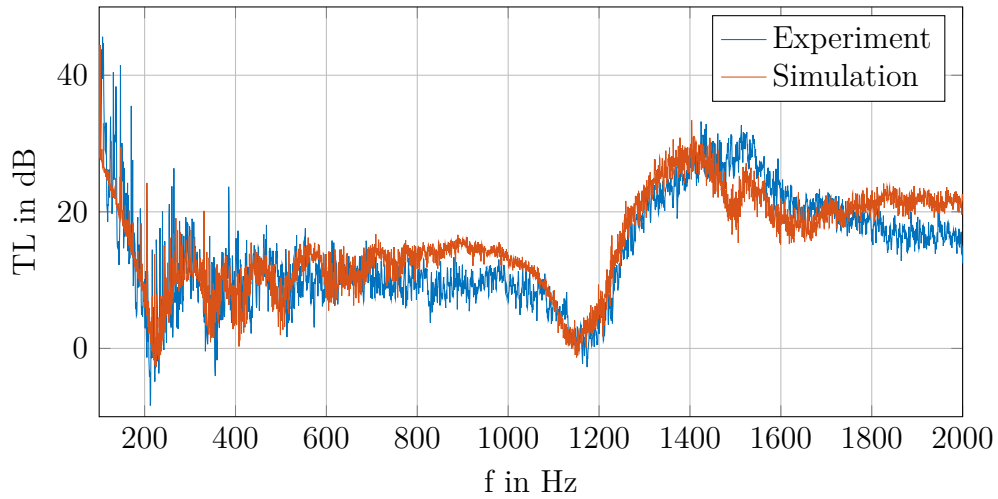


Abb. I.7: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30-80

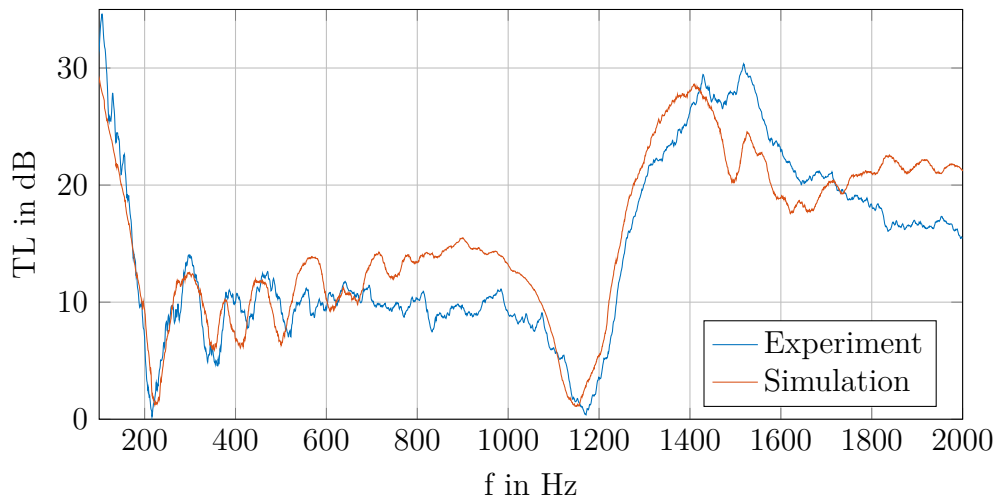


Abb. I.8: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 10x5x30-80

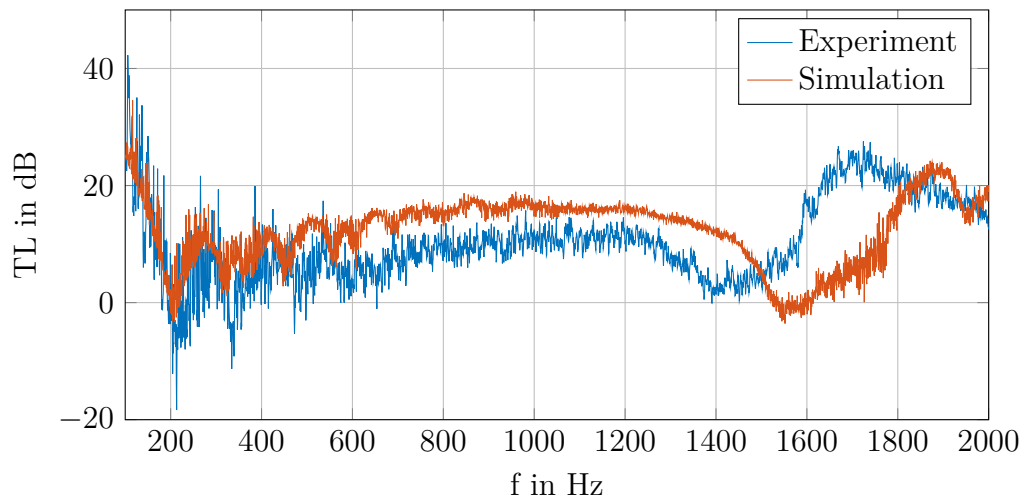


Abb. I.9: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 12x6x30-48

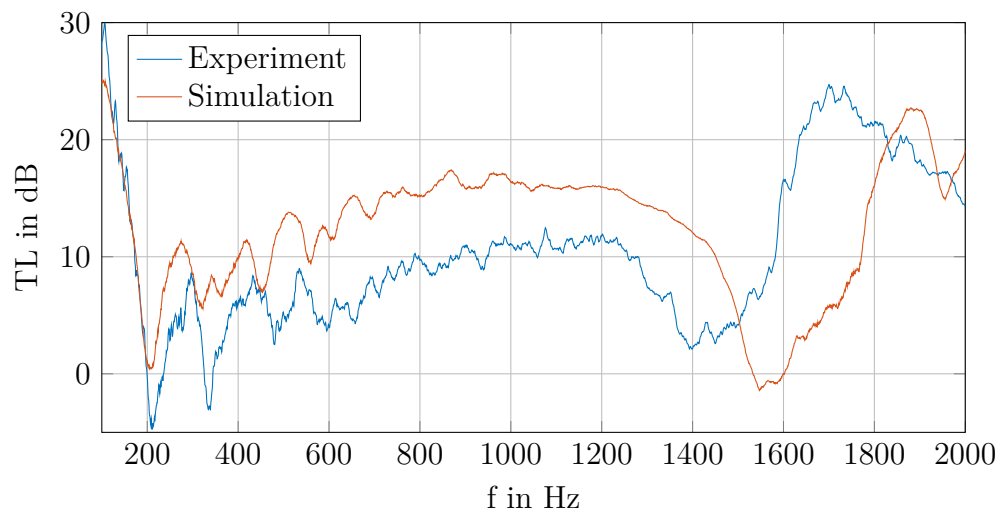


Abb. I.10: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 12x6x30-48

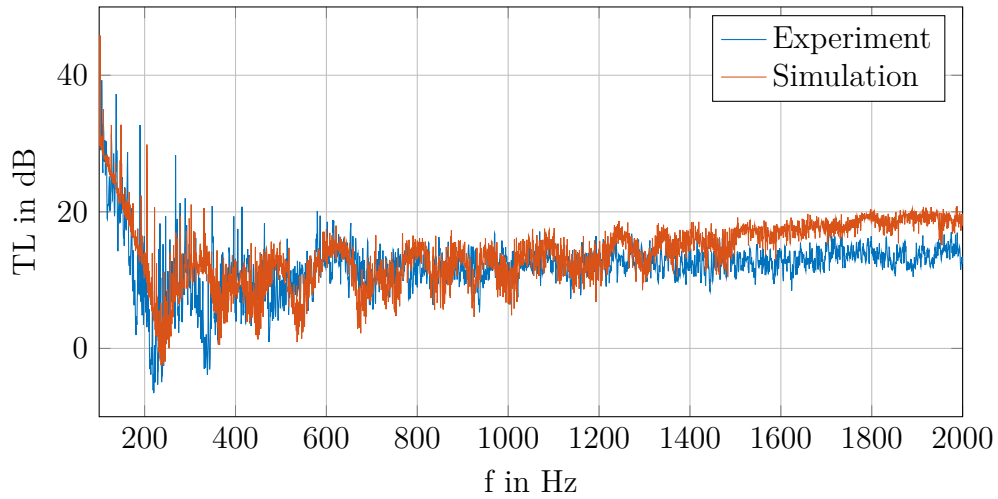


Abb. I.11: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30-80

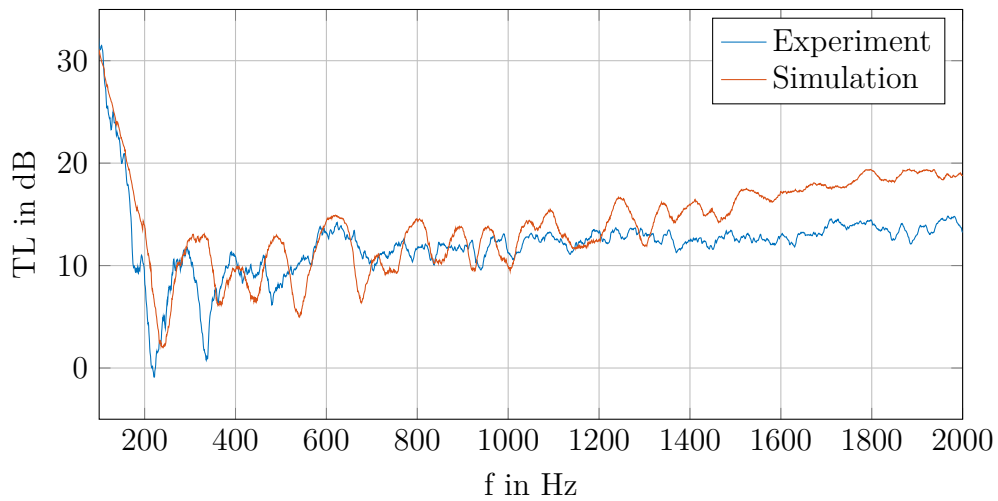


Abb. I.12: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x30-80

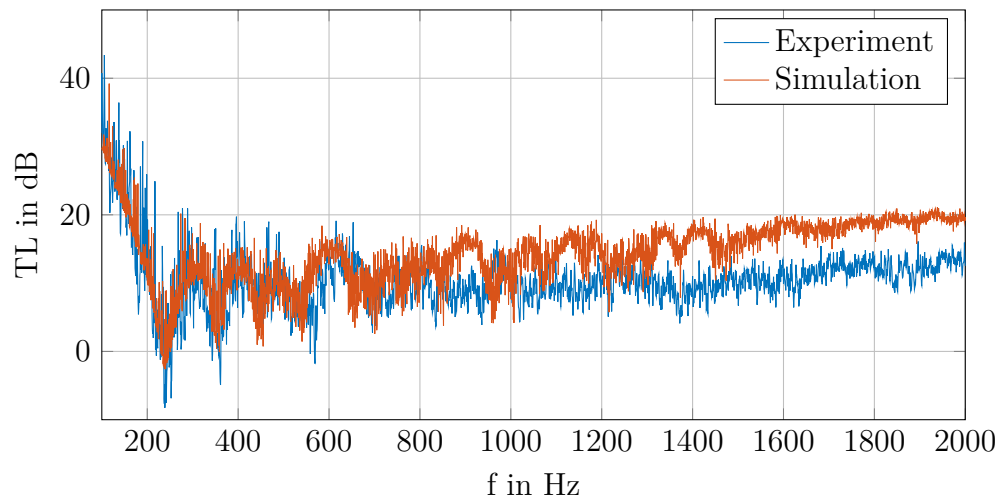


Abb. I.13: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80

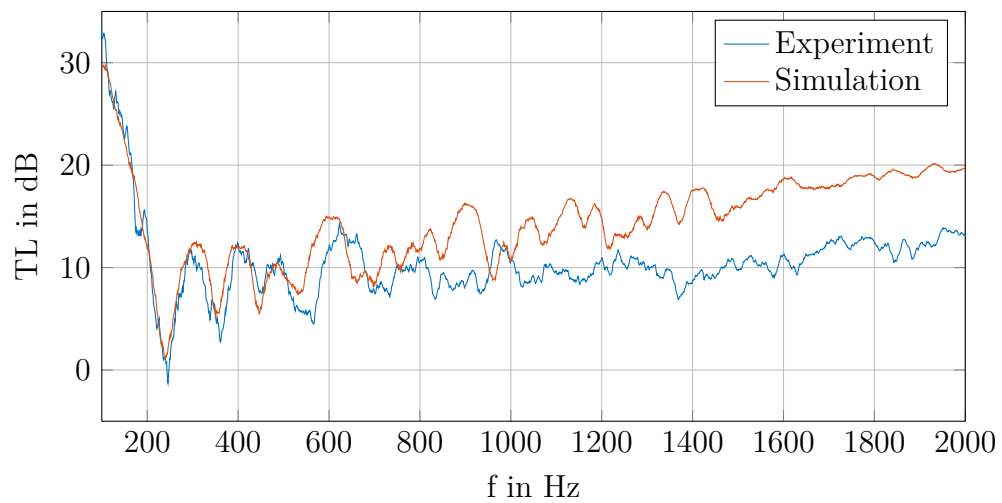


Abb. I.14: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8x45–80

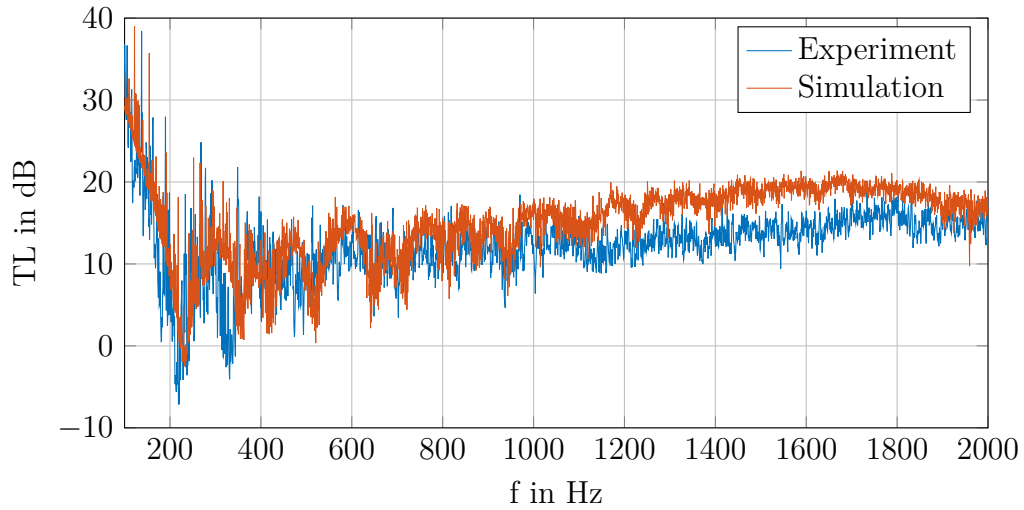


Abb. I.15: Schalldämmmaßkurven aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8xirreg-80

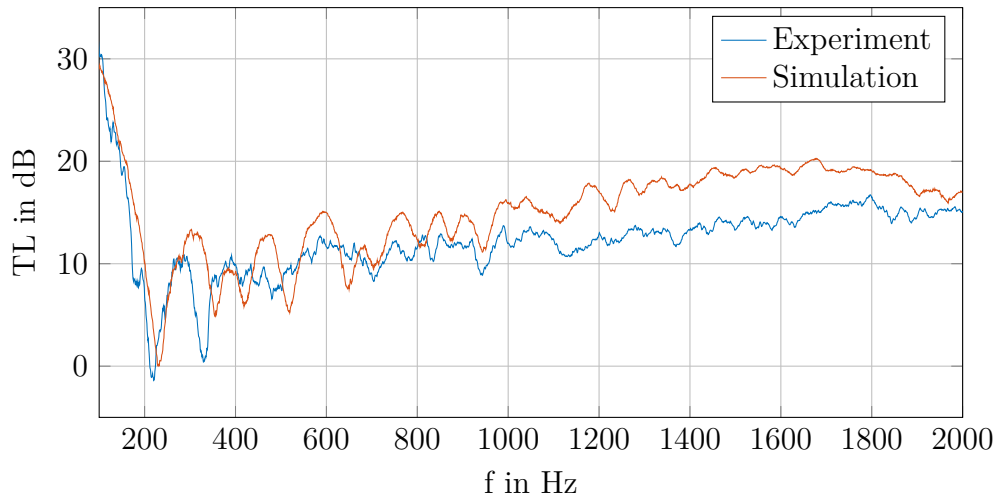


Abb. I.16: Schalldämmmaßkurven mit gleitendem Mittelwert aus LSV-Messung und Simulation für das Sandwich mit dem Wabenkern 16x8xirreg-80

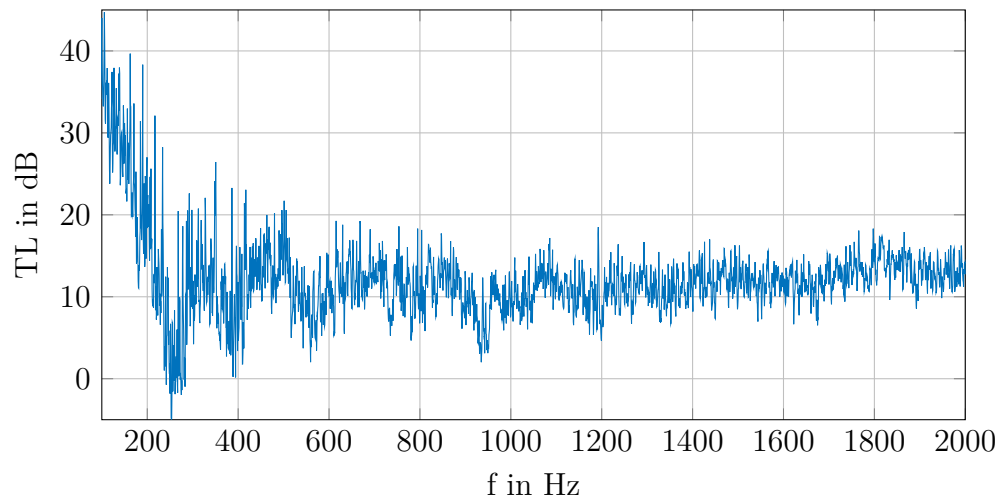


Abb. I.17: Schalldämmmaßkurve aus der LSV-Messung für das Sandwich mit dem Wabenkern EC 3.2-48

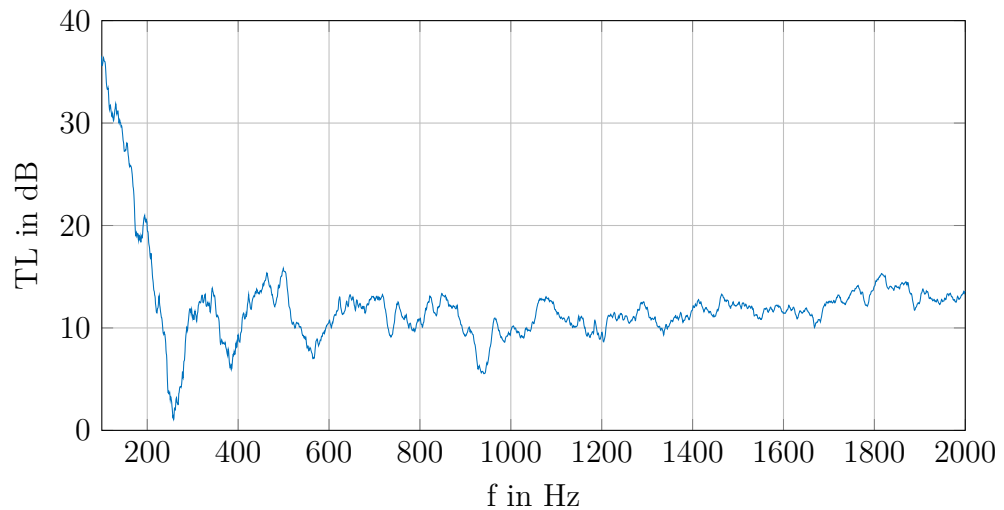


Abb. I.18: Schalldämmmaßkurve mit gleitendem Mittelwert aus der LSV-Messung für das Sandwich mit dem Wabenkern EC 3.2-48





## J E-Mail-Korrespondenz mit der Firma robotmech Stoessl GmbH

In diesem Abschnitt wird der E-Mail-Austausch mit der Firma robotmech Stoessl GmbH dokumentiert, in dem es um die Frage nach zusätzlichen Materialdaten für das 3D-Druckmaterial SL Tool<sup>®</sup> New White geht.

### **Radestock, Martin**

---

**Von:** Radestock, Martin  
**Gesendet:** Montag, 15. April 2019 11:10  
**An:** Info - robotmech (Info@robotmech.com)  
**Betreff:** Frage zu Material SL Tool New White

Sehr geehrtes robotmech Team,

ich hatte Ende letzten Jahres bei Ihnen eine Bestellung (Offert 1012657), wo mittels Stereolithografieverfahren SL Tool New White verarbeitet wurde. Haben Sie zu diesem Material weitere mechanische Kennwerte, die nicht in Ihrem Datenblatt sind? Dabei denke ich z.B. an die Querkontraktionszahl des Materials. Falls Sie keine weiteren Kennwerte besitzen, können Sie mir vielleicht die chemische Bezeichnung des Materials nennen, damit ich aus der Literatur ungefähre Größenangaben ermitteln kann?

Vielen Dank für Ihre Mühe im Voraus.  
Mit freundlichen Grüßen

Martin Radestock

---

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR)

Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik | Adaptronik | Lilienthalplatz 7 | 38108 Braunschweig

Dipl.- Ing. **Martin Radestock**

Telefon +49 531 295-1816 | Telefax +49 531 295-2876 | [Martin.Radestock@dlr.de](mailto:Martin.Radestock@dlr.de)

[DLR.de/FA](http://DLR.de/FA)

**Radestock, Martin**

---

**Von:** technik@robotmech.com  
**Gesendet:** Dienstag, 16. April 2019 16:12  
**An:** Radestock, Martin  
**Betreff:** robotmech

Hallo Herr Radestock,

wir habe die gewünschten Kennwerte leider nicht. Unsere Chemie hat mir folgendes weitergeleitet.

NWSi ist ein Duroplast welche aus verschiedene synthetische Polyole, Acrylatmonomere und Epoxyharze besteht. Verhärtung geschieht durch UV Licht (Laser), mittels Photoinitiatoren welche zum radikalischen und kationischen Vernetzung führt.

Mit freundlichen Grüßen / Best regards

Aljosha Stössl  
Produktionsdisponent

robotmech Stoessl GmbH  
Bundesstrasse 11  
Tel. +43 5523 51031 360  
Fax. +43 5523 51031 80  
Mail. [info@robotmech.com](mailto:info@robotmech.com)  
Web. [www.robotmech.com](http://www.robotmech.com)