

Manuel Johannes Robert Bopp

**Ein Beitrag zur Auslegung und Integration
vibroakustischer Metamaterialien in komplexe
Bauteile am Beispiel von Gehäusestrukturen**

A Contribution to Design and Integration of
Vibroacoustic Metamaterials in Complex
Components using the Example of Housing
Structures

Band 172

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Forschungsberichte



Manuel Johannes Robert Bopp

**Ein Beitrag zur Auslegung und Integration
vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Bauteile
am Beispiel von Gehäusestrukturen**

A Contribution to Design and Integration of Vibroacoustic
Metamaterials in Complex Components using the Example of
Housing Structures

Band 172

Herausgeber Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2024
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Druck WIRmachenDRUCK GmbH, Backnang
0711 99598220

ISSN 1615-8113

Ein Beitrag zur Auslegung und Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Bauteile am Beispiel von Gehäusestrukturen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Manuel Johannes Robert Bopp

Tag der mündlichen Prüfung:	29.11.2023
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung, um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 172

Im modernen Fahrzeug- und Maschinenbau ist ein entscheidender Trend die Reduzierung der Energieverbräuche sowohl bei stationären als auch bei mobilen Systemen. Diese Reduzierung des Energieverbrauchs ist wichtig, um die Herausforderungen des 21. Jahrhunderts zur Reduzierung der Klimagase zu realisieren. Auf Basis dieses Megatrends erfolgt im Produktentstehungsprozess die Optimierung der Teilsysteme, wie zum Beispiel der Antriebssysteme mit ihren Komponenten oder die Auswahl der Energieträger für die Erzeugung der notwendigen Antriebsenergie. Aber auch durch Maßnahmen des Leichtbaus, mit denen allenthalben versucht wird, die Masse insbesondere von bewegten Elementen von Maschinen und Fahrzeugen zu reduzieren, werden wichtige Beiträge generiert. Neben der Anforderung an die Reduzierung des Energieverbrauchs und damit der Optimierung des Wirkungsgrades gibt es aber natürlich weitere Ziele, die realisiert werden müssen, um den notwendigen Kundennutzen und damit die Akzeptanz in den Märkten zu erreichen. Hierzu gehören neben entsprechenden Leistungsdaten – insbesondere bei Arbeitsmaschinen – auch und gerade Komfortaspekte, wie zum Beispiel eine gut gestaltete Mensch-Maschine-Schnittstelle, aber auch eine Optimierung des Schwingungs- und Geräuschkomforts. Dieser sogenannte *NVH-Bereich* stellt eine große Herausforderung im modernen Fahrzeug- und Maschinenbau dar, weil durch den Megatrend Leichtbau die Schwingungsfähigkeit der Strukturen, sowohl im Bereich akustischer als auch nicht-akustischer Schwingungsemissionen, steigt. Deshalb ist es wichtig, für diese Herausforderungen technische Lösungen zu schaffen. Diese technischen Lösungen können entweder aktiv oder passiv sein. Bei aktiven schwingungsdämpfenden Systemen wird zum Beispiel in den Antrieb eingegriffen, um gezielt Schwingungsanregungen zu vermeiden, als Beispiel die Elektromotoren mit ihren Oberwellenanregungen. Passive Schwingungsreduzierung erfolgt klassisch durch das Einbringen von dämpfenden Materialien und die gezielte Verstimmung von schwingungsfähigen Strukturen, beispielsweise durch das Applizieren von Rippen oder Sicken, um so die Membransteifigkeiten zu verändern. Die Schwingungsphänomene treten in der Praxis leider häufig ziemlich am Ende des Entwicklungsprozesses, wenn erste vollgültige Prototypen gebaut werden, wirklich erkennbar auf. Typischerweise ist dann von den entsprechenden Experten mit schnellen Sekundärmaßnahmen eine Verbesserung der akustischen Situation der Maschine zu realisieren. Dies führt dann häufig dazu, dass Gewichtsvorteile aus dem systematischen Leichtbau durch Einbringen von Dämmmaterialien wieder verloren gehen.

Ein interessanter Ansatz ist die Nutzung sogenannter *vibroakustischer Metamaterialien*. Unter vibroakustischen Metamaterialien (VAMM) versteht man Strukturen, die besondere dynamische Eigenschaften aufweisen und so in der Natur nicht vorkommen. Beispielhafte Eigenschaften sind ein negativer Brechungsindex oder eine negative dynamische Masse. VAMM basieren häufig auf periodisch angeordneten mechanischen Resonatoren, die in ihrer Eigenfrequenz als SchwingungsfILTER wirken und so den abgestrahlten Luftstrahl reduzieren. Die Herausforderung bei den vibroakustischen Metamaterialien auf Basis mechanischer Biegeresonatoren ist allerdings häufig die wirtschaftliche Herstellung. Hier kann erst

seit die sogenannten additiven Fertigungsverfahren in größerer Breite verfügbar sind, Fortschritt erreicht werden, da diese Verfahren erlauben, auch komplexere Strukturen für die VAMM zu realisieren.

An dieser Stelle setzt die wissenschaftliche Arbeit von Herrn Dr.-Ing. Manuel Bopp an. Er hat in seiner Forschung eine Methode zur effizienten und gezielten Auslegung und Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Strukturen erarbeitet. Damit hat Herr Dr.-Ing. Bopp einen wichtigen Beitrag in einem hochinteressanten, aktuellen Forschungsfeld an der Schnittstelle zwischen der Produktentwicklung und auch der Produktionssystementwicklung geleistet.

Februar, 2024

Albert Albers

Kurzfassung

Das Vibrations- und Akustikverhalten von Produkten gewinnt zunehmend an Bedeutung und wird immer mehr zu einem kaufentscheidenden Faktor. Der Fokus liegt dabei aber nicht allein auf der Gesamt-Lautstärke, sondern vielmehr auf einem bewusst gestalteten, hochwertigen Geräusch, das einen bestimmten Charakter vermittelt. Neben der allgemeinen Reduktion des Geräuschpegels ist also insbesondere eine präzise akustische Gestaltung von großer Bedeutung.

An dieser Stelle bieten vibroakustische Metamaterialien (VAMM) Vorteile bezüglich Masse und Bauraum gegenüber konventionellen Lösungen. Die in dieser Arbeit betrachteten VAMM basieren dabei auf periodisch angeordneten mechanischen Biege-Resonatoren, die im Bereich ihrer Eigenfrequenz als Schwingungstilger wirken, und so die Schallenergie aufnehmen, noch bevor diese als Störschall abgestrahlt werden kann. Die Resonatoren lassen sich hierzu auf nahezu beliebige Zielfrequenzen auslegen, bei denen dann extrem hohe Absorptionsgrade erreicht werden. Da die Resonatoren sehr kompakt gestaltet werden können, lassen sich hierdurch auch tiefe Frequenzbereiche optimieren, was sich mit konventionellen akustischen Maßnahmen oft schwierig gestaltet.

In der Literatur fehlt es aber an praxisorientierten Auslegungsmethoden und Konstruktions-Regeln, die es Konstrukteuren ermöglichen, VAMM einzusetzen, ohne tiefgreifende Kenntnis über die zugrunde liegenden strukturdynamischen Effekte und Mechanismen zu besitzen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt, mit der Konstrukteure bei der Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe mechanische Strukturen unterstützt werden. Als Anwendungsbeispiel dient dabei ein additiv gefertigtes Untersuchungsgehäuse. Initial wurden Versuche zum dynamischen Verhalten additiv gefertigter Bauteile durchgeführt, um passende Materialkennwerte für die FEM Simulation zu erhalten. Varianten, die in der Simulation zu guten Ergebnissen führten, wurden anschließend gefertigt und mithilfe eines 3D-Laser-Scanning Vibrometers vermessen, um die Wirksamkeit der einzelnen Konzepte und Layouts zu validieren. Die effektivsten Konzepte wurden dann abstrahiert und in Konstruktionsregeln übersetzt.

Zur Validierung der abgeleiteten Konstruktionsregeln wurde ein weiteres Untersuchungsgehäuse konstruiert und gefertigt. Anschließend wurde die zuvor definierte Methode angewendet, um das neue Gehäuse vibroakustisch zu optimieren. Dies führte ebenfalls zu einer deutlichen Körper- und Luftschallreduktion und die Methode konnte somit validiert werden.

Abstract

The vibration and acoustic behavior of products is becoming increasingly important and is becoming more and more of a deciding factor in purchasing. However, the focus is not only on the overall loudness, but rather on a specifically designed, high-quality sound that conveys a certain character. Thus, in addition to the general reduction of the noise level, a precise acoustic design is necessary.

For this purpose, vibroacoustic metamaterials (VAMM) offer advantages in terms of mass and installation space compared to conventional solutions. The VAMM considered in this work are based on periodically arranged mechanical bending resonators that act as vibration dampers in the range of their natural frequency, thus absorbing the sound energy before it is radiated as noise. The resonators can be designed for almost any target frequency, where they can achieve extremely high damping factors. Since the resonators can be designed to be very compact, they can also be used to optimize low frequency ranges, which is often difficult with conventional acoustic measures.

However, there is a lack of practical design methods and design rules in the literature that allow engineers to use VAMM without having in-depth knowledge of the underlying structural dynamic effects and mechanisms.

In this work, a method was developed to assist engineers in integrating VAMM into complex mechanical structures. An additively manufactured research housing serves as application example. Initially, tests were carried out on the dynamic behavior of additively manufactured components in order to obtain suitable material parameters for the FEM simulation. Variants that produced good results in the simulation were then manufactured and measured using a 3D laser scanning vibrometer, to validate the effectiveness of the individual concepts and layouts. The most effective concepts were then abstracted and translated into design rules.

Another research housing was designed and fabricated to validate the derived design rules. The previously defined method was applied to optimize the new enclosure regarding its vibroacoustic behavior. This led to a significant reduction in structure-borne and airborne noise and the method could thus be validated.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, für die wissenschaftliche Betreuung und das mir entgegengebrachte Vertrauen. Während meiner Zeit am IPEK hat er mich stets gefördert und gefordert und durch das Schaffen der entsprechenden Bedingungen und Freiheiten diese Arbeit erst ermöglicht.

Mein Dank gilt ebenso Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, für die Übernahme des Korreferats.

Bei meiner Forschungsgruppe NVH und Systemvalidierung und dem gesamten IPEK-Team möchte ich mich herzlich für die tolle Zusammenarbeit, den fachlichen Austausch und die angenehme und stets hilfsbereite Arbeitsatmosphäre bedanken.

Weiterhin gilt mein Dank den Kollegen des Fraunhofer ICT für die Unterstützung bei der Herstellung der Materialschnitte, sowie den Kollegen des Fraunhofer IOSB, besonders Herrn Jens Ziehn, für seine Unterstützung bei der optischen Bildauswertung. Besonderer Dank gilt außerdem den Kollegen am Institut für Angewandte Materialien - Werkstoffkunde (IAM-WK), insbesondere Herrn Dr. Vincent Sessner, für seine umfangreiche Unterstützung bei der Durchführung und Auswertung der dynamisch-mechanischen Analysen.

Mein herzlichster Dank gilt meiner Familie und Freunden für den Rückhalt, den Freiraum und das Verständnis, auch während turbulenter Phasen in meiner Zeit am Institut.

Hierfür bedanke ich mich von ganzem Herzen.

Stuttgart, Februar 2024

Manuel Bopp

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Inhaltsverzeichnis	vii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xxi
Abkürzungsverzeichnis	xxiii
Formelverzeichnis	xxv
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 Grundlagen der Produktentstehung.....	5
2.1.1 ZHO-Modell.....	5
2.1.2 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz.....	6
2.1.3 Contact & Channel-Approach.....	8
2.1.4 Konstruktionsregeln.....	9
2.2 Grundlagen der Akustik und Schwingungstechnik.....	11
2.2.1 Grundbegriffe und Definitionen der Akustik.....	11
2.2.2 Schallentstehungskette.....	18
2.2.3 Übertragungsfunktionen.....	19
2.2.4 Ausgewählte vibroakustische Messtechnik.....	20
2.2.5 Fast-Fourier-Transformation.....	26
2.3 Maßnahmen zur akustischen Optimierung.....	28
2.3.1 Luftschalldämpfung mittels poröser Materialien.....	28
2.3.2 Körperschalldämpfung und Entdröhnung.....	30
2.4 Finite Elemente Methode (FEM).....	31
2.5 Evolutionäre Optimierungs-Algorithmen.....	32
2.6 Grundlagen vibroakustischer Metamaterialien.....	33
2.6.1 Wellentheorie und Berechnungsmethoden.....	36
2.6.2 VAMM auf Basis von Biegeresonatoren.....	40
2.6.3 Nicht-periodische Anordnungen.....	45
2.6.4 Zwischenfazit VAMM.....	49
2.7 Grundlagen der additiven Fertigung.....	50
2.7.1 Fused Filament Fabrication.....	50
2.7.2 MultiJet Modeling.....	53
2.7.3 Dateiformate und Slicer-Software.....	55

2.7.4	Druck-Parameter.....	56
2.7.5	Bauteileigenschaften additiv gefertigter Teile.....	58
2.7.6	Zwischenfazit additive Fertigung.....	59
2.8	Dynamisch-mechanische Analyse.....	60
3	Motivation und Zielsetzung.....	63
3.1	Motivation.....	63
3.2	Forschungslücke.....	64
3.3	Zielsetzung und Forschungshypothese.....	65
4	Vorgehensweise und Lösungsweg.....	67
5	Dynamische Charakterisierung additiv gefertigter Strukturen.....	71
5.1	Basisgeometrie der Probenkörper.....	71
5.2	Untersuchte Druckparameter.....	72
5.3	Materialschnitte.....	73
5.4	Optische Analyse.....	76
5.5	Dynamisch-mechanische Analyse.....	78
5.6	Quasi-statische Zugversuche.....	80
5.7	Zwischenfazit.....	81
5.8	Charakterisierung additiv gefertigter Resonatoren.....	83
5.8.1	Resonator Geometrie.....	83
5.8.2	Messaufbau und Ergebnisse.....	84
5.8.3	FEM Simulation der Resonatoren.....	88
5.8.4	Zwischenergebnisse und Fehlerbetrachtung.....	90
5.9	Zwischenfazit.....	95
6	Methode zur Integration vibroakustischer Metamaterialien in Gehäusestrukturen.....	97
6.1	Gehäuse und Validierungsumgebung.....	97
6.1.1	C&C ² -Analyse typischer Komfortaktuatoren.....	97
6.1.2	Untersuchungsgehäuse.....	102
6.2	Systemanalyse zur Bestimmung der Zielfrequenz und Modenform.....	104
6.2.1	Parameter-Fitting anhand des Basis-Gehäuses.....	107
6.2.2	Zwischenfazit Systemanalyse.....	108
6.3	Auslegung eines einzelnen Resonators.....	109
6.3.1	Einfluss der Anbindungssteifigkeit.....	110
6.4	Platzierung der Resonatoren.....	115
6.4.1	Platzierung in regelmäßigen rechteckigen Gittern.....	116
6.4.2	Platzierung in regelmäßigen kreisförmigen Gittern.....	120
6.4.3	Platzierung mithilfe evolutionärer Algorithmen.....	121
6.5	Messtechnische Verifikation.....	125
6.6	Ableitung der Konstruktionsregeln.....	128

6.7 Zusammenfassung der Methode zur Integration vibroakustischer Metamaterialien	129
7 Validierung der Methode	133
7.1 Systemanalyse und Bestimmung der Zielfrequenz	134
7.2 Auslegung der Resonatoren	136
7.3 Platzierung der Resonatoren	137
7.4 Messtechnische Validierung im Gesamtsystem.....	142
8 Einordnung und Bewertung der Methode.....	147
9 Zusammenfassung und Ausblick.....	149
Literaturverzeichnis.....	I
Glossar	XIII
Anhang A.....	XV
Materialschnitte aller analysierter AM-Proben.....	XV
Anhang B.....	XIX
FRFs aller gemessener Resonatoren, gruppiert nach Geometrie	XIX

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 Beispiel für vibroakustische Metamaterialien auf Basis mechanischer Biegeresonatoren (Melo Filho, van Belle, Claeys, Deckers & Desmet, 2019)	2
Abbildung 2.1: Erweitertes ZHO-Modell (liegende Acht) (Lohmeyer, 2013).	6
Abbildung 2.2: IPEK-X-in-the-Loop-Framework anhand der Fahrzeugentwicklung nach Albers (Albers et al., 2016).	7
Abbildung 2.3: Der C&C ² -Ansatz - Modellelemente und Grundhypothesen (Matthiesen et al., 2018).....	8
Abbildung 2.4: Konstruktionshypothesen als methodisches Werkzeug zur Prüfung von Vermutungen, in Anlehnung an Matthiesen, Grauberger, Nelius & Hölz (2017)	10
Abbildung 2.5: Grundlegende Wellentypen in unbegrenzten Medien. In ihrer Ruhelage bilden die Teilchen ein quadratisches Punktgitter.(FESI, 2001).....	11
Abbildung 2.6: Charakteristische Schall-Ereignisse im Frequenz- und Zeitbereich. (FESI, 2001).....	12
Abbildung 2.7: Charakteristische Größen und Zusammenhänge zweier harmonischer Schwingungen (Berger, 2021)	14
Abbildung 2.8: Ein-Massen-Schwinger mit Masse m , Federsteifigkeit k und Dämpfungskonstante c (Kollmann et al., 2006).....	15
Abbildung 2.9: Harmonische Schwingungen auf eine Instrumentensaite (De-Academic, 2022)	17
Abbildung 2.10: Beispielhafte Modenformen eines hohlen, dünnwandigen Quaders	18
Abbildung 2.11: Blockschaltbild Schallentstehungskette (Kollmann et al., 2006). .	18
Abbildung 2.12: Übertragungskette nach Kollmann et al. (2006)	20
Abbildung 2.13: Maschinenakustische Messkette (Kollmann et al., 2006)	21
Abbildung 2.14: Aufbau einer Kondensatormikrofon-Kapsel (Möser, 2009).....	22
Abbildung 2.15: Funktionsprinzip eines Beschleunigungsaufnehmers mit piezoelektrischem Element (Möser, 2009)	23

Abbildung 2.16: Beispielhafter Messaufbau mit 3D-Laser-Scanning Vibrometer PSV-400 der Firma Polytec. Auf dem Bildschirm ist das ringförmige Messgitter zu erkennen.....	24
Abbildung 2.17: Detailansicht des montierten Shaker-Stinger-Kraftsensor-Aufbaus zur Anregung des zu untersuchenden Bauteils.....	25
Abbildung 2.18: FFT-Nachbildung $xM(t)$ eines un stetigen Signals xt mit unterschiedlicher Anzahl an Summanden in Anlehnung an Möser (2009)	26
Abbildung 2.19: Übersicht über verschiedene Fensterfunktionen. Links: Fensterfunktion; rechts: Fourier-Transformierte in der „Power“ Darstellung. In Anlehnung an Butz (2011)	27
Abbildung 2.20: Vlies-Matte zur akustischen Dämpfung „M3 Thinsulate®“ mit Absorptionskoeffizienten für verschiedene Ausführungen, in Anlehnung an M3 Company (2021)	29
Abbildung 2.21: Melaminharzschaumstoff „Basotect®“ zur akustischen Dämpfung als Platten (oben links), Mikroskop-Aufnahme (oben rechts) Absorptionskoeffizienten für verschiedene Dicken (unten), in Anlehnung an BASF SE (2021)	29
Abbildung 2.22: Einfluss von zusätzlicher Masse (rot) und erhöhter Steifigkeit (gelb) auf die Mobilität einer Platte. (Zeller, 2012)	30
Abbildung 2.23: Schnitt-Ansicht durch einen mit TET-Elementen vernetzten hohlen Quader in ABAQUS, dargestellt ist die erste Flächenmode.	31
Abbildung 2.24: Ablauf eines Evolutions-Zyklus in Anlehnung an Zhao (2004)	32
Abbildung 2.25: Dichtefunktion der Normalverteilung (Weicker, 2015)	33
Abbildung 2.26: Beispielhafte Darstellung des Linsen-Effekts einer Linien-Quelle nahe einer Anordnung von Zylindern in einem Matrix-Werkstoff. (Craster, 2013)	34
Abbildung 2.27: Verschiedene Konzepte für Resonanz-basierte VAMM (Efimtsov & Lazarev, 2001).....	35
Abbildung 2.28: Schematische Darstellung einer unendlich ausgedehnten Kette aus identischen Feder-Masse-Elementen. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)	37
Abbildung 2.29: (a) Dispersionskurve des eindimensionalen Beispiels. Der rote Kasten stellt die erste Brillouin-Zone dar, grau hinterlegt die irreduzible Brillouin-Zone. (b) Dispersionskurve in der irreduziblen Brillouin-Zone. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)	38

Abbildung 2.30: Schematische Darstellung einer unendlich ausgedehnten Kette aus zwei unterschiedlichen Feder-Masse-Elementen. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)	39
Abbildung 2.31: Dispersionskurven der Struktur mit zwei Massen m_1 und m_2 pro Einheitszelle, aufgetragen in der irreduziblen Brillouin-Zone mit Massenverhältnis: (a) $m_2 = m_1$ (b) $m_2 = 2 * m_1$ (c) $m_2 = 10 * m_1$. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)	40
Abbildung 2.32: Platte mit Gitterstruktur und Resonatoren mit zwei Feder-elementen in Anlehnung an C. Claeys, Deckers, Plumers & Desmet (2016)	40
Abbildung 2.33: Oben: VAMM-Panel mit symmetrisch ausgeführten Resonatoren aus PMMA und Einbausituation in Messkammer. Unten: Skizzierter Aufbau einer Einheitszelle und Prinzipdarstellung des Feder-Masse-Systems. In Anlehnung an Melo Filho et al. (2019).....	41
Abbildung 2.34: Vergleich dreier unterschiedlicher Einheitszellen und jew. zugehöriger Dispersionskurven: (a) einfache Platte mit farblich angedeuteten Modenformen (b) Platte mit zusätzlicher Masse (c) Platte mit Feder-Masse-System. System (c) weist ein Stoppband bei ca. $0,5 f / f\lambda/2$ auf. In Anlehnung an Claeys et al. (2013).....	42
Abbildung 2.35: (a) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Masse (b) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Eigenfrequenz ($m_{res} = 20\%$) (c) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Eigenfrequenz ($m_{res} = 80\%$). In Anlehnung an Claeys et al. (2013)	43
Abbildung 2.36: Gemittelte Auslenkung einiger ausgewählter Varianten der Platte. Das Stoppband bei 490 Hz ist je nach Variante unterschiedlich stark ausgeprägt. In Anlehnung an Claeys et al. (2013)	44
Abbildung 2.37: Auslenkung der Demonstrator-Platte Variante 9 mit 9×14 periodisch angeordneten Resonatoren (gelbe Kreise) bei 478 Hz. Die Resonatoren befinden sich genau in den Knotenlinien und sind dadurch unwirksam. In Anlehnung an Claeys et al. (2013).....	45
Abbildung 2.38: Zwei VAMM Varianten mit nicht voll-besetzter Gitterstruktur: 1P mit Schachbrett-Muster, 1R randomisiert. (Claeys et al., 2016)	46

Abbildung 2.39: Berechnete (oben) bzw. gemessene (unten) Verläufe der Durchgangsdämpfung für die drei Varianten 1F, 1P und 1R. (Claeys et al., 2016).....	46
Abbildung 2.40: (a) Demonstrator-Platte mit drei Bereichen: Anregung auf der gelben Fläche, Metamaterial auf der roten Fläche, Messung auf der grünen Fläche; (b) Anordnung der Resonatoren nach Optimierung, oben mit erzwungener Gitter-Anordnung, unten mit freien Positionen; (c) FRFs der beiden mittig dargestellten Varianten. In Anlehnung an Rehbein et al. (2022)	47
Abbildung 2.41: VAMM mit konstanter Masse (links), linear variierter Masse (mittig) und sinusoidal variierter Masse (rechts), sowie den jeweiligen Transmissibilitäten. In Anlehnung an Wei et al. (2021)	48
Abbildung 2.42: Typischer Aufbau eines Consumer-Grade FFF Druckers (hier: <i>Crealty Ender 3v2</i> , links) und eines Extrusionssystems (rechts), in Anlehnung an Shaqour et al. (2021) und <i>Crealty 3D</i> (2020)	51
Abbildung 2.43: Nahaufnahme einer gebrochenen Zugprobe aus ABSplus, im FFF Verfahren gedruckt. Der Querschnitt misst 15 mm x 3mm (Bopp & Behrendt, 2020)	52
Abbildung 2.44: Schematische Darstellung des MultiJet Verfahrens (Stampfl & Hatzenbichler, 2021).....	54
Abbildung 2.45: Darstellung von 4 Schichten der geslicten Geometrie eines Gehäuse-Bauteils in <i>SuperSlicer</i> . Die Farben korrespondieren mit dem jeweiligen Feature-Typ wie bspw. Konturen (orange), Stützmaterial (grün) und Deck-Schichten (rot).....	55
Abbildung 2.46: Ausgewählte Druckparameter mit jew. einigen Werten aus dem Slicer <i>Stratasys Insight 10.6</i> (Sleiman, 2020)	56
Abbildung 2.47: Prinzipdarstellung eines FFF gedruckten Materials mit wichtigen Druckparametern und deren Auswirkung auf die resultierende Mikrogeometrie (Bopp & Behrendt, 2020).....	57
Abbildung 2.48: Schematische Schnittansicht durch ein im FFF-Verfahren hergestelltes Bauteil (Koch et al., 2017)	58
Abbildung 2.49: Versuchsaufbau zur Durchführung der dynamisch-mechanischen Analyse mit Zugvorrichtung und Temperierkammer, links im Bild ist der Tank für den flüssigen Stickstoff zu sehen. (Sleiman, 2020)	60

Abbildung 5.1: Geslicte Geometrie der Probenkörper in der Slicing Software. Die einzelnen Schichten und der Werkzeugpfad sind gut erkennbar.	72
Abbildung 5.2: Fischgrätendiagramm der einflussreichsten Druckparameter in der Slicer-Software <i>Insight 10.6</i> (Sleiman, 2020).....	72
Abbildung 5.3: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 1, mit nummerierten Einzel-Bahnen und Lineal in Millimetern. (Bopp & Behrendt, 2020)	74
Abbildung 5.4: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 6 (Bopp & Behrendt, 2020).....	75
Abbildung 5.5: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 4 (Bopp & Behrendt, 2020).....	75
Abbildung 5.6: Verarbeitetes Schnitt-Bild mit identifizierten Regionen <i>Material</i> (rot), <i>Lücke</i> (grün) und <i>Hintergrund</i> (schwarz) (Bopp & Behrendt, 2020).....	76
Abbildung 5.7: Blau: Prozentualer Lückenanteil aller Materialschnitte. Rot: Aus der Dichte abgeschätzter Lückenanteil. Grau: Set 2 ist ungültig....	77
Abbildung 5.8: Versuchsaufbau zur Durchführung der DMA: Flüssiger Stickstoff Tank links im Bild, dynamische Zug-Mess-Vorrichtung mit vertikal eingespannter AM-Probe rechts (Sleiman, 2020).....	78
Abbildung 5.9: Masterkurven für Speicher- und Verlustmodul im Frequenzbereich 0,01 Hz bis 20 kHz aus der DMA mit <i>ABSplus</i> Proben (Bopp & Behrendt, 2020)	79
Abbildung 5.10: Versuchsaufbau zur Durchführung der quasi-statischen Zugversuche (Bopp & Behrendt, 2020)	80
Abbildung 5.11: Streuung der E-Module der untersuchten <i>ABSplus</i> Proben (Bopp & Behrendt, 2020)	81
Abbildung 5.12: Vergleich der E-Module aus den unterschiedlichen Bestimmungs-Ansätzen: Aus Lückenanteil bzw. Dichte berechnet sowie dynamisch und statisch gemessen.....	82
Abbildung 5.13: Einzelner Resonator (ID1500) (Bopp et al., 2021).....	83
Abbildung 5.14: Detailansicht eines montierten Resonators. Im rechten Bild ist das Messgitter der PSV Messung in der Ruhelage (rot), sowie in den Punkten minimaler und maximaler Auslenkung (blau) dargestellt. (Bopp et al., 2021)	85
Abbildung 5.15: FRFs aller gemessener Elemente aus ABS, Geometrievarianten sind farblich gruppiert. (Bopp et al., 2021).....	86

Abbildung 5.16: FRFs aller gemessener Elemente aus PLAA. (Bopp et al., 2021)	86
Abbildung 5.17: FRFs aller gemessener Elemente aus PLAX. (Bopp et al., 2021)	87
Abbildung 5.18: FRFs aller gemessener Elemente aus VeroWhite, (Bopp et al., 2021)	88
Abbildung 5.19: Erste drei Eigenmoden des Resonators ID1200 in der Simulation (oben) und PSV Messung (unten) (Bopp et al., 2021)	89
Abbildung 5.20: Erste drei Eigenmoden des Resonators ID1500 in der Simulation (oben) und PSV Messung (unten) (Bopp et al., 2021)	90
Abbildung 5.21: Übersicht über alle extrahierten Eigenfrequenzen aller Resonatoren. Die FEM Analyse wurde für Materialparameter von ABS durchgeführt (Bopp et al., 2021)	91
Abbildung 5.22: Über Parameterfitting ermittelte E-Module für PLAA und PLAX... 92	
Abbildung 5.23: Nahaufnahme der Resonatoren, hier ID1500 aus PLA. Die Lücke innerhalb des Federelements ist deutlich zu sehen.	93
Abbildung 5.24: Links: FEM Simulation, erste Mode bei 953 Hz. Rechts: pausierter Druck mit eingesetztem M3 Insert. (Bopp & Albers, 2022b)....	93
Abbildung 5.25: Eigenfrequenzen der optimierten Resonatoren in PLA (Bopp & Albers, 2022b)	94
Abbildung 6.1: Übersicht über verschiedene Bauarten von Komfortaktuatoren. In Anlehnung an Huang (2018), Continental (2022), Huf Hülsbeck & Fürst (2022) und Bosch (2022).....	98
Abbildung 6.2: Innenleben zweier beispielhafter Komfortaktuatoren. Links: CAD Darstellung mit transparentem Gehäuse; rechts: geöffnetes Gehäuse einer Parkbremse. In Anlehnung an Huang (2018)..	99
Abbildung 6.3: Anregungsmechanismen und beispielhafte Kraftflussanalyse eines Fensterheber- Antriebs mithilfe des C&C ² -Ansatzes, in Anlehnung an Huang (2018).....	100
Abbildung 6.4: Schematische Darstellung nach C&C ² -A des Kraftflusses für zwei Positionen eines Resonator-Elements: (a) Platzierung im Übertragungspfad, (b) Platzierung auf der abstrahlenden Fläche.....	101
Abbildung 6.5: Links: Basisteil des Gehäuses; Mitte u. rechts: quaderförmiger bzw. zylindrischer Deckel, jeweils mit Ersatzwelle	103
Abbildung 6.6: Prüfstands Aufbau zur Vermessung der Untersuchungsgehäuse mit Shaker, Stinger, Kraftsensor, Ersatzwelle, Gehäuse und PSV	103

Abbildung 6.7: Akustische Kapselung des Untersuchungsgehäuse und des Mikrofons zur Luftschallmessung. (Guo, 2020)	104
Abbildung 6.8: Übertragungsfunktionen für Oberflächenbeschleunigung (gemittelt über alle Messpunkte) und Luftschall für das rechteckige Gehäuse aus PLA im Basis Zustand ohne Resonatoren.....	105
Abbildung 6.9: Schwingformen des rechteckigen Gehäuses für die drei relevanten Eigenfrequenzen. Oben: Darstellung aus PSV Messung. Unten: Ergebnisse der FEM Simulation des Deckels.....	106
Abbildung 6.10: Vergleich verschiedener Deckel aus weißem und orangenem PLA. Wiederholungsmessungen weisen kaum Abweichungen auf, das verwendete Filament führt jedoch zu merklichen Abweichungen.....	106
Abbildung 6.11: Links: FEM Modell des Deckels mit Auswertepunkten zur Erstellung der FRFs. Rechts: Beispielhafte Kurvenschar aus dem Parameter-Fitting Algorithmus im FEM Programm für Punkt 1; E-Module wurden zwischen 2800 MPa und 3400 MPa variiert, das Schubmodul zwischen 800 MPa und 1000 MPa.	107
Abbildung 6.12: FRF des Parametersatzes mit der besten Übereinstimmung zur PSV-Messung	108
Abbildung 6.13: Geometrie und erste Eigenmode (rechts) des Biegeresonators, als freie Variable dient die Höhe des Masseblocks (links rot markiert)	109
Abbildung 6.14: Aufbau des FEM Modells zur Untersuchung des Einflusses der lokalen Anbindungssteifigkeit	111
Abbildung 6.15: FRFs zur Analyse der Anbindungssteifigkeit. Oben: Platte mit Punktmasse; Mitte: einzelner Resonator, Beschleunigung auf Platte gemessen; Unten: einzelner Resonator, Beschleunigung auf Resonator gemessen	112
Abbildung 6.16: Aufbau des FEM Modells mit 6x7 Resonatoren, 16 mm Abstand	113
Abbildung 6.17: FRFs zur Analyse der Anbindungssteifigkeit. Oben: Platte mit 42 Resonatoren, Beschleunigung auf Platte gemessen; Unten: Platte mit 42 Resonatoren, Beschleunigung auf Resonator gemessen	114
Abbildung 6.18: In der Simulation fixierte Gehäuseflächen (rot) und Koordinatensystem (links), Auswertepunkte (mittig) und Darstellung der	

ersten Modenform mit 5-5-5 90° Layout (rechts). (Bopp & Albers, 2022b)	115
Abbildung 6.19: Darstellung einiger ausgewählter Layouts in regelmäßigen Gittern	116
Abbildung 6.20: FRFs einiger ausgewählter Gitter-Layouts mit Zielfrequenz 1000 Hz und Stoppband (rot). (Bopp & Albers, 2022b).....	117
Abbildung 6.21: Detailansicht der drei effektivsten Layouts mit rechteckigem Gitter	118
Abbildung 6.22: Querschnitt durch das Layout 3-3-3 90° mit 20/25 mm Abstand bei den Deckel-Eigenfrequenzen 1075 Hz (a), 2115 Hz (b) und 3325 Hz (c). (Bopp & Albers, 2022a)	119
Abbildung 6.23: FRFs und Querschnitte durch Layout 3-3-3 90° (links) und 0° (rechts) mit Zielfrequenz 3200 Hz (Bopp & Albers, 2022a) ...	119
Abbildung 6.24: Iso-Linien der ersten Mode, 3 Resonatoren sind mit ihrer Biegeachse parallel dazu orientiert (Bopp & Albers, 2022a) .	120
Abbildung 6.25: Kreisförmige Layouts mit jeweils 15 Resonatoren und unterschiedlichen Radien. (Bopp & Albers, 2022b).....	121
Abbildung 6.26: FRFs der kreisförmigen Layouts mit jeweils 15 Resonatoren und unterschiedlichen Teilkreisen. (Bopp & Albers, 2022b).....	121
Abbildung 6.27: Prinzip-Ablauf des evolutionären Algorithmus zur Optimierung der Resonator-Positionen	122
Abbildung 6.28: Integrale der FRFs über den Frequenzbereich 0,5 – 1,5 kHz für 20 Generationen mit deutlich sichtbarer Flächenreduktion von 1,36 auf 1,04.....	123
Abbildung 6.30: FRFs der besten Lösungen nach jeweils fünf Generationen. Der Auswertebereich zur Berechnung der Integrale ist oben rot markiert und unten im Detail dargestellt. In Anlehnung an (Bopp & Albers, 2022b).....	124
Abbildung 6.31: Vergleich der simulierten FRFs einiger signifikanter Varianten: Leeres Gehäuse („Blank“), Gehäuse mit Rippe („Rib“), Gehäuse mit 3-3-3 Layout und Gehäuse mit unregelmäßigem Layout aus Generation 20 der Optimierung.	125
Abbildung 6.32: FRFs einiger ausgewählter Varianten, Zielfrequenz der Resonatoren beträgt 1000 Hz. Oben: Übersicht 0,5 – 4 kHz; Unten: Detailansicht 0,5 – 1,5 kHz. (Bopp & Albers, 2022b) .	126

Abbildung 6.33: Vergleich von Körperschall („surface acc“, durchgezogene Linien) und Luftschall („SPL“, gestrichelte Linien). (Bopp & Albers, 2022b).....	127
Abbildung 6.34: Vergleich der gemessenen FRFs einiger signifikanter Varianten: Leeres Gehäuse („Blank“, rot), Gehäuse mit Rippe („Rib“, gelb), Gehäuse mit VAMM in 3-3-3 Layout (blau). (Bopp & Albers, 2022b).....	128
Abbildung 6.35: Zusammengefasster Prozess zur Integration von VAMM in komplexe Bauteile. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)	131
Abbildung 7.1: Oben: CAD-Darstellung des Validierungs-Gehäuses. Unten: Aufgebautes Gehäuse für PSV-Messungen.....	133
Abbildung 7.2: Erster Schritt der vorgestellten Methode: Bestimmung der Zielfrequenz. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a).....	134
Abbildung 7.3: Modenformen und FRFs der Auslenkung aus der PSV Messung sowie aus der FEM Simulation für die Schubmodule 800 MPa und 900 MPa. E-Modul in X- und Y-Richtung beträgt für beide Varianten 2800 MPa, in Z-Richtung 3200 MPa.	135
Abbildung 7.4: Luftschallmessung für zwei Druck-Varianten des Deckels mit identischer STL Datei aber unterschiedlicher Aufbaurichtung	136
Abbildung 7.5: Zweiter Schritt der vorgestellten Methode: Auslegung der Resonatoren. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a).....	136
Abbildung 7.6: Resonatoren aus weißem PLA für Zielfrequenzen 1000 Hz (links) und 3300 Hz (rechts), Geometrieparameter nach Tabelle 12	137
Abbildung 7.7: Dritter Schritt der vorgestellten Methode: Anzahl und Positionierung der Resonatoren im Trägerbauteil. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a).....	138
Abbildung 7.8: Modenformen bei 1130 Hz und 3530 Hz. Oben: PSV Messung. Mitte: Draufsicht aus der Simulation mit Nulllinien in Rot. Unten: 3D-Ansicht der FEM Simulation mit Iso-Linien	139
Abbildung 7.9: Deckel mit 12 Resonatoren, Zielfrequenz 1000 Hz mit verschiedenen Winkeln: 0° (links), 90° (mittig) und ±90° (rechts)	140
Abbildung 7.10: FRFs für verschiedene Varianten des Deckels aus der Simulation: Leerer Deckel, verschiedene Anzahl und Ausrichtungen der Resonatoren.....	140
Abbildung 7.11: Oben: Modenformen bei 1075 Hz (links) und 3530 Hz (rechts) Unten links: Deckel mit 8 Resonatoren 0°, Zielfrequenz 1000 Hz	

Unten rechts: Deckel mit 3 Resonatoren 0°, Zielfrequenz 3300 Hz	141
Abbildung 7.12: Berechnete FRFs für verschiedene Varianten des Deckels: Leerer Deckel, verschiedene Anzahl und Ausrichtungen der Resonatoren	142
Abbildung 7.13: Vierter Schritt der vorgestellten Methode: Validierung im Gesamtsystem. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)	142
Abbildung 7.14: FRFs für verschiedene Resonator-Bestückungen des Deckels aus PSV Messung (Körperschall, unten) und Mikrofon (Luftschall, oben)	143
Abbildung 7.15: Gemessene Schwingformen für 8 Resonatoren bei 1000 Hz (links) und 3 Resonatoren bei 3300 Hz (rechts)	144

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Auswahl der Parametersätze zur Untersuchung des Einflusses des Resonator-Abstandes in Anlehnung an Claeys et al. (2013)44
Tabelle 2:	Ausgewählte Materialparameter der für FFF verwendeten Materialien:.....53
Tabelle 3:	Materialparameter des MultiJet Materials <i>VeroWhite</i>54
Tabelle 4:	Parametersätze und zugehörige Druckparameter zur Herstellung der Probenkörper.73
Tabelle 5:	Ergebnisse der optischen Analyse und der Dichtemessung der AM Materialproben (Bopp & Behrendt, 2020).....77
Tabelle 6:	Speicher- bzw. E-Module der verschiedenen Proben.....82
Tabelle 7:	Parameter und ID der Resonatoren.....84
Tabelle 8:	Resultate der Mesh-Studie für die Resonatoren ID1200 und ID150089
Tabelle 9:	Standardabweichungen der optimierten PLA Resonatoren94
Tabelle 10:	Abaqus-Materialwerte für weißes <i>Prusa</i> PLA Filament aus dem Parameterfitting des quaderförmigen Gehäusedeckels 108
Tabelle 11:	Übersicht der Layout-Parameter für regelmäßige Gitter 116
Tabelle 12:	Geometrie-Parameter für die Resonatoren mit Zielfrequenzen 1000 Hz und 3300 Hz..... 137

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
AM	Additive Manufacturing, dt.: Additive Fertigung, 3D Druck
C	Connector
C&C ² -A	Contact & Channel-Approach
DMA	Dynamisch-mechanische Analyse
EoL	End of Line
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFF	Fused Filament Fabrication
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FRF	Frequency Response Function, dt. Übertragungsfunktion
HEX	Hexaeder Element in FEM
IEPE	Integrated Electronics Piezo Electric
IPEK XiL	IPEK X-in-the-Loop-Ansatz
KaSPro	Karlsruher Schule für Produktentwicklung
LSS	Leitstützstruktur
MAC	Modal Assurance Criterium
PEP	Produktentwicklungsprozesses
PETG	Polyethylenterephthalat mit Glykol
PLA	Poly-Lactic-Acid
PSV	Polytec 3D-Laser-Scanning-Vibrometer
SPL	Sound Pressure Level, dt.: Schalldruckpegel
STD	Standardabweichung
TET	Tetraeder Element in FEM
ÜF	Übertragungsfunktion, s. FRF

VAMM	Vibroakustische Metamaterialien
WF	Wirkfläche
WFP	Wirkflächenpaar
ZHO	Zielsystem, Handlungssystem, Objektsystem

Formelverzeichnis

a	Oberflächenbeschleunigung in m/s^2
v	Oberflächenschwingschnelle in m/s
a_0	Bezugswert für Oberflächenbeschleunigung: $10^{-6} \frac{m}{s^2}$
v_0	Bezugswert für Oberflächenschwingschnelle: $5 * 10^{-8} \frac{m}{s}$.
\hat{x}	Amplitude
ω	Kreisfrequenz
t	Zeit
φ_0	Nullphasenwinkel
c	Schallgeschwindigkeit
f	Frequenz
λ	Wellenlänge
m	Masse
k	Steifigkeit
c	Dämpfungskonstante
F	Kraft
P	Schalleistung
ρ	Dichte
σ	Abstrahlgrad
S	Abstrahlende Oberfläche
H	Übertragungsfunktion

1 Einleitung

Das Vibrations- und Akustikverhalten von Produkten gewinnt zunehmend an Bedeutung und wird immer mehr zu einem kaufentscheidenden Faktor. Eigenschaften wie Umweltfreundlichkeit, Lebensdauer und die fehlerfreie Erfüllung technischer Funktionen werden zunehmend zu Basis-Merkmalen (vgl. Kano, Seraku, Takahashi & Ichi Tsuji, 1984), die als selbstverständlich vorausgesetzt werden. Generell werden Kaufentscheidungen zunehmend emotionalisiert und qualitative sowie komfort-technische Merkmale werden wichtiger, um sich von der Konkurrenz abzuheben. Darüber hinaus zählt das vibroakustische Verhalten, neben dem Design, zu den direkt erlebbaren Eigenschaften eines Produkts, und hat daher einen besonders großen Einfluss auf dessen Wahrnehmung und eine eventuelle Kaufentscheidung. (Zeller, 2012) Der Fokus liegt dabei aber nicht allein auf der Gesamt-Lautstärke, sondern vielmehr auf einem bewusst gestalteten, hochwertigen Geräusch, das einen bestimmten Charakter aufweist. Neben der allgemeinen Reduktion des Geräuschpegels ist also insbesondere eine präzise akustische Gestaltung von großer Bedeutung. In vielen Fällen ist ein gewisses Geräusch sogar explizit erwünscht, bspw. um den Anwendenden eine Rückmeldung über die erfolgreiche Ausführung einer bestimmten Funktion zu geben. Insbesondere bei sicherheitskritischen Funktionen kann ein fehlendes Geräusch schnell zu Unsicherheit führen, insbesondere wenn die Funktion nur schwer visuell überprüft werden kann, wie bspw. das Anziehen einer elektrischen Parkbremse oder das Abschließen eines Fahrzeugs per Fernbedienung.

Es wird zukünftig also immer wichtiger, die auftretenden Geräusche technischer Produkte gezielt zu gestalten. Das Geräuschverhalten eines Systems wird dabei neben seinen strukturdynamischen Eigenschaften ganz maßgeblich durch seine Einbausituation bestimmt. Diese sind jedoch nicht immer bekannt oder eindeutig: Zulieferer kennen unter Umständen die Einbausituation ihrer Komponenten nicht genau, und stochastische Einflüsse aus dem Montage- oder Fertigungsprozess führen zu Schwankungen im Schwingverhalten der Komponenten. Dies führt dazu, dass akustische Probleme oftmals erst erkannt werden bzw. auftreten, wenn ein betriebsfähiger Prototyp vorhanden ist. Dann befindet man sich jedoch naturgemäß bereits in einer sehr späten Phase des Produktentwicklungsprozesses, bei der Bauteiländerungen gemäß der *rule-of-ten* (Ehrlenspiel & Meerkamm, 2017) nur noch unter immensem Kostenaufwand durchgeführt werden können. Zur Behebung akustischer Probleme werden dann in der Regel sogenannte Sekundärmaßnahmen eingesetzt, die über zusätzliche Masse oder innere Reibung Energie aus dem System dissipieren. Je nach Problemstellung können dies bspw. Bitumenmatten

oder Vliese sein, die auf problematische Flächen aufgebracht werden. Solche Maßnahmen haben in aller Regel ein relativ breites, undefiniertes Frequenzspektrum in dem gute Absorptions- bzw. Dämpfungsgrade erzielt werden können, was zur generellen Geräuschminderung zwar von Vorteil sein kann, für eine gezielte spektrale Beeinflussung aber ungeeignet ist (Zeller, 2012). Auch die Bedämpfung tiefer Frequenzen gestaltet sich mit solchen Materialien schwierig und führt zu hohen zusätzlichen Massen.

An dieser Stelle können vibroakustische Metamaterialien (VAMM) Vorteile bezüglich Masse und Bauraum gegenüber konventionellen Lösungen bieten. Unter VAMM fasst man künstlich hergestellte Materialien zusammen, die besondere dynamische Eigenschaften aufweisen, die so in der Natur nicht vorkommen. Häufig genannte Eigenschaften sind bspw. ein negativer Brechungsindex oder eine negative dynamische Masse (s. Kapitel 2.5). Viele Konzepte für VAMM basieren dabei auf periodisch angeordneten mechanischen Resonatoren, die in ihrer Eigenfrequenz als Schwingungstilger wirken und auf diese Weise Energie aufnehmen, die sonst in Form von Luftschall abgestrahlt, und als Störgeräusch wahrgenommen werden würde (Claeys, Deckers, Pluymers & Desmet, 2016; Efimtsov & Lazarev, 2001). Ein Beispiel für ein VAMM auf Basis mechanischer Biegeresonatoren ist in Abbildung 1.1 dargestellt.

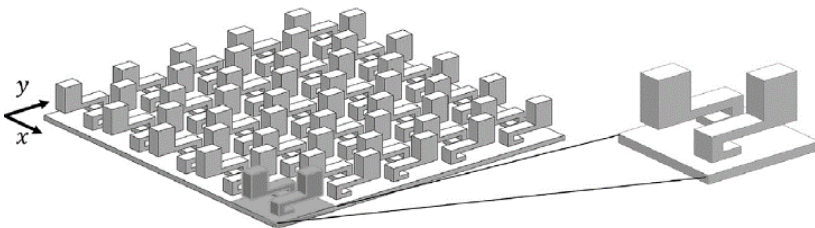


Abbildung 1.1 Beispiel für vibroakustische Metamaterialien auf Basis mechanischer Biegeresonatoren (Melo Filho, van Belle, Claeys, Deckers & Desmet, 2019)

Durch die periodische Anordnung vieler solcher Resonatoren auf einem Bauteil entstehen sogenannte „Stoppbänder“, d.h. Frequenzbereiche in denen die Wellenausbreitung in der Träger-Struktur nahezu vollständig verhindert wird (Economou & Sigalas, 1993; Kushwaha, Halevi, Dobrzynski & Djafari-Rouhani, 1993). Die Resonatoren lassen sich dabei auf beliebige Zielfrequenzen auslegen, und bieten dadurch die Möglichkeit, unerwünschte Geräuschanteile sehr gezielt und schmalbandig zu reduzieren. Die Resonatoren können dabei deutlich kleiner

gestaltet werden als die zu bedämpfende Wellenlänge, wodurch bisherige Bauraumrestriktionen um ein Vielfaches unterschritten werden können. Die Zielfrequenz liegt für dieses Beispiel bei etwa 560 Hz, die Einheitszelle weißt lediglich eine Höhe von 14 mm auf. Poröse Absorber benötigen hier üblicherweise mindestens eine Materialstärke von 150 mm.

Die wirtschaftliche Herstellung und Erforschung vieler Konzepte für VAMM ist erst durch die breite Verfügbarkeit additiver Fertigungsverfahren (engl. *additive manufacturing*, AM) in den letzten Jahren ermöglicht worden. In der Literatur finden sich daher bislang hauptsächlich Anwendungsbeispiele mit relativ einfachen Geometrien wie Platten oder Zylindern, bei denen die grundlegende Wirkungsweise sowie entsprechende Berechnungsmethoden im Fokus stehen (Claeys et al., 2016; Manushyna, Atzrodt & Deschauer, 2020; Melo Filho et al., 2019; Wei, Chronopoulos & Meng, 2021). Insbesondere fehlt es an praxisorientierten Auslegungsmethoden und Konstruktions-Regeln, die es Konstrukteuren ermöglichen, VAMM einzusetzen, ohne tiefgreifende Kenntnis über die zugrunde liegenden strukturdynamischen Effekte und Mechanismen zu besitzen. Hierzu soll diese Arbeit einen Beitrag leisten, indem Regeln abgeleitet werden, wie VAMM Strukturen in Abhängigkeit der auftretenden Schwingmoden und Anregungsmechanismen in die jeweilige Träger-Struktur integriert werden müssen.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Diese Arbeit befasst sich mit der Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Bauteilstrukturen. In diesem Kapitel werden die relevanten Grundlagen und der Stand der Forschung beschrieben. Nach den Grundlagen der Produktentstehung und der Modellbildung werden in Kapitel 2.2 die Grundlagen der Akustik, der akustischen Messtechnik sowie ausgewählte numerische Methoden vorgestellt. Anschließend werden in Kapitel 2.7 die Grundlagen der additiven Fertigung näher erläutert. Um die so hergestellten Bauteile berechnen zu können, wurden Materialproben gefertigt und mittels dynamisch-mechanischer Analyse charakterisiert. Die Grundlagen dieses Verfahrens werden in Kapitel 2.8 vorgestellt, bevor schließlich in Kapitel 2.5 der Stand der Forschung bzgl. vibroakustischer Metamaterialien erläutert und die Forschungslücke herausgearbeitet wird.

2.1 Grundlagen der Produktentstehung

In diesem Kapitel sollen zunächst die relevanten Grundlagen der KaSPro – Karlsruher Schule für Produktentwicklung vorgestellt werden. Dabei wird insbesondere auf diejenigen Elemente der KaSPro eingegangen, die im Lauf der Arbeit genutzt wurden und die die Grundlage für das methodische Vorgehen dieser Arbeit bilden. Neben dem erweiterten ZHO-Modell, welches die grundlegende Struktur jedes Produktentwicklungsprozesses (PEP) beschreibt, werden insbesondere der IPEK X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK XiL) sowie der Contact & Channel-Approach (C&C²-A) vorgestellt, die die methodische und modelltheoretische Grundlage der vorliegenden Arbeit bilden. Die folgenden Unterkapitel basieren im Wesentlichen auf Albers & Wintergerst (2014), Albers, Behrendt, Klingler & Matros (2016), Albers, Behrendt, Schroeter, Ott & Klingler (2013) und Lindemann (2016).

2.1.1 ZHO-Modell

Der Prozess der Produktentwicklung kann nach Albers (2010) beschrieben werden als eine Transformation eines (anfänglich unscharfen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem, mithilfe eines Handlungssystems. Diese Beschreibung wird im ZHO-Modell zusammengefasst. Das Zielsystem enthält dabei alle gewünschten bzw. geforderten Eigenschaften und Randbedingungen eines Produkts. Das Objektsystem enthält alle zur Durchführung notwendigen Informationen und

Artefakte, die als Teillösung und Lösung während des PEPs entstehen. Das Handlungssystem enthält alle Ressourcen, Aktivitäten, Methoden und Prozesse die für die Transformation von Zielsystem in Objektsystem benötigt werden. Hierzu zählen insbesondere Personal, Prüfstände, Werkzeuge und Software, aber auch Prozessmodelle und Methoden, die in diesem Kontext ebenfalls als Werkzeuge betrachtet werden können.

Die Transformation des Zielsystems in ein Objektsystem erfolgt dabei iterativ durch abwechselnde Analyse und Synthese der beiden Systeme. Die Analyse des Objektsystems zur Erweiterung der Wissensbasis kann dabei als Validierung verstanden werden, während die Analyse des Zielsystems zur Präzisierung des Lösungsraums als Kreation oder Design bezeichnet werden kann. (Fischer, 2018) Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.1 verbildlicht.

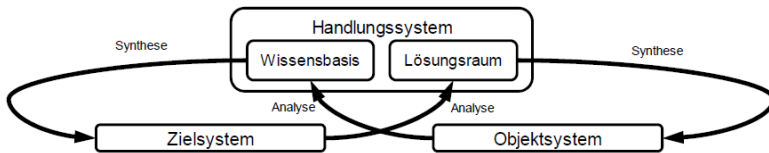


Abbildung 2.1: Erweitertes ZHO-Modell (liegende Acht) (Lohmeyer, 2013).

Wie bereits beschrieben findet der Produktentwicklungsprozess dabei immer iterativ statt. Dies lässt sich auch in größerem Maßstab beobachten, da auch eine Entwicklung von einer Produktgeneration zur nächsten als kontinuierliche Weiterentwicklung aufgefasst werden kann. Diesen Umstand systematisieren Albers, Rapp, Birk & Bursac (2017) und führen den Begriff der PGE – Produktgenerationsentwicklung ein. Im Rahmen immer kürzer werdenden Entwicklungszyklen und steigendem Zeit- und Kostendruck ist es notwendig, die Zyklen so kurz wie möglich zu halten, und Unsicherheiten möglichst früh und kontinuierlich zu reduzieren. Um diese kurzen Zyklen zu ermöglichen, werden im Rahmen dieser Arbeit additive Fertigungsverfahren eingesetzt, die ein schnelles Durchlaufen der Synthese- und Validierungsschritte ermöglichen und gleichzeitig eine möglichst hohe Gestaltungsfreiheit zulassen.

2.1.2 IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz

Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL) ist nach Albers et al. (2013) ein Framework zur durchgängigen, holistischen, kundenzentrierten Synthese und Validierung von Fahrzeugen, unter Beachtung der interagierenden Systeme Umwelt und Fahrer, sowie aller relevanten Manöver und Testfälle (Albers et al., 2016). Der

IPEK-XiL-Ansatz greift das Konzept der „in-the-Loop“ Methoden (z.B. Software-in-the-Loop, Hardware-in-the-Loop usw.) auf und verallgemeinert das betrachtete System. Das „X“ steht dabei für „...das physische und/oder virtuelle (Teil-)System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen“ (Albers et al., 2016, S. 560). Die Validierung eines (Sub-)Systems muss immer im Kontext seines Super-Systems, seiner verbundenen, interagierenden Systeme erfolgen, um alle für ein bestimmtes Validierungsziel relevanten Einflüsse und Wechselwirkungen abzubilden. Soll ein Teilsystem validiert werden, so müssen alle relevanten Teile des Rest-Systems entsprechend durch die Validierungsumgebung mit abgebildet werden. Dies kann dabei sowohl in Hardware als auch Software geschehen. Hierdurch ist es möglich, ein System auf unterschiedlichen Detail-Ebenen zu validieren, angefangen auf Gesamtsystemebene bis hin zum einzelnen Wirkflächenpaar (vgl. Kapitel 2.1.3). Dieses Konzept wird in Abbildung 2.2 für ein Kraftfahrzeug dargestellt.

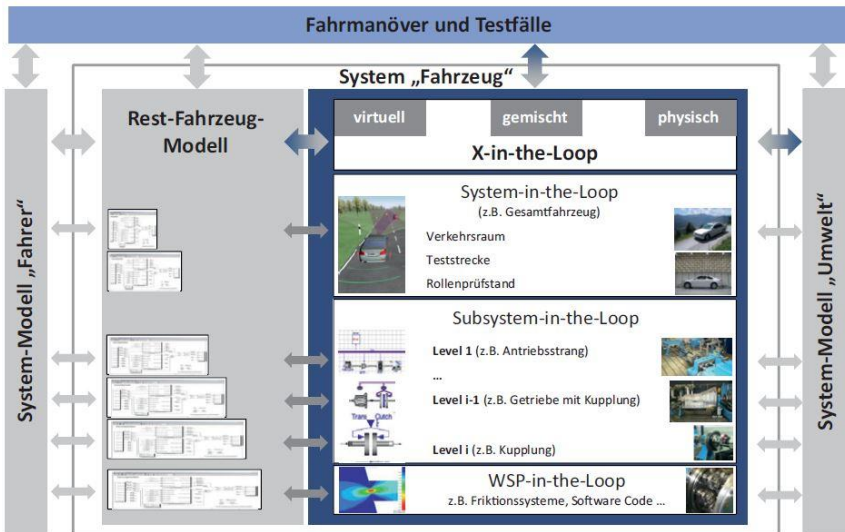


Abbildung 2.2: IPEK-X-in-the-Loop-Framework anhand der Fahrzeugentwicklung nach Albers (Albers et al., 2016).

Das zu untersuchende System steht im Zentrum und wird, je nach Detaillierungsgrad, durch verschiedene Rest-System-Modelle ergänzt, um valide Ergebnisse zu erhalten. Links und rechts sind die sog. „Connected Systems“ als

System-Modelle „Fahrer“ und „Umwelt“ abgebildet, die im Falle einer Fahrzeugvalidierung bspw. ein Fahrerroboter und ein Rollen-Prüfstand repräsentieren können. Im Kontext der vorliegenden Arbeit und allg. vibroakustischer Fragestellungen ist das IPEK-XiL von besonderer Relevanz, da das dynamische Verhalten von Bauteilen ganz maßgeblich von seiner Einbausituation bestimmt wird. Eine korrekte Abbildung der Anbindungssteifigkeiten sowie der Anregungsmechanismen ist also eine Grundvoraussetzung um valide Ergebnisse zu erhalten.

2.1.3 Contact & Channel-Approach

Der Contact & Channel Approach ist ein Modellbildungsansatz zur Abbildung von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen technischer Systeme. Initial als Contact & Channel Model (C&CM) von Albers, Ohmer & Eckert (2004) eingeführt, wurde der Ansatz stetig zum heutigen C&C²-A weiterentwickelt. Das „C²“ repräsentiert dabei das hinzugekommene Kernelement „Connector“, welches die Abbildung verbundener Systeme und der Umwelt ermöglicht (Albers & Wintergerst, 2014). Die wesentlichen Elemente sowie die zugehörigen Grundhypothesen des C&C²-A sind in Abbildung 2.3 dargestellt und werden im Folgenden kurz erläutert. Die folgenden Ausführungen beziehen sich dabei im Wesentlichen auf Matthiesen et al. (2018) und Grauberger et al. (2019, S. 4–5).

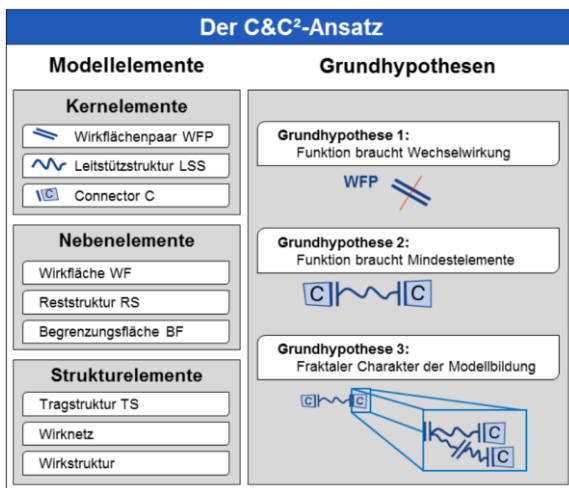


Abbildung 2.3: Der C&C²-Ansatz - Modellelemente und Grundhypothesen (Matthiesen et al., 2018)

Wirkflächenpaar (WFP)

„Wirkflächenpaare sind Flächenelemente. Sie werden gebildet, wenn zwei beliebig geformte Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern in Kontakt treten und am Energie-, Stoff- und/oder Informationsaustausch beteiligt sind.“

Leitstützstruktur (LSS)

„Leitstützstrukturen sind Volumenelemente. Sie beschreiben Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie und/oder Information zwischen ihnen ermöglichen.“

Connector (C)

„Connectoren integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Gestaltungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Sie sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Connectoren haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung. Die Systemumgebung liegt damit im Betrachtungsraum aber nicht im aktuellen Gestaltungsraum.“

Wirkfläche (WF)

„Wirkflächen sind Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise in Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und dann ein Wirkflächenpaar bilden.“

WF selbst sind dabei keine Kernelemente, sondern für sich allein lediglich Nebenelemente. Wie in den Hypothesen beschrieben, sind zur Erfüllung einer technischen Funktion mindestens zwei durch eine LSS verbundenen WFPs notwendig. Ein System, das kein Wirkflächenpaar mit seiner Umwelt bildet erfüllt keine Funktion. (Albers, 2010)

2.1.4 Konstruktionsregeln

Ziel dieser Arbeit ist es, Konstrukteure und Entwickler bei der Integration von VAMM in Komponenten methodisch zu unterstützen. Ein wichtiger Baustein hierfür ist die Formulierung konkreter Gestaltungs- und Konstruktionsregeln. Konstruktionsregeln sind nach Marz, Burkhardt & Albers (2004, S. 2) konkrete Handlungsanweisungen an den Konstrukteur, die sich aus den technologischen Grundanforderungen

ergeben: „Konstruktionsregeln bilden ein methodisches Hilfsmittel für den Konstrukteur, durch welches Wissen verschiedener Disziplinen konstruktionsrelevant interpretiert in anweisender Form unmittelbar in den Entwurf eingebracht wird.“ In einem Extraktionsschritt werden Merkmale und Parameter der jeweiligen Technologie, die einen Einfluss auf das Konstruktionsziel haben, möglichst quantifizierbar aufgenommen. Diese werden dann auf mögliche Bauteil- und Systemstrukturen projiziert und konstruktionsrelevant interpretiert. Im Kontext dieser Arbeit werden Konstruktionsregeln abgeleitet, die sich bei der Integration von VAMM Resonatoren in verschiedenen Layouts in ein Untersuchungsgehäuse ergeben. Die beobachteten Eigenschaften des Untersuchungsgehäuses, sowie die Entscheidungslogik für wichtige Konstruktionsentscheidungen sollen dann soweit wie möglich als allgemein gültige Regeln formuliert werden. (Marz et al., 2004)

In Matthiesen, Grauberger, Nelius & Hölz (2017) wird die in Abbildung 2.4 dargestellte Form für Konstruktionshypothesen vorgestellt. Sie besteht aus einem Leitsatz der Form „Wenn [konkreter Gestaltparameter], dann [messbare Funktion], weil [Modellvorstellung der Ursache]“. Anschließend wird beschrieben, wie die Hypothese experimentell validiert werden kann. Diese Struktur folgt dem allgemeinen Aufbau wissenschaftlicher Hypothese, ist jedoch bewusst auf die Verknüpfung konkreter Gestaltparameter und messbarer Funktionen ausgerichtet. Im Fall der vorliegenden Arbeit ist die zu erfüllende Funktion der Lärminderung bereits grob definiert, und der Konstruktionsingenieur erhält ein methodisches Werkzeug, mit dem er VAMM gezielt in Strukturen integrieren kann, ohne tiefgreifende Kenntnisse über strukturdynamische Berechnungsmethoden zu besitzen.

Hypothesentitel: Nummer und Beschreibung des Gestaltparameters	
Leitsatz	Wenn Konkreter Gestaltparameter mit Angabe der Referenz
	Dann Erwartete messbare Funktionsveränderung im Vergleich zur Referenz
	Weil Modellvorstellung der Ursache der Funktionsveränderung
Prüfung	Beschreibung des Experiments mit allen relevanten Randbedingungen
Ergebnis	Ergebnis der Hypothesenprüfung. Hieraus entsteht eine Handlungsempfehlung

Abbildung 2.4: Konstruktionshypothesen als methodisches Werkzeug zur Prüfung von Vermutungen, in Anlehnung an Matthiesen, Grauberger, Nelius & Hölz (2017)

2.2 Grundlagen der Akustik und Schwingungstechnik

Im folgenden Kapitel werden die relevanten Grundlagen aus dem Bereich der Akustik und Schwingungstechnik vorgestellt. Zu Beginn werden einige Grundbegriffe eingeführt. Danach wird in Kapitel 2.2.2 die Schallentstehungskette und in Kapitel 2.2.3 Übertragungsfunktionen erläutert, und anschließend in Kapitel 2.2.4 eine Auswahl relevanter vibroakustischer Messtechnik vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommt. Abschließend wird in Kapitel 2.2.5 die Fast-Fourier-Transformation eingeführt, die eine zentrale Rolle in der Verarbeitung vibroakustischer Messdaten spielt.

2.2.1 Grundbegriffe und Definitionen der Akustik

In diesem Kapitel werden zunächst einige grundlegende Begriffe und Größen vorgestellt. Zentrale Begriffe der technischen Akustik sind die Begriffe Schall und Geräusch. Schall wird definiert als „elastodynamische Schwingungen und Wellen“ (DIN 1320). Je nach übertragendem Medium wird zwischen *Luftschall* als „Schall in gasförmiger Luft“ und *Körperschall* als „Schall in einem festen Medium“ unterschieden. Da Fluide keine oder nur sehr geringe Schwerkkräfte übertragen können, treten im Bereich Luftschall ausschließlich Longitudinalwellen auf, bei denen sich die Wellenform durch Bereiche hoher und niedriger Dichte ergibt (vgl. Abbildung 2.5 links). In Festkörpern können neben Longitudinalwellen auch Transversalwellen auftreten (FESI, 2001).

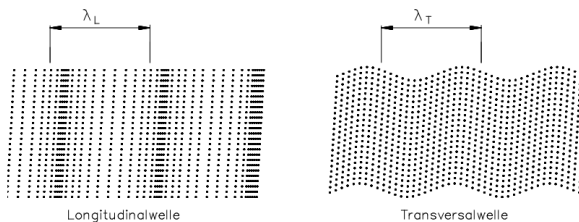
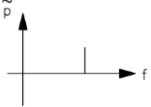
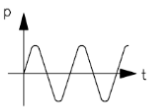
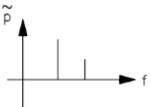
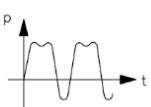
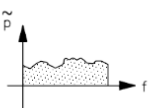
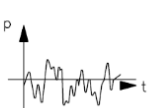
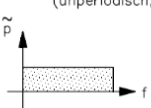
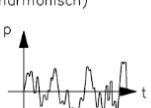
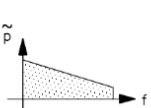
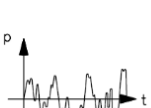
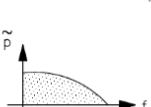
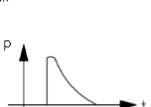


Abbildung 2.5: Grundlegende Wellentypen in unbegrenzten Medien. In ihrer Ruhelage bilden die Teilchen ein quadratisches Punktgitter. (FESI, 2001)

Als „*Geräusch*“ wird im Speziellen Schall bezeichnet, der „nicht überwiegend zur Übertragung von Informationen dient“ (DEGA, 2006). Geräusche können bzgl. ihrer Charakteristik in periodische oder nicht-periodische, impulsartige oder harmonische sowie schmalbandige (tonale) oder breitbandige Geräusche unterteilt werden. Eine Übersicht über charakteristische Schall-Ereignisse ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

Frequenzen		
physikalisch		physiologisch-psychologisch
1. Spektrum	2. Wellenbild	
Ton (periodisch,harmonisch)		Ohr kann Tonhöhe zuordnen. Nur elektroakustisch und nicht durch die üblichen Musikinstrumente darstellbar.
		
Klang (periodisch)		Ohr kann Klanghöhe zuordnen. Klanghöhe=Grundtonhöhe. Eindruck ist musikalisch (Klangfarbe). Musikinstrumente,Vokale,Glocken,Hupen usw..
		
Geräusch (unperiodisch,unharmonisch)		"Geräuschhöhe" im Allgemeinen nicht vorhanden. Eindruck,speziell Lästigkeit,von verschiedenen Faktoren abhängig.
		
Geräusch des "weißen Rauschens" (unperiodisch,unharmonisch)		"Geräuschhöhe" nicht feststellbar. (Wird für elektroakustische Meßzwecke verwendet)
		
Geräusch des "rosa Rauschens"		"Geräuschhöhe" nicht feststellbar. (Wird für elektroakustische Meßzwecke verwendet)
		
Knall		Wirkt schreckerzeugend,um so mehr, je kürzer der Knall ist und je weniger man auf den Knall vorbereitet ist.
		

607SM030

Abbildung 2.6: Charakteristische Schall-Ereignisse im Frequenz- und Zeitbereich. (FESI, 2001)

Unter einem „*Ton*“ versteht man eine periodische, harmonische Schwingung, die mit konstanter Frequenz vorliegt (FESI, 2001). Dies ist bspw. für sinusförmige Schwingungen der Fall. Solche Geräusche werden vom menschlichen Gehör eindeutig als tonhaltig erkannt. Die Kombination mehrerer einzelner Töne ergibt wiederum einen „*Klang*“, wie er bspw. von Musikinstrumenten oder der Stimme erzeugt wird (FESI, 2001). Auch solchen Geräuschen kann die menschliche Wahrnehmung in aller Regel eine Tonhöhe zuordnen. Die einzelnen Klangkomponenten lassen sich im Spektrum klar voneinander abgrenzen, da es sich um einzelne, scharfe Linien im Spektrum handelt. Diese Eigenschaft wird auch mit den Begriffen „*schmalbandig*“ oder „*tonal*“ beschrieben. Im Gegensatz dazu enthalten „*breitbandige*“ Geräusche viele Frequenzanteile gleichzeitig, und das Spektrum wird dementsprechend breiter und „*unschärfer*“. Dies ist bspw. für weißes oder rosa Rauschen der Fall. Solche Geräusche haben keine wahrnehmbare Tonhöhe und werden hauptsächlich für messtechnische Zwecke eingesetzt. Dabei ist insbesondere das weiße Rauschen von Interesse, da dieses alle Frequenzen mit gleicher Amplitude enthält, wodurch es sich gut als Anregungssignal für akustische Messungen eignet. Ein weiteres messtechnisch interessantes Geräusch ist der „*Impuls*“ oder auch „*Knall*“. Bei einem idealen Impuls (auch Dirac-Stoß oder δ -Funktion, (Butz, 2011)) handelt es sich um ein unendlich steiles und unendlich kurzes Signal. Dieses enthält ebenfalls alle Frequenzen und kann zur Anregung für Messungen genutzt werden. (FESI, 2001)

Zur Beschreibung und Quantifizierung von Schall stehen verschiedene physikalische Größen zur Verfügung. Im Bereich Luftschall wird Schall üblicherweise mithilfe des Schalldrucks p und der Schallschnelle v charakterisiert (DEGA, 2006). Da der durch das menschliche Ohr wahrnehmbare Bereich jedoch mehrere Zehnerpotenzen umfasst, ist der direkte Schalldruck keine praktikable Größe. Aus diesem Grund werden sog. Pegelmaße verwendet. Der Schalldruckpegel L_p (engl. *sound pressure level*, SPL) wird als der „zehnfache dekadische Logarithmus des Verhältnisses des zeitbewerteten Quadrates des frequenzbewerteten Schalldruckes zum Quadrat des Bezugswertes“ definiert (FESI, 2001). Für Luft liegt der Bezugswert p_0 bei $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$, was in etwa der menschlichen Wahrnehmungsschwelle bei 1000 Hz entspricht. Dieser Zusammenhang ist in Gl. 2.1 wiedergegeben:

$$L_p = 10 \cdot \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 \text{ dB} \quad 2.1$$

Körperschall wird üblicherweise mit der Beschleunigung a in m/s^2 oder der Schwingungsschnelle v in m/s der Oberfläche beschrieben (DEGA, 2006). Hierfür sind

ebenso Pegelmaße definiert, die Bezugswerte sind dabei $a_0 = 10^{-6} \frac{m}{s^2}$ und $v_0 = 5 * 10^{-8} \frac{m}{s}$.

2.2.1.1 Harmonische Schwingungen

Harmonische Schwingungen sind periodische Schwingung, deren Wellenform einer Sinus- oder Kosinus-Funktion folgt (Möser, 2009). Diese Wellenform entsteht beispielsweise bei Anregung ungedämpfter, linear elastischer Systeme, oder bei der Auslenkung eines idealen Pendels. Die Schwingung kann dabei nach (Möser, 2009) wie folgt beschrieben werden:

$$x(t) = \hat{x} \cdot \cos(\omega t + \varphi_0) \tag{2.2}$$

Darin beschreibt \hat{x} die Amplitude der Schwingung, ω die Kreisfrequenz, t die Zeit und φ_0 den Nullphasenwinkel. Das Argument

$$\varphi(t) = \omega t + \varphi_0 \tag{2.3}$$

wird als Phasenwinkel bezeichnet. Die einzelnen Größen sind in Abbildung 2.7 für zwei phasenverschobene Schwingungen gleicher Frequenz verbildlicht. Die Phasenverschiebung entspricht im Zeitbereich dabei einem zeitlichen Versatz der beiden Wellen und kann bspw. durch den Laufzeitunterschied zwischen zwei unterschiedlichen Messstellen entstehen.

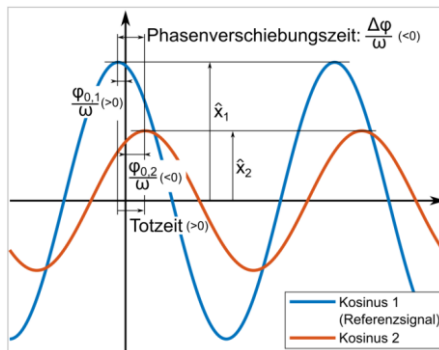


Abbildung 2.7: Charakteristische Größen und Zusammenhänge zweier harmonischer Schwingungen (Berger, 2021)

Mit der materialabhängigen Schallgeschwindigkeit c sowie dem Zusammenhang

$$\omega = 2 * \pi * f \quad 2.4$$

lässt sich aus der Kreisfrequenz außerdem die Wellenlänge bestimmen:

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{2 * \pi * c}{\omega} \quad 2.5$$

Für das Medium Luft liegt die Schallgeschwindigkeit bei Standardbedingungen¹ bei etwa 343 m/s. Ein 1 kHz Sinus Ton hat dann eine Wellenlänge von 34,3 cm.

2.2.1.2 Schwingungen dynamischer Systeme

Wird ein elastisches Medium durch eine äußere Kraft angeregt, so reagiert es darauf mit einer entsprechenden Verformung. Als einfachstes Beispiel lässt sich hier ein Ein-Massen-Schwinger betrachten. Dieser wird charakterisiert durch eine Masse m , eine wegproportionale Federsteifigkeit k sowie eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskonstante c . Die Masse m ist dabei über das Feder- und Dämpferelement gegen die Umwelt gelagert und wird von einer Kraft $F(t)$ angeregt. (Kollmann, Schösser & Angert, 2006)

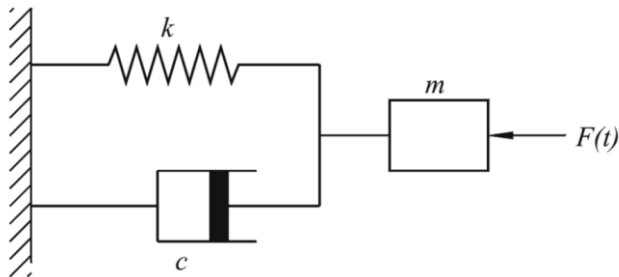


Abbildung 2.8: Ein-Massen-Schwinger mit Masse m , Federsteifigkeit k und Dämpfungskonstante c (Kollmann et al., 2006)

¹ Temperatur 293,15 K, Luftdruck 1013 hPa

Die aus der Kraftanregung resultierende Dynamik des Systems lässt sich mithilfe der Bewegungs-Differentialgleichung (Gl. 2.6) beschreiben. Das x bezeichnet dabei die Auslenkung der Masse in Richtung des Kraftvektors.

$$m * \ddot{x}(t) + c * \dot{x}(t) + k * x(t) = F(t) \quad 2.6$$

Die einzelnen Summanden der linken Seite repräsentieren dabei die Trägheitskraft, die Dämpfungskraft sowie die elastische Federkraft. Die Summe dieser Teilkräfte steht stets im Gleichgewicht zur Anregungskraft $F(t)$. Gleichung 2.6 stellt eine inhomogene, lineare Differentialgleichung 2. Ordnung dar. Nach Kollmann et al. (2006) setzt sich die Lösung aus der allgemeinen Lösung der homogenen und einer partikulären Lösung der inhomogenen Gleichung zusammen. Für den vereinfachten Fall einer ungedämpften Schwingung ergibt sich nach Fischer (2018) die Lösung:

$$x_h = \sqrt{x_0^2 * \left(\frac{v_0}{\omega_0}\right)^2} * \cos(\omega_0 * t + \varphi) \quad 2.7$$

Hierbei wird ω_0 als Eigenkreisfrequenz des Systems bezeichnet und ist wie folgt definiert:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 2.8$$

Die Eigenfrequenz eines Systems hängt also lediglich von dessen Masse und Steifigkeit ab.

2.2.1.3 Impedanz

Die Impedanz ist nach Kollmann et al (2006) ein Maß für den Schwingwiderstand, den ein betrachteter Körper einer anregenden Kraft F entgegenbringt. Sie wird mit Z bezeichnet, hat die Einheit $N/m/s$ und ist vereinfacht für normal wirkende Kräfte wie folgt definiert:

$$Z(x_0, x_e) = \frac{\hat{F}_n(x_e)}{\hat{v}(x_0)} \quad 2.9$$

Hierbei stellt \hat{v}_n die komplexe Schwingschnelle in Normalenrichtung dar, x_0 die Stelle an der die Schwingstelle gemessen wird und x_e den Ort der Krafteinleitung.

2.2.1.4 Modenformen

Geometrisch betrachtet lassen sich Eigenfrequenzen eines Systems auch über dessen Schwingform erklären. Eigenfrequenzen sind diejenigen Frequenzen, in denen ein dynamisches System so schwingt, dass sich ganzzahlige Vielfache der halben Wellenlänge ausbilden (Möser, 2009). Dies lässt sich am Beispiel einer Gitarrensaiten veranschaulichen: die Enden der Saite sind festgesetzt und bilden damit Knotenpunkte. Wird die Saite nun an einer beliebigen anderen Stelle angeregt, so schwingt sie mit derjenigen Frequenz, bei der das freie Saiten-Stück genau einer halben Wellenlänge entspricht (Abbildung 2.9 oben). Auch der Zusammenhang aus Gl. 2.8 lässt sich an diesem Beispiel anschaulich nachvollziehen: Je dicker und/oder weicher die Saite ist, desto niedriger liegt die resultierende Eigenfrequenz aufgrund der höheren Masse bzw. geringeren Steifigkeit. Erhöht man die Spannung der Saite, und damit ihre Steifigkeit, so erhöht sich auch die Eigenfrequenz.

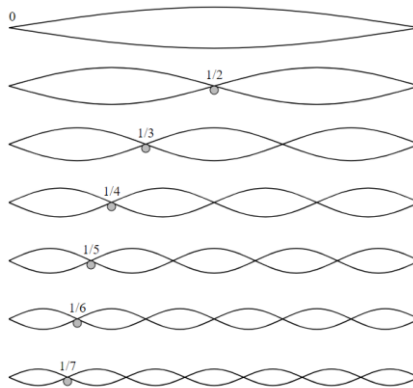


Abbildung 2.9: Harmonische Schwingungen auf eine Instrumentensaite (De-Academic, 2022)

Neben der Grundschiwingung, der ersten *Harmonischen*, treten außerdem auch sog. höherharmonische Schwingungen auf. Diese zu den Eigenfrequenzen zugehörigen Schwingformen nennt man *Moden* (auch Schwingmoden, Modenformen, engl. *mode shapes*) des Systems. In Abbildung 2.10 sind beispielhaft einige Modenformen eines hohlen, dünnwandigen Quaders dargestellt, jede Mode tritt bei einer bestimmten Frequenz auf.

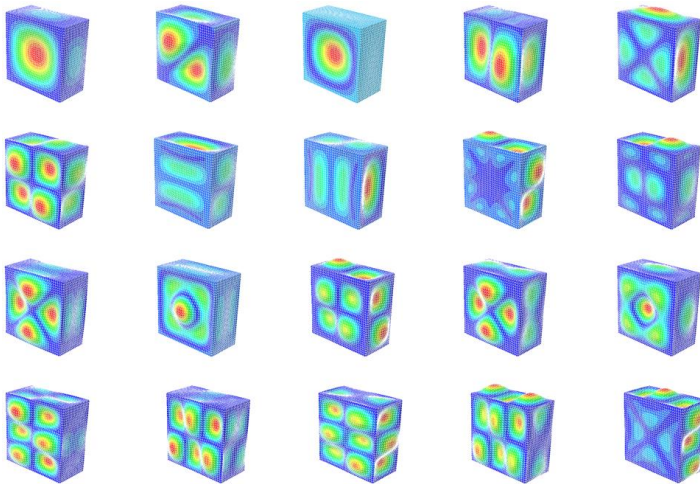


Abbildung 2.10: Beispielhafte Modenformen eines hohlen, dünnwandigen Quaders

2.2.2 Schallentstehungskette

Jedes Schallereignis entsteht infolge einer Krafteinwirkung $F(\nu)$, in Abhängigkeit vom Übertragungsverhalten $\tilde{V}(\nu)$ des entsprechenden Bauteils sowie von dessen Abstrahlverhalten. Diese Schallentstehungskette ist in Abbildung 2.11 dargestellt. Die Anregung kann dabei sowohl durch explizit wirkende äußere Kräfte, als auch durch bspw. elektromagnetische Felder oder innere Kräfte bei turbulenten Strömungen entstehen. Die Kraftanregung führt zu elastischer Verformung und damit Anregung von Körperschall, der sich im entsprechenden Medium ausbreitet und letztlich an Grenzflächen als Luftschall abgestrahlt wird.

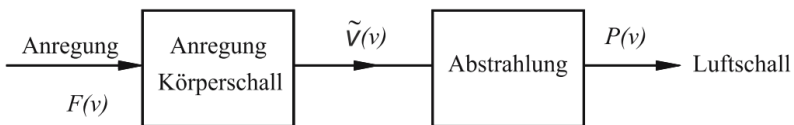


Abbildung 2.11: Blockschaltbild Schallentstehungskette (Kollmann et al., 2006).

Dieser Zusammenhang wird anschaulich durch die maschinenakustische Grundgleichung in Gl. 2.10 beschrieben: auf der linken Seite steht die abgestrahlte Schalleistung $P(\nu)$. Diese ist abhängig von der spezifischen Impedanz der Luft $\rho_L c_L$, dem Abstrahlgrad $\sigma(\nu)$, der abstrahlenden Oberfläche S , der quadrierten Admittanz $h_{ii}^2(\nu)$, die sich in diesem Fall als Übertragungsfunktion deuten lässt, sowie der anregenden Kraft $F(\nu)$. Bis auf die spezifische Impedanz und die abstrahlende Fläche sind alle Größen von der Frequenz ν abhängig. (Kollmann et al., 2006)

$$P(\nu) = \rho_L c_L \sigma(\nu) S h_{ii}^2(\nu) \bar{F}^2(\nu) \quad 2.10$$

Insbesondere wird durch Betrachtung der Schallentstehungskette deutlich, welche Möglichkeiten es zur Beeinflussung des abgestrahlten Luftschalls gibt:

- Änderung des Anregungsspektrums
- Änderung der Übertragungscharakteristik
- Änderung der Abstrahlcharakteristik

Eine Änderung der Anregekraft bzw. des Spektrums ist oftmals nur schwer umsetzbar, wenn die Anregung direkt aus einer Funktionserfüllung resultiert, und durch das Wirkprinzip bedingt wird. Beispiele hierfür sind Anregungen durch Zahnkräfte in Getrieben oder die elektromagnetischen Kräfte innerhalb eines Elektromotors. Hier lässt sich die Anregung meist lediglich minimieren, z.B. durch entsprechend hochqualitative Verzahnungen und Verzahnungskorrekturen. Gänzlich vermeiden lässt sich die Kraftanregung im Zahn aber nie.

Die Übertragungs-Charakteristik sowie das Abstrahlverhalten hängen im Wesentlichen vom Material und der Geometrie der Struktur ab, und lassen sich daher oft durch konstruktive Änderungen oder zusätzliche bzw. alternative Materialien beeinflussen. Geometrische Anpassungen können bspw. Verrippungen und sonstige die Steifigkeit und Eingangsimpedanz beeinflussende Maßnahmen sein. Maßnahmen zur akustischen Optimierung werden in Kapitel 2.3 näher vorgestellt.

2.2.3 Übertragungsfunktionen

Das Übertragungsverhalten zwischen zwei Punkten einer Struktur, insbesondere das Verhältnis der Amplituden und die Phasenbeziehung, lässt sich mithilfe der sog. Übertragungsfunktion (ÜF, engl. *transfer function* oder *frequency response function*),

FRF) beschreiben. Die komplexe $\ddot{U}F$ wird nach Gl. 2.11 als Quotient aus komplexem Antwort-Spektrum und dem anregenden Kraft-Spektrum gebildet. Die $\ddot{U}F$ lässt sich dabei sowohl bezüglich der Oberflächenbeschleunigung, -schwingschnelle als auch der -auslenkung aufstellen.

$$H_0(\nu) = \frac{X(\nu)}{F(\nu)} \quad 2.11$$

Für eine detaillierte Beschreibung der Berechnung von $\ddot{U}F$ aus messtechnisch erfassten, fehlerbehafteten Signalen mithilfe der Auto- und Kreuzleistungs-Spektren sei auf die Ausführungen in Kollmann et al. (2006) verwiesen.

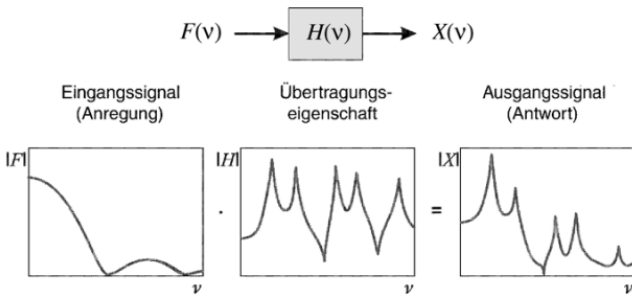


Abbildung 2.12: Übertragungskette nach Kollmann et al. (2006)

2.2.4 Ausgewählte vibroakustische Messtechnik

2.2.4.1 Grundlagen der Messtechnik

Generell besteht die Aufgabe von Messtechnik darin, physikalische Größen in elektrische Spannung zu wandeln, die dann mithilfe eines Messsystems aufgezeichnet und weiterverarbeitet werden kann (Kollmann et al., 2006). Je nach zu messender Größe kommen dabei unterschiedlichste Wandlungs-Prinzipien zum Einsatz. Der Aufbau einer typischen Messkette ist in Abbildung 2.13 zu sehen. Den Eingang bildet nach Kollmann (2006) immer der Sensor selbst, der ggf. noch eine zusätzliche Spannungsversorgung hat. Vorverstärkerschaltungen werden insbesondere benötigt, wenn die vom Sensor direkt induzierte Spannung sehr gering ist. Bis zu dieser Stelle liegt das Signal in der Regel noch rein analog vor. Im

nächsten Schritt, der Datenerfassung im Messsystem, findet dann die Analog/Digital-Wandlung statt.

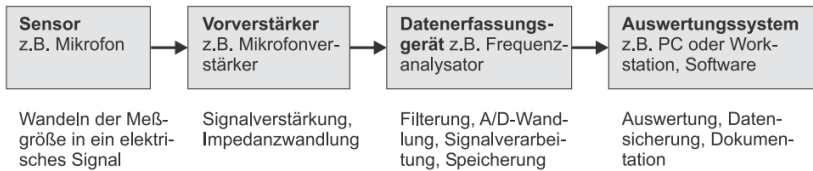


Abbildung 2.13: Maschinenakustische Messkette (Kollmann et al., 2006)

Hierbei sind insbesondere die beiden Parameter Auflösung und Abtastrate entscheidend. Die Auflösung gibt an, in wie viele Inkremente die Amplitude unterteilt wird und wird üblicherweise in bit angegeben. Die Abtastrate gibt an, wie oft das analoge Signal pro Sekunde abgetastet und aufgezeichnet wird. Nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem (Shannon, 1949) muss die Abtastrate mindestens doppelt so hoch gewählt werden wie die höchste zu analysierende Frequenz, um sogenannte Aliasing-Effekte zu vermeiden. Als Aliasing bezeichnet man das Auftreten von Scheinfrequenzen, die durch die systematische Unterabtastung eines periodischen Signals entstehen. Um dies zu vermeiden ist es außerdem auch nötig, die Signale zuvor mit einem entsprechenden Tiefpassfilter zu filtern. Für detailliertere Informationen zur A/D-Wandlung sei an dieser Stelle auf die entsprechende Literatur verwiesen (Kollmann et al., 2006; Möser, 2009; Shannon, 1949).

Den letzten Schritt bildet das Auswertesystem, das üblicherweise in Form von Software auf einem Computer oder Terminal läuft. Mithilfe des Auswertesystems können die aufgezeichneten Signale dann weiterverarbeitet und analysiert werden, sowie Diagramme und Auswertungen erstellt werden.

2.2.4.2 Mikrofon

Das wohl bekannteste und am häufigsten verwendete akustische Messinstrument ist das Mikrofon. Mikrofone wandeln die in der Luft auftretenden Druckschwankungen über eine Membran in elektrische Wechselspannung um, die mit einem Messsystem aufgezeichnet werden kann (Görne, 2007). In dieser Arbeit werden hauptsächlich Freifeldmikrofone von Typ 46AE der Firma *GRAS Sound & Vibration* verwendet. In diesen Mikrofonen ist die Vorverstärkerschaltung bereits in Kombination mit der Mikrofon-Kapsel 40AE 1/2" integriert, daher wird eine IEPE

Spannungsversorgung² benötigt. Der Aufbau einer solchen Kapsel ist in Abbildung 2.14 dargestellt.

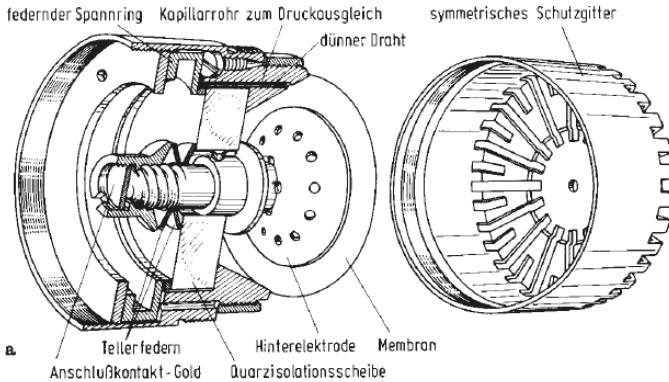


Abbildung 2.14: Aufbau einer Kondensatormikrofon-Kapsel (Möser, 2009)

2.2.4.3 Beschleunigungssensor

Beschleunigungssensoren werden auf der zu messenden Oberfläche befestigt und messen die dort herrschende Oberflächenbeschleunigung. Bei den in dieser Arbeit verwendeten Beschleunigungssensoren handelt es sich um triaxiale Sensoren vom Typ *PCB 356A02* der Firma *PCB Piezotronics*. Das Messprinzip basiert auf dem piezoelektrischen Effekt: Wird ein Piezo-Element mit einer Kraft belastet so bildet sich eine messbare Spannung orthogonal zur Krafrichtung aus, die einen Rückschluss auf die angelegte Kraft zulässt. Wie bei Kondensatormikrophonen wird eine IEPE Spannung benötigt. (Möser, 2009)

² IEPE steht für *Integrated Electronics Piezo Electric*. Hierbei handelt es sich um einen Industriestandard für piezoelektrische Sensoren mit eingebauter Impedanzwandler-Elektronik. Proprietäre Bezeichnungen hierfür sind auch ICP (*integrated circuit piezoelectric*) oder CCLD (*constant-current line-drive*)

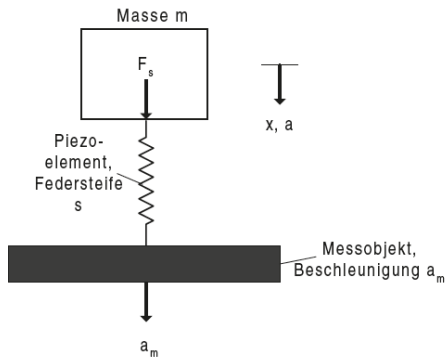


Abbildung 2.15: Funktionsprinzip eines Beschleunigungsaufnehmers mit piezoelektrischem Element (Möser, 2009)

Da die Beschleunigungsaufnehmer direkt auf die zu messende Fläche angebracht werden, treten hier sog. Mass-Loading Effekte auf: Durch die zusätzlich aufgebraachte Masse, ca. 50 g für den verwendeten Sensor, wird das dynamische Verhalten des Systems verstimmt, da die Eigenfrequenzen und das Schwingverhalten nach Gl. 2.8 u.a. von der Masse abhängen. Je nachdem, wie sehr die Gesamtmasse durch die Sensoren erhöht wird, muss abgeschätzt werden, wie hoch dieser Einfluss tatsächlich ausfällt.

2.2.4.4 3D-Laser-Scanning-Vibrometer

Eine weitere Messmethode für Körperschall, speziell zur Erfassung der Oberflächenschwingschnelle, ist die Laser-Doppler-Vibrometrie. Das Messprinzip beruht hierbei auf dem Dopplereffekt, durch den sich die Wellenlänge eines Laserstrahls ändert, wenn er an einer bewegten Fläche reflektiert wird (Polytec, 2022). Aus der Frequenzverschiebung des reflektierten Strahls lässt sich präzise die Schnelle der entsprechenden Oberfläche bestimmen. Durch das berührungslose Messprinzip lassen sich die o.g. Mass-Loading Effekte vollständig vermeiden und es findet keinerlei Beeinflussung des dynamischen Verhaltens durch die Messtechnik selbst statt. Eine besondere Bauform ist das in dieser Arbeit verwendete 3D-Laser-Scanning-Vibrometer *PSV-400* der Firma *Polytec GmbH* (im weiteren Verlauf der Arbeit wird lediglich die Abk. „PSV“ genutzt). Dieses besitzt drei Laserköpfe, die denselben Punkt aus unterschiedlichen Winkeln messen. Ein beispielhafter Aufbau ist in Abbildung 2.16 zu sehen. Durch eine vorherige Kalibrierung der Laserköpfe zueinander ist es anschließend möglich, die

Oberflächenschwingschnelle in allen drei Raumrichtungen zu berechnen. Somit können neben Out-of-Plane auch In-Plane-Schwingungen³ gemessen werden.

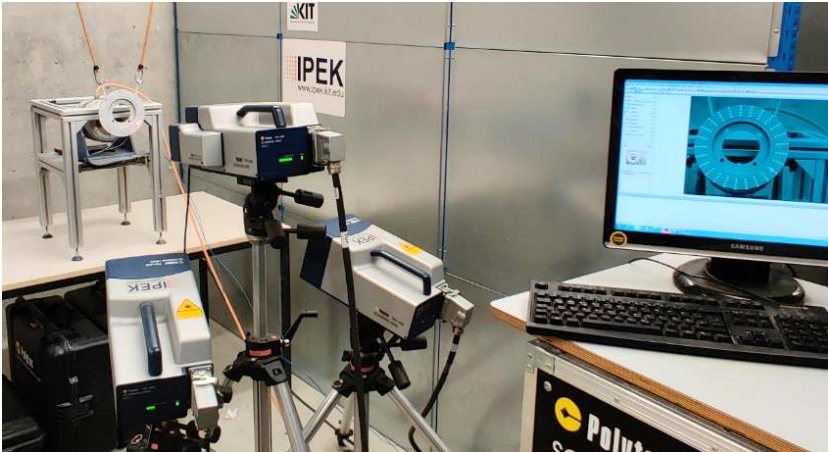


Abbildung 2.16: Beispielhafter Messaufbau mit 3D-Laser-Scanning Vibrometer PSV-400 der Firma Polytec. Auf dem Bildschirm ist das ringförmige Messgitter zu erkennen

Ein weiterer Vorteil sind die beweglichen Spiegelsysteme, mit denen die Position der Laserstrahlen gesteuert werden kann. Hierdurch ist es möglich, viele Messpunkte auf einer zu vermessenden Oberfläche zu definieren, die anschließend automatisch der Reihe nach vermessen werden. Das PSV hat außerdem einen integrierten Signalgenerator, mit dem ein Anregungssignal erzeugt werden kann. Hier stehen zahlreiche Optionen zur Verfügung, u.a. verschiedene Rausch-Arten, Sinus-Sweeps sowie ein Pseudo-Rauschen. Dabei handelt es sich um ein „abgespieltes“ Rauschen-Sample, dessen Länge exakt bekannt ist. Hierdurch lassen sich Leakage-Effekte vermeiden und es kann auf eine Fenster-Funktion (s. Kapitel 2.2.5) verzichtet werden. (Polytec, 2022)

³ In-Plane- bzw. Out-of-Plane bezeichnet die Richtung der Schwingung relativ zur Ruhelage. Schwingungen deren Geschwindigkeitsvektor orthogonal zur Oberfläche steht werden als Out-of-Plane Schwingungen bezeichnet. Schwingt die Fläche lediglich innerhalb einer Ebene spricht man von In-Plane-Schwingung.

2.2.4.5 Schwingprüfanlagen

Das Anregungssignal wird typischerweise durch eine elektro-mechanische Schwingprüfanlage (sog. Shaker) in eine mechanische Anregung gewandelt. Der Aufbau eines Shakers entspricht prinzipiell dem eines Lautsprechers: Das elektrische Anregungssignal wird über eine Spule in ein entsprechendes Magnetfeld übersetzt, welches einen translatorisch gelagerten Magnet in Bewegung versetzt. Der Shaker wird über eine präzise gefertigte Metallstange, den sog. Stinger, mit dem Bauteil verbunden. Zwischen Stinger und Bauteil wird ein Kraft- oder Impedanzsensor verbaut, da die anregende Kraft zur Berechnung der Übertragungsfunktionen benötigt wird. Dieser Aufbau ist in Abbildung 2.42 zu sehen, beim verwendeten Shaker handelt es sich um das Modell 51110-M der Firma *TIRA*.

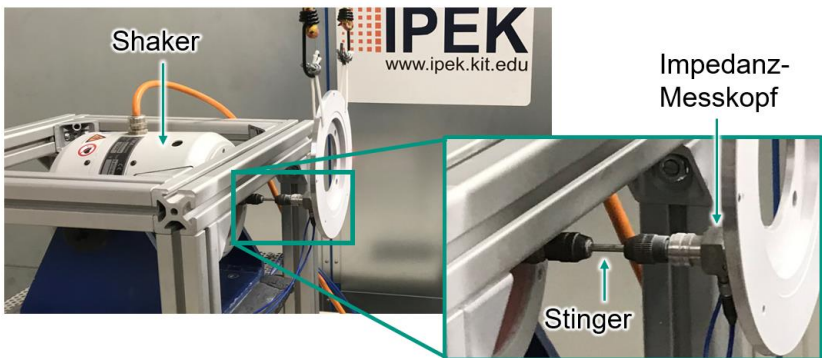


Abbildung 2.17: Detailansicht des montierten Shaker-Stinger-Kraftsensor-Aufbaus zur Anregung des zu untersuchenden Bauteils

2.2.4.6 Kraftmessdose bzw. Impedanz-Sensor

Für die Berechnung der Übertragungsfunktionen wird nach Gl. 2.11 das Spektrum der anregenden Kraft benötigt. Insbesondere ist dies notwendig, da sich die resultierende Kraft aus dem dynamischen Verhalten des Gesamtaufbaus ergibt und in aller Regel keine konstante Kraft-Amplitude über das gesamte Frequenzspektrum vorliegt. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Kraftsensor handelt es sich um einen kombinierten Kraft- und Beschleunigungssensor, einem sog. *Impedanz-Sensor* vom Typ PCB 288D01. Ähnlich wie bei Beschleunigungsaufnehmern wird die Kraft hier über ein Piezoelement gemessen, das sich unter Krafteinwirkung definiert verformt und eine entsprechende Spannung ausgibt.

2.2.5 Fast-Fourier-Transformation

Eine zentrale Berechnungsmethode der Schwingungstechnik ist die Fourier-Transformation. Mithilfe dieser können Zeitsignale in den Frequenzbereich transformiert und als Spektrum dargestellt werden. Das zugrundeliegende Fourier-Theorem besagt, dass jedes periodische Zeitsignal als Summe unendlich vieler Sinus bzw. Kosinus-Funktionen in folgender Form dargestellt werden kann (Lighthill, 1980; Möser, 2009):

$$x(t) = \sum_n x_n e^{j\omega_n t} \quad 2.12$$

Dies lässt sich anhand der in Abbildung 2.42 gezeigten Funktion veranschaulichen. Je mehr Summanden n berechnet werden, desto mehr nähert sich die resultierende Nachbildung $x_M(t)$ der tatsächlichen Funktion $x(t)$ an.

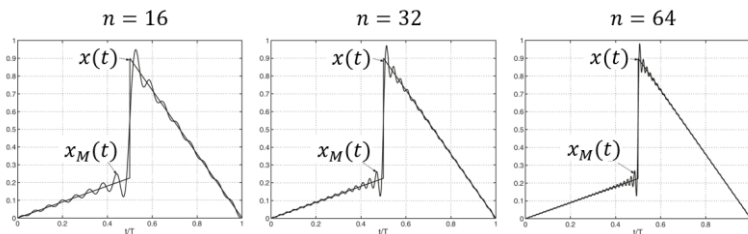


Abbildung 2.18: FFT-Nachbildung $x_M(t)$ eines un stetigen Signals $x(t)$ mit unterschiedlicher Anzahl an Summanden in Anlehnung an Möser (2009)

Zur Signalanalyse lässt sich der Ansatz nutzen, indem die auftretenden Summanden analysiert werden. Jeder Summand steht für eine bestimmte Frequenz und deren zugehörige Amplitude. Trägt man diese Amplituden über der Frequenz auf so erhält man das Spektrum des Signals, aus dem sich die spektrale Zusammensetzung, also die im Signal auftretenden Frequenzen, ablesen lässt.

Eine Sonderform der Fourier-Transformation ist die Fast-Fourier-Transformation (FFT) (Cooley & Tukey, 1965). Diese erlaubt die Transformation zeitdiskreter, nicht periodischer Signale und ist durch die Nutzung von Zwischenergebnissen deutlich rechen-effizienter als die direkte Berechnung. Mithilfe der FFT kann bspw. ein Messschrieb beliebiger Länge analysiert werden. Dieser wird dafür in Abschnitte (Blocks) unterteilt und jeder Block als eine Periode eines periodischen Signals angenommen. Um am Anfang und Ende jedes Blocks einen stetigen Übergang zu

gewährleisten und Leakage-Effekte zu vermeiden, werden sog. Fensterfunktionen eingesetzt. Durch Multiplikation der Fensterfunktion mit dem zu analysierenden Signal im Zeitbereich werden jeweils Anfang und Ende eines Blocks auf null gesetzt. Eine Übersicht über gängige Fensterfunktionen ist in Abbildung 2.42 dargestellt. Eine der gängigsten Fensterungen ist das sog. Hanning-Fenster, welches einen guten Kompromiss aus Trennschärfe und Leakage-Effekt bietet und im weiteren Verlauf der Arbeit standardmäßig genutzt wird.

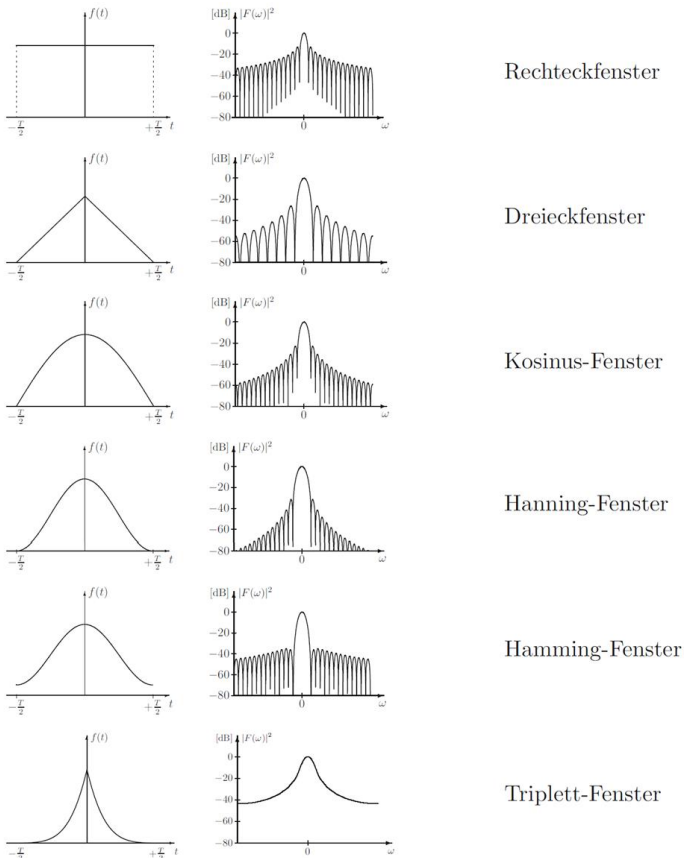


Abbildung 2.19: Übersicht über verschiedene Fensterfunktionen. Links: Fensterfunktion; rechts: Fourier-Transformierte in der „Power“ Darstellung. In Anlehnung an Butz (2011)

Die Darstellung der Ergebnisse kann dann auf unterschiedliche Arten stattfinden. Die Spektren können entweder über alle Blöcke gemittelt werden, um eine zweidimensionale Darstellung als gemittelttes Spektrum zu erhalten. Je nach Analyseziel wird manchmal auch die Peak-Hold-Variante gewählt, bei der jeweils der Maximalwert je Frequenz behalten wird. Alternativ können die Einzelspektren auch über der Zeit aufgetragen werden. Jeder Zeitabschnitt entspricht dann einem ausgewerteten Block und die Amplitude wird üblicherweise über eine Farbskala dargestellt, während Zeit und Frequenz die Abszisse und Ordinate bilden. Diese Darstellung wird Spektrogramm genannt. Eine Sonderform hiervon ist das sog. Campbell-Diagramm, bei dem anstelle der Zeit eine korrelierende Drehzahl die Abszisse darstellt. Durch diese Darstellung können drehzahlabhängige Effekte besonders gut dargestellt und analysiert werden.

2.3 Maßnahmen zur akustischen Optimierung

Wie in Kapitel 2.2.2 eingeführt, besteht die Schallentstehungskette im Allgemeinen aus einer Kraftanregung, einer übertragenden Struktur sowie einer abstrahlenden Fläche. Soll nun störender Luftschall oder auch spürbare Vibrationen vermindert werden, ohne dass die anregende Kraft beeinflusst werden kann, so gibt es im Bereich Körperschall die Möglichkeit die Übertragung sowie das Abstrahlverhalten zu beeinflussen, oder den bereits abgestrahlten Luftschall zu dämpfen. In diesem Kapitel werden die wichtigsten Materialien und Mechanismen für diese beiden Arten der akustischen Optimierung vorgestellt.

2.3.1 Luftschalldämpfung mittels poröser Materialien

Eine häufig eingesetzte Art von Akustikabsorbern im Bereich Luftschall sind poröse Materialien. Die Dämpfungswirkung resultiert hier aus dem Strömungswiderstand, welcher der schwingenden Luftmasse entgegengebracht wird (Zeller, 2012). Als Materialien kommen hier bspw. offenporige Melaminharz-Schaumstoffe oder Glaswolle zum Einsatz, aber auch faserige Vliese sind typische Werkstoffe (Möser, 2009). Durch die weiche Beschaffenheit dieser Materialien eignen Sie sich auch besonders gut zur nachträglichen Anbringung in komplexe, schwer zugängliche Bauräume oder in Hohlräumen mit Hinterschnitten. Einige Beispiele für poröse Absorber mit zugehörigen Absorptionskoeffizienten sind in Abbildung 2.20 und Abbildung 2.21 abgebildet. (Zeller, 2012)

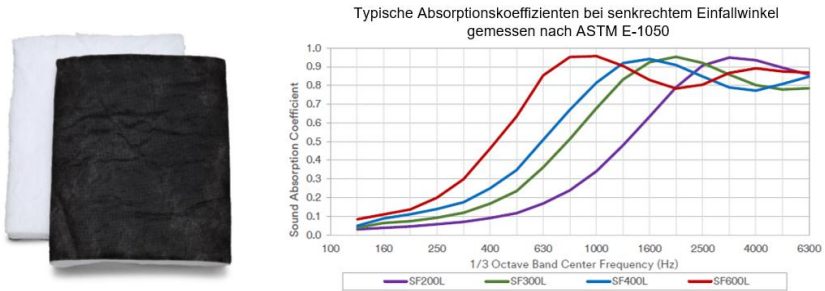


Abbildung 2.20: Vlies-Matte zur akustischen Dämpfung „M3 Thinsulate®“ mit Absorptionskoeffizienten für verschiedene Ausführungen, in Anlehnung an M3 Company (2021)

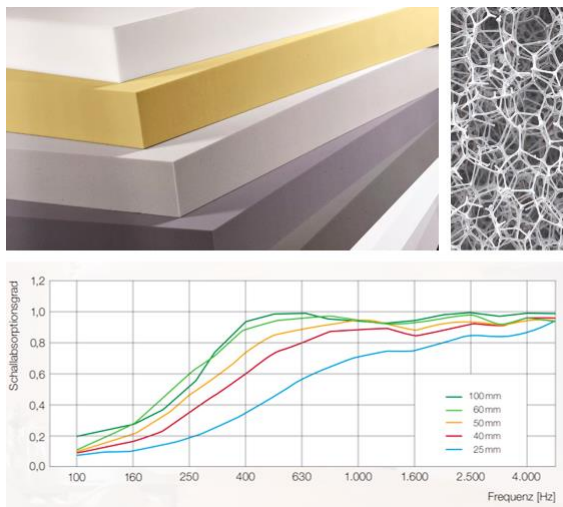


Abbildung 2.21: Melaminharzschaumstoff „Basotect®“ zur akustischen Dämpfung als Platten (oben links), Mikroskop-Aufnahme (oben rechts) Absorptionskoeffizienten für verschiedene Dicken (unten), in Anlehnung an BASF SE (2021)

Der Strömungswiderstand solcher Materialien ist geschwindigkeitsabhängig, weshalb diese Art von Absorbern an Orten hoher Schallschnelle am effektivsten wirken können. Damit sich bspw. bei einer Wandmontage noch genug schwingende

Luftmasse innerhalb des Absorber-Elements befindet, wird für solche Absorber daher mindestens eine Materialstärke von einer viertel Wellenlänge der niedrigsten zu dämpfenden Frequenz benötigt. Dies führt insbesondere bei tiefen Frequenzen schnell zu Bauraumproblemen: Die Wellenlänge bei 100 Hz beträgt etwa 3,4 m, ein entsprechender Absorber würde also etwa 85 cm Materialstärke benötigen. (Zeller, 2012)

2.3.2 Körperschalldämpfung und Entdröhnung

Zur Dämpfung von Körperschall innerhalb einer Struktur gibt es nach Zeller (2012) prinzipiell drei mögliche Ansätze: Dämpfung durch Versteifung, Dämpfung durch zusätzliche Masse und Dämpfung durch Erhöhung der Materialdämpfung.

Eine Erhöhung der Masse und der Steifigkeit führen zu einer höheren Impedanz des Bauteils, d.h. bei gleichbleibender Kräfteanregung wird die Struktur weniger stark in Schwingung versetzt. Abbildung 2.22 zeigt diesen Effekt. Die dargestellte Punktmobilität entspricht dem Kehrwert der Impedanz und hat die Einheit $m/s/N$.

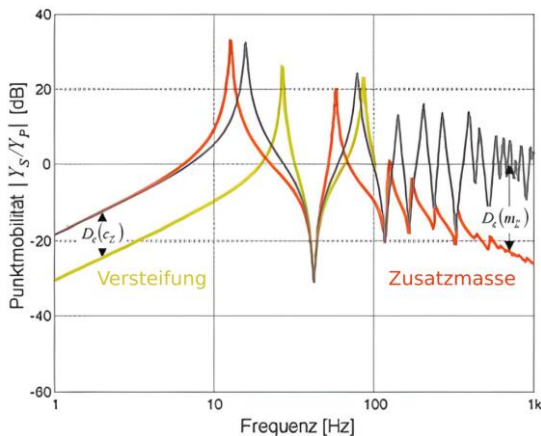


Abbildung 2.22: Einfluss von zusätzlicher Masse (rot) und erhöhter Steifigkeit (gelb) auf die Mobilität einer Platte. (Zeller, 2012)

Hier ist zu sehen, dass diese Maßnahmen hauptsächlich im Bereich hoher Frequenzen wirksam sind. Zur Dämpfung tieffrequenter Vibrationen, die oft bei membranartigen Blechbauteilen wie bspw. Autotüren auftreten, werden so genannte Anti-Dröhn-Matten eingesetzt. Diese wirken hauptsächlich über eine hohe innere Dämpfung auf das Schwingverhalten der Bauteile selbst, wodurch es zu einer verminderten Abstrahlung kommt (Zeller, 2012). Hierfür werden hauptsächlich

Matten aus Alubutyl sowie aus modifiziertem Polymerbitumen verwendet. Aufgrund der relativ hohen Flächengewichte solcher Materialien führen diese Maßnahmen allerdings auch zu einer erheblichen Zusatzmasse, die bei einer Autokarosserie bis zu 50% der ursprünglichen Masse ausmachen kann. (Zeller, 2012)

2.4 Finite Elemente Methode (FEM)

Für die Berechnung komplexer dynamischer Systeme ist die Finite-Elemente-Methode (FEM) eine der meist verwendeten Rechenmethoden. Die zu berechnende Struktur wird dabei in viele einzelne Elemente zerlegt, deren dynamisches Verhalten sich nach Gl. 2.6 berechnen lässt. Je nach Problemstellung und Geometrie stehen verschiedene Arten von Elementen zur Verfügung, in Abbildung 2.23 ist beispielhaft ein Netz (engl. *mesh*) mit tetraedrischen Elementen zu sehen. Das zugrunde liegende Eigenwertproblem wird dabei durch sog. Solver gelöst. In der vorliegenden Arbeit wird das FEM Programm *ABAQUS CAE 2021* genutzt, welches auch das Pre- und Post-Processing der Daten ermöglicht. Für weitere Details zum Aufbau von FEM Modellen, Vernetzung, Setzen der Randbedingungen etc. sei an dieser Stelle auf Klein (2014) und Maier (2011) verwiesen.

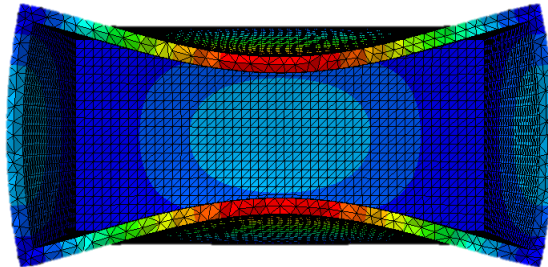


Abbildung 2.23: Schnitt-Ansicht durch einen mit TET-Elementen vernetzten hohlen Quader in *ABAQUS*, dargestellt ist die erste Flächenmode.

ABAQUS verfügt außerdem über einen eigenen Python 2.9 Interpreter, d.h. das Programm lässt sich mithilfe von Python Skripten vollständig steuern und automatisieren. Diese Funktionalität wird u.a. in Kapitel 6.2.1 genutzt um die Simulationsparameter, insbesondere den richtungsabhängigen E-Modul, iterativ zu optimieren, und in Kapitel 6.4.3 zur Implementierung des evolutionären Algorithmus um die Resonator-Positionen zu optimieren.

2.5 Evolutionäre Optimierungs-Algorithmen

Ein großer Teil dieser Arbeit befasst sich mit der Fragestellung, an welchen Positionen die VAMM-Resonatoren platziert werden müssen, um einen möglichst großen Effekt zu erzielen. Hierzu werden verschiedene Anordnungen vorab numerisch untersucht. Neben strukturierten Ansätzen wie regelmäßigen Gitter-Anordnungen sollen auch unregelmäßige Anordnungen untersucht werden. Hierfür wird ein evolutionärer Algorithmus (EA) implementiert, der die Resonator-Positionen zufällig variiert. An dieser Stelle werden daher die Grundlagen evolutionärer Algorithmen knapp erläutert. Die Ausführungen beziehen sich dabei im Wesentlichen auf Weicker (2015) und Zhao (2004).

Evolutionäre Algorithmen sind stochastische, metaheuristische Optimierungsstrategien, die auf dem Prinzip der natürlichen Selektion basieren. Aus einer oder mehreren initialen Lösungen (Elter/n) werden λ neue Lösungen (Kind/er) generiert, indem bestimmte Systemparameter zufällig mutiert werden. Die Kinder werden anschließend gegen eine Zielfunktion gewichtet und die besten μ Lösungen ausgewählt. Diese bilden dann die Eltern der nächsten Generation. Diese Schleife wird so lange wiederholt, bis eine Lösung akzeptiert wird. Der generelle Ablauf eines Evolutions-Zyklus ist in Abbildung 2.24 dargestellt.

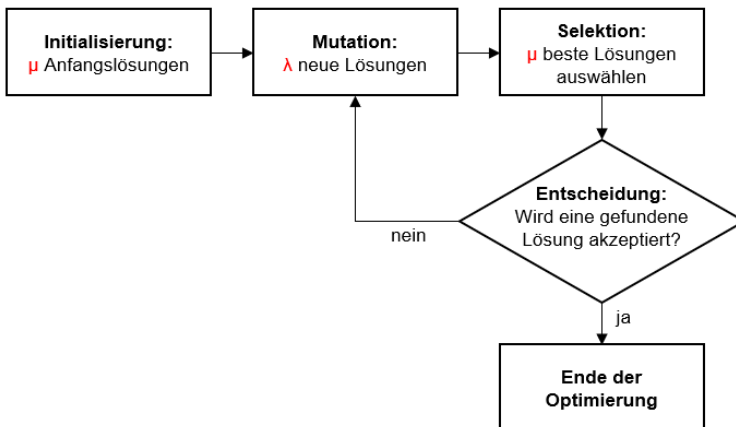


Abbildung 2.24: Ablauf eines Evolutions-Zyklus in Anlehnung an Zhao (2004)

Die Mutation der Parameter erfolgt dabei nicht völlig zufällig, sondern folgt einer Normalverteilung, bei der kleine Änderungen häufiger vorkommen als sehr große

(vgl. Abbildung 2.25). Definiert wird die Normalverteilung über den Erwartungswert E und Standardabweichung σ :

$$f(x, E, \sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(x-E)^2}{2\sigma^2}} \quad 2.13$$

Geeignete Werte für μ und σ müssen problemspezifisch abgeschätzt und getestet werden. Bei einer Standardabweichung von 1 spricht man von einer *Standardnormalverteilung*.

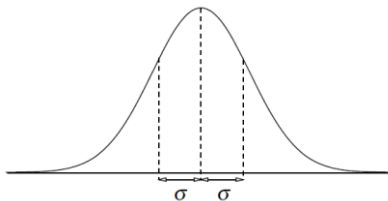


Abbildung 2.25: Dichtefunktion der Normalverteilung (Weicker, 2015)

2.6 Grundlagen vibroakustischer Metamaterialien

Das Konzept der Metamaterialien existiert bereits seit den 1960er Jahren und wurde initial im Bereich elektromagnetischer Wellenausbreitung von Veselago (1968) vorgestellt. Dabei handelt es sich um Materialien mit ungewöhnlichen Eigenschaften, wie etwa einen negativen Brechungsindex oder eine negative dynamische Masse. Eine Übertragung auf vibroakustische Wellenausbreitung fand erstmals ab Anfang der 1990er Jahre statt (Economou & Sigalas, 1993; Efimtsov & Lazarev, 2001; Kushwaha et al., 1993; Yang et al., 2004). Bei den ersten akustischen Metamaterialien handelte es sich um sog. *phononische* Kristalle, die durch eine streng periodische Anordnung verschiedener Materialien in der Lage sind, Schallwellen zu manipulieren. Hierdurch lassen sich bspw. akustische Linsen darstellen, oder Strukturen, die eine Wellenausbreitung in bestimmten Frequenzbereichen vollkommen unterbinden (Craster, 2013). Die Bereiche, in denen die Wellenausbreitung unterbunden wird, werden dabei *Stoppbänder* genannt. Die periodischen Bereiche des Materials werden als *Einheitszelle* bezeichnet (Jiménez, Umnova & Groby, 2021).

Generell lassen sich nach Sheng & Chan (2005) zwei Arten von VAMM anhand ihres Wirkprinzips unterscheiden:

Die bereits angesprochenen phononische Kristalle basieren im Wesentlichen auf Impedanzsprüngen innerhalb des Materials und dem Prinzip der Bragg-Reflexion, bei der der kristalline Gitterabstand für bestimmte Wellenlängen zu negativer Interferenz führt. Diese werden daher auch als Interferenz-basierte Metamaterialien bezeichnet (Sheng & Chan, 2005). Die Impedanzsprünge werden dabei bspw. durch Masseeinschlüsse innerhalb eines Matrix-Werkstoffes erreicht, dies ist beispielhaft in Abbildung 2.26 zu sehen. Der Schall der Linien-Quelle wird hier durch die Anordnung von Zylindern fokussiert. Die Lage der Stoppbänder ist dadurch allerdings prinzipbedingt an die Dimensionen der Einheitszelle gekoppelt, die genau einer halben Wellenlänge (oder einem ganzzahligen Vielfachen hiervon) entsprechen muss, damit negative Interferenz auftritt. Hierdurch ist eine Anwendung für niedrige Frequenzen, bei der große Wellenlängen vorliegen, wenig sinnvoll. Außerdem sind Stoppbänder in mehrdimensionalen Strukturen mit diesem Konzept nur schwer darstellbar (Claeys, Vergote, Sas & Desmet, 2013), daher wird dieses Konzept für VAMM in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

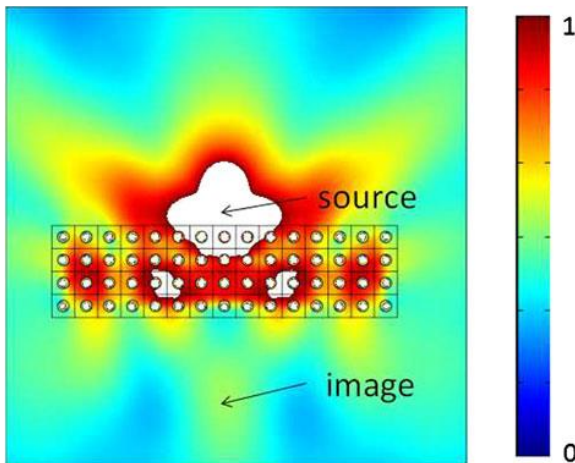


Abbildung 2.26: Beispielhafte Darstellung des Linsen-Effekts einer Linien-Quelle nahe einer Anordnung von Zylindern in einem Matrix-Werkstoff. (Craster, 2013)

Eine zweite Art der Metamaterialien basiert auf lokaler Resonanz. Das heißt innerhalb der Einheitszelle wird ein elastisches Feder-Masse-System angebracht,

welches eine bestimmte Eigenfrequenz aufweist und bei dieser mit der Trägerstruktur interagiert (Efimtsov & Lazarev, 2001). Wie in Abbildung 2.27 dargestellt, kann dies durch unterschiedliche Konzepte erreicht werden: Das in (a) dargestellte Konzept basiert auf mechanischen Biegeresonatoren, in (b) werden Helmholtz-Resonatoren genutzt, bei denen die Luft gleichzeitig sowohl Feder- als auch Masseelement darstellt, und in (c) ist das Masseelement auf einer elastischen Membran gelagert.

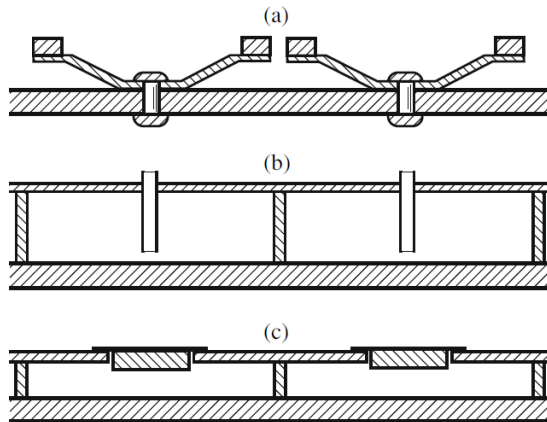


Abbildung 2.27: Verschiedene Konzepte für Resonanz-basierte VAMM (Efimtsov & Lazarev, 2001)

Jedes dieser Konzepte hat Vor- und Nachteile bzgl. Bauraum, zusätzlicher Masse und anwendungsrelevanten Eigenschaften, wie insbesondere der Handhabbarkeit der Resonatoren und ob diese für eine nachträgliche Anbringung geeignet sind. Besonders die Konzepte in (b) und (c) müssen i.d.R. von Anfang an beim Entwurf des Bauteils berücksichtigt werden, während sich Biegeresonatoren meist auch gut nachträglich anbringen lassen. Unter anderem aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ein Konzept mit mechanischen Biegeresonatoren genutzt: einerseits können so mit geringem Aufwand viele unterschiedliche Konzepte untersucht werden, andererseits scheinen VAMM Konzepte zur nachträglichen Anbringung generell sinnvoll, um auf die oft unbekanntten Einflüsse des Rest-Systems reagieren zu können. Zuletzt sei noch die Fertigbarkeit genannt, die bei einem mehrteiligen Aufbau deutlich mehr Gestaltungsfreiraum lässt als bspw. Hohlraumkonstruktionen wie in (b).

Allen Konzepten gemeinsam ist, dass sie eine periodische Anordnung von Resonatoren im Sub-Wellenlängenbereich aufweisen, die die Wellenausbreitung in bestimmten Frequenzregionen unterbrechen. Dies ist insbesondere interessant, da konventionelle Maßnahmen zur Schalldämpfung üblicherweise mindestens eine Viertel Wellenlänge Materialstärke aufweisen müssen, um gute Dämpfungseffekte zu erzielen. Auf Resonanz basierende Metamaterialien können hingegen deutlich kleiner ausgeführt werden und bieten damit Bauraum-Vorteile gegenüber konventionellen Lösungen. (Claeys et al., 2013)

Im Folgenden werden zuerst die Grundlagen der Wellentheorie sowie der dynamischen Berechnung periodischer Strukturen vorgestellt. Anschließend werden weitere Grundlagen sowie der Stand der Forschung bzgl. VAMM, die auf mechanischen Biegeresonatoren basieren, vorgestellt und anschließend daraus die Forschungslücke abgeleitet.

2.6.1 Wellentheorie und Berechnungsmethoden

Wie bereits erläutert basieren Metamaterialien auf periodisch angeordneten Strukturen, die mit der Wellenausbreitung innerhalb des Materials interagieren. Durch die strenge Periodizität lässt sich die Struktur in identische Einheitszellen aufteilen, die sich laut dem Bloch-Floquet-Theorem⁴ unter der Annahme unendlicher Ausdehnung mithilfe periodischer Randbedingungen berechnen lassen (Brillouin, 2003). Dies wird im Folgenden anhand eines einfachen Beispiels erläutert, die Ausführungen gehen dabei im Wesentlichen auf Jiménez, Umnova & Groby (2021) zurück:

Gegeben sei eine periodische, unendliche, eindimensionale Kette aus identischen Elementen der Masse m , die durch Federn mit konstanter Steifigkeit β verbunden sind. Die Ruhe-Position des Masse-Elements n ist $x_{n,eq} = na$, wobei a der Abstand zweier benachbarter Massen ist. Die Massen können sich frei um ihre jeweilige Gleichgewichtsposition bewegen, und ihre Position ist zu jedem Zeitpunkt t gegeben durch

⁴ Die Bloch-Funktion ist eine allgemeine Form für die Lösung der stationären Schrödingergleichung für ein Teilchen in einem periodischen Potential, z. B. in einem kristallinen Festkörper. Bloch (1929)

$$x_n(t) = na + u_n(t) \quad 2.14$$

wobei gilt $|u_n(t)| \gg |x_n(t)|$.

Die Verschiebung der n -ten Masse aus ihrer Ruhelage heraus wird dann beschrieben durch:

$$u_n = x_n - x_{n,eq} \quad 2.15$$

In diesem Fall enthält die in Abbildung 2.28 gezeigte Einheitszelle, die sich in x -Richtung mit der Periodizität a wiederholt, eine einzelne Masse und die Federelemente.

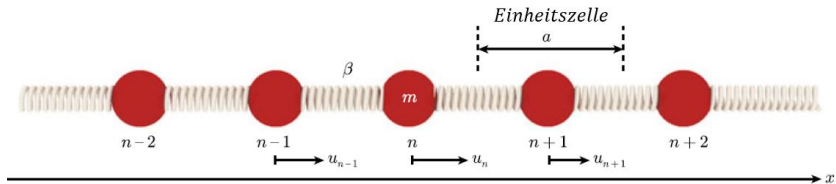


Abbildung 2.28: Schematische Darstellung einer unendlich ausgedehnten Kette aus identischen Feder-Masse-Elementen. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)

Die Anwendung des zweiten Newtonschen Gesetzes auf das n -te Atom unter Berücksichtigung der Wechselwirkung zwischen den direkten Nachbarn führt zu

$$m \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = -\beta(u_n - u_{n-1}) + \beta(u_{n+1} - u_n) \quad 2.16$$

Setzt man in Gl. 2.16 nun eine Lösung der Form $u_n(t) = U_0 \cdot e^{i(kna - \omega t)}$ ein, so erhält man nach Umformen:

$$-m\omega^2 = -4\beta \sin^2\left(\frac{ka}{2}\right) \quad 2.17$$

wobei k die Wellenzahl und ω die Kreisfrequenz ist. Hieraus lässt sich die sog. Dispersions-Kurve ableiten, die den Zusammenhang von Wellenzahl und Kreisfrequenz beschreibt:

$$\omega(k) = \sqrt{\frac{4\beta}{m}} \left| \sin\left(\frac{a}{2}\left[k + \frac{2\pi}{a}\right]\right) \right| \tag{2.18}$$

$\omega(k)$ ist dabei eine periodische Funktion von k mit der Periodizität $G = 2\pi/a$, also gilt $\omega(k + nG) = \omega(k)$ mit $n \in \mathbb{Z}$. (Jiménez et al., 2021)

Aufgrund der Periodizität der Dispersionsbeziehung sind sämtliche Informationen über die Schwingungsmoden, die sich in der Struktur ausbreiten können, bereits im Bereich zwischen $-\pi/a$ und $+\pi/a$ enthalten. Dieser Bereich, der symmetrisch um $k = 0$ verteilt ist, wird als erste *Brillouin-Zone* bezeichnet (Brillouin, 2003). Aufgrund der Symmetrie kann man die Betrachtung auf die sog. *irreduzible Brillouin-Zone* beschränken, d. h. auf den Bereich von 0 bis $+\pi/a$ (vgl. Abbildung 2.29 (b)).

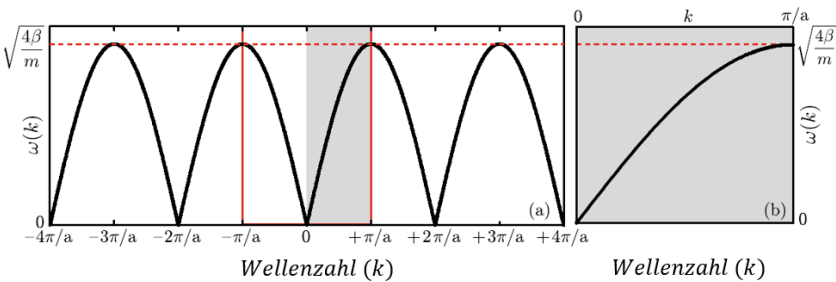


Abbildung 2.29: (a) Dispersionskurve des eindimensionalen Beispiels. Der rote Kasten stellt die erste Brillouin-Zone dar, grau hinterlegt die irreduzible Brillouin-Zone. (b) Dispersionskurve in der irreduziblen Brillouin-Zone. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)

Die Dispersionskurven geben dabei Aufschluss über den Zusammenhang von Gitter-Abstand, Wellenlänge und Frequenz, wobei i.d.R. normierte Werte angegeben werden. D.h., die Frequenz wird mit der ersten Eigenfrequenz normiert (s. auch Gl. 2.8) und die Wellenlänge mit dem Gitterabstand, sodass dimensionslose Kennzahlen entstehen (Jiménez et al., 2021). Wie in Abbildung 2.29 zu sehen ist, existiert für jede Kreisfrequenz ω eine zugehörige Wellenzahl, das bedeutet, Wellen jeder Frequenz können sich in dieser Struktur ausbreiten.

Betrachtet man nun eine komplexere Struktur mit zwei verschiedenen Massen und ansonsten identischem Aufbau, kann man analog zum ersten Beispiel vorgehen, und für die beiden Masse-Elemente jeweils die Bewegungsgleichung mit einer allg. Lösung aufstellen.

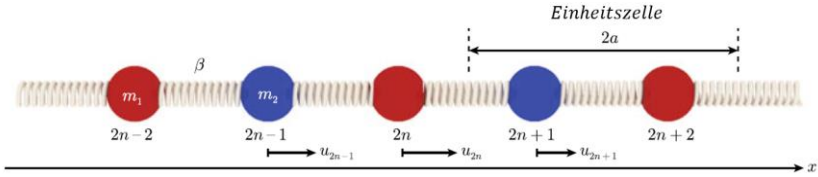


Abbildung 2.30: Schematische Darstellung einer unendlich ausgedehnten Kette aus zwei unterschiedlichen Feder-Masse-Elementen. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)

Damit erhält man nach Umformen die folgende Matrix-Darstellung:

$$\begin{bmatrix} (2\beta - m_1\omega^2) & -2\beta \cos(ka) \\ 2\beta \cos(ka) & -(2\beta - m_2\omega^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad 2.19$$

Wobei A und B die jew. Amplitude repräsentieren. Die nicht-trivialen Lösungen für Gl. 2.19 erhält man, wenn die Determinante der Matrix null wird. Dies führt zu der Gleichung

$$\omega(k) = \sqrt{\beta \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \left(1 \pm \sqrt{1 - 4 \frac{m_1 m_2 \sin^2(ka)}{(m_1 + m_2)^2}} \right)} \quad 2.20$$

Für eine detaillierte Herleitung sei an dieser Stelle auf (Jiménez et al., 2021) verwiesen. Gl. 2.20 hat offensichtlich zwei reelle Lösungen, die im Folgenden mit $\omega_-(k)$ und $\omega_+(k)$ bezeichnet werden und die Periodizität π/a aufweisen. Die erste Brillouin Zone ergibt sich außerdem zu $[-\pi/2a \dots \pi/2a]$. Hieraus ergeben sich, je nach Massenverhältnis, Dispersionskurven wie in Abbildung 2.31 dargestellt. Variante (a) entspricht dem vorherigen Beispiel mit lediglich einer Masse, die Kurve wird aber durch die nun nur noch halb so große irreduzible Brillouin-Zone ($0 \dots \pi/2a$) gefaltet. Mit steigendem Massenverhältnis (Abbildung 2.31 (b) und (c)) kann man nun auch größer werdende Stoppbänder beobachten, d.h. es gibt Frequenzbereiche, denen keine Wellenzahl zugeordnet ist. Folglich können sich Wellen in diesem Frequenzbereich nicht ausbreiten. (Jiménez et al., 2021)

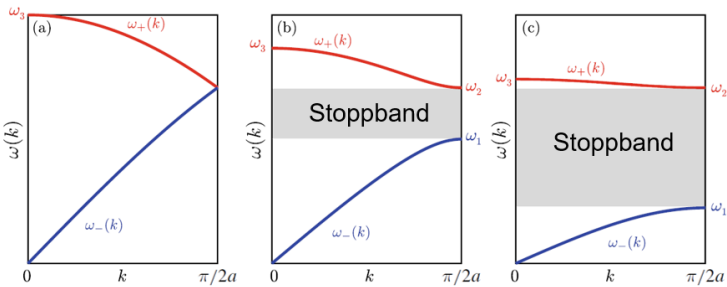


Abbildung 2.31: Dispersionskurven der Struktur mit zwei Massen m_1 und m_2 pro Einheitszelle, aufgetragen in der irreduziblen Brillouin-Zone mit Massenverhältnis: (a) $m_2 = m_1$ (b) $m_2 = 2 * m_1$ (c) $m_2 = 10 * m_1$. In Anlehnung an Jiménez et al. (2021)

2.6.2 VAMM auf Basis von Biegeresonatoren

Bei diesem VAMM Konzept werden zahlreiche Biegeresonatoren periodisch auf der zu bedämpfenden Trägerstruktur angebracht, wobei der Abstand maximal $\lambda/4$ beträgt (Claeys et al., 2013). Um deren Resonanzfrequenz entsteht auf der Tragstruktur dann ein Stopband, und die entsprechenden Schwingungen werden unterbunden. Einige Gestaltungsbeispiele für VAMM auf Basis von Biegeresonatoren sind in Abbildung 2.32 und Abbildung 2.33 dargestellt.

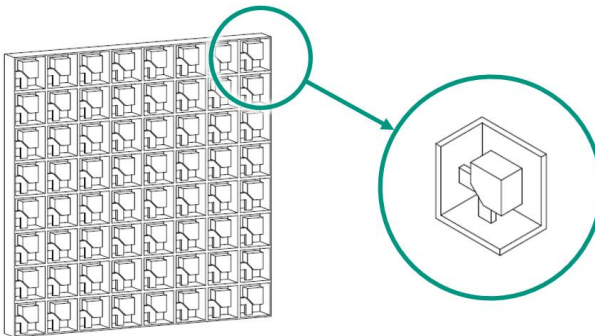


Abbildung 2.32: Platte mit Gitterstruktur und Resonatoren mit zwei Feder-elementen in Anlehnung an C. Claeys, Deckers, Plumyrs & Desmet (2016)

Dieses Konzept bringt einige Vorteile mit sich: Feder- und Masse-Element der Resonatoren können aus demselben Material hergestellt werden und lassen sich somit einfach additiv fertigen. So können auch verschiedene Ausführungen der Resonator-Geometrie relativ schnell und einfach hergestellt werden. Die Bauweise eignet sich auch sehr gut für die nachträgliche Anbringung an Träger-Bauteile. Dies ist insbesondere im Rahmen dieser Arbeit von Relevanz, da zahlreiche Varianten bzgl. Position, Anzahl und Winkellage untersucht werden sollen. Durch die Möglichkeit zur nachträglichen Anbringung müssen die Basis-Teile nicht für jede Variante neu gedruckt werden und können somit für die gesamte Messreihe wiederverwendet werden. Hierdurch können auch die fertigungsbedingten Abweichungen zwischen den Messungen bzw. zwischen den Varianten minimiert werden, die sonst durch die hohe Streuung der AM Verfahren zu erwarten wären.

Das grundsätzliche Verhalten solcher VAMM Strukturen sowie deren Berechnung ist außerdem gut im Stand der Forschung dokumentiert, und eignet sich zur Bedämpfung von sowohl Luftschall als auch Körperschall ((A. Nateghi et al., 2019; Claeys et al., 2016; Droste et al., 2022; Melo Filho et al., 2019; Rehbein, Lohmann, Keuchel & Zaleski, 2022).

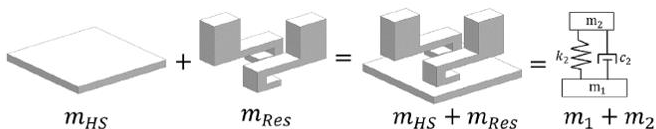


Abbildung 2.33: Oben: VAMM-Panel mit symmetrisch ausgeführten Resonatoren aus PMMA und Einbausituation in Messkammer. Unten: Skizzierter Aufbau einer Einheitszelle und Prinzipdarstellung des Feder-Masse-Systems. In Anlehnung an Melo Filho et al. (2019).

Eine ausführliche Beschreibung solcher Strukturen ist u.a. in Claeys et al. (2013) zu finden. Hier werden einige grundlegende Fragestellungen behandelt, die die Ausgangsbasis für diese Arbeit bilden: Zuerst werden dort die beiden oben genannten Arten von VAMM (Interferenz- und Resonanz-basiert) miteinander verglichen, mit dem Ergebnis, dass Interferenz-basierte Methoden immer eine Einheitszelle voraussetzen, die in derselben Größenordnung liegt wie die zu bedämpfende Wellenlänge. Dadurch bieten Interferenz-basiert Methoden generell keinen Bauraumvorteil für die Bedämpfung tiefer Frequenzen. Zusätzlich entstehen bei diesem Ansatz in mehrdimensionalen Medien Stoppbänder erst bei sehr hohen zusätzlichen Massen, was ebenfalls unerwünscht ist. (Claeys et al., 2013) In Abbildung 2.34 ist ein direkter Vergleich zwischen drei Einheitszellen und ihren jeweiligen Dispersionskurven dargestellt.

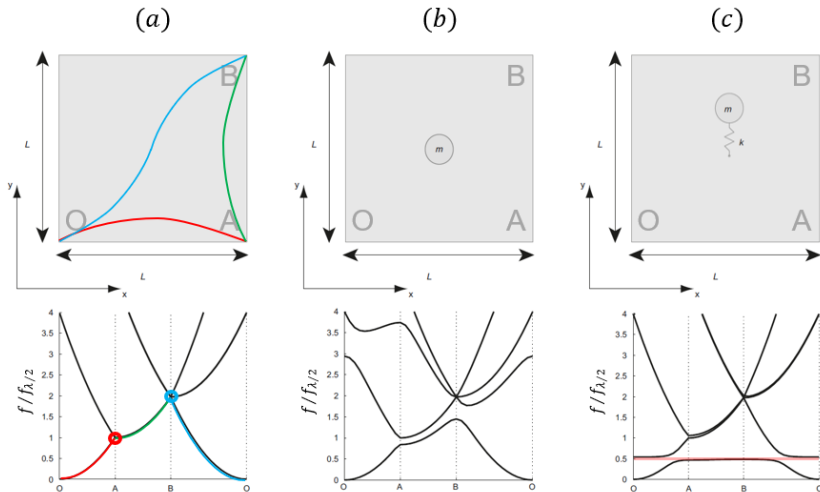


Abbildung 2.34: Vergleich dreier unterschiedlicher Einheitszellen und jew. zugehöriger Dispersionskurven: (a) einfache Platte mit farblich angedeuteten Modenformen (b) Platte mit zusätzlicher Masse (c) Platte mit Feder-Masse-System. System (c) weist ein Stoppband bei ca. $0,5 f / f_{\lambda/2}$ auf. In Anlehnung an Claeys et al. (2013)

Abbildung 2.34 (a) zeigt eine einfache Platte ohne zusätzliche Strukturen. Wie zu erwarten weist das Dispersionsdiagramm keine Stoppbänder auf. Hier lässt sich allerdings die Bedeutung der Kurven sehr anschaulich demonstrieren: Die Eckpunkte der irreduziblen Brillouin Kontur O , A und B , sowie die im Diagramm farbig markierten Moden sind in der oberen Darstellung der Einheitszelle

angedeutet. Die dargestellten Schwingmoden mit $\lambda/2$ (rot, grün) bzw. λ (blau) entsprechen jeweils den markierten Punkten im Diagramm, zur besseren Sichtbarkeit sind die jeweils zugehörigen Kurvenabschnitte ebenfalls eingefärbt. Abbildung 2.34 (b) zeigt eine Platte mit einem zusätzlichen Massepunkt von 20% der ursprünglichen Masse. Es treten lediglich partielle Stoppbänder auf, die in bestimmten Richtungen wirksam sind. In Abbildung 2.34 (c) ist eine Platte mit Feder-Masse-Element zu sehen (ebenfalls 20% zusätzliche Masse, die Resonanzfrequenz liegt bei $0,5 f_{\lambda/2}$), dieses System weist ein Stoppband bei ca. $0,5 f / f_{\lambda/2}$ auf. Anschließend wird für Fall (c) untersucht, welchen Einfluss die hinzugefügte Gesamtmasse sowie die Eigenfrequenz der Resonatoren auf die Stoppbänder hat. (Claeys et al., 2013) In Abbildung 2.35 (a) ist der Einfluss der zusätzlichen Resonator Masse dargestellt. Mit ansteigendem Verhältnis von Resonator- zu Plattenmasse wird auch das Stoppband breiter. Abbildung 2.35 (b) und (c) zeigen den Einfluss des der Resonator-Eigenfrequenz auf die Lage des Stoppbandes. In (b) beträgt die zusätzliche Masse wie in den vorherigen Beispielen 20%. Bis zu einem Frequenzverhältnis von 1 bewirkt dies Stoppbänder, die sich annähernd symmetrisch um die Resonanzfrequenz der Resonatoren befinden. Oberhalb einem Frequenzverhältnis von 1 treten keine Stoppbänder mehr auf. In (c) wird die zusätzliche Masse auf 80% erhöht. Hier treten sowohl Resonanz- als auch, bedingt durch die hohe Masse und deren Impedanz, Interferenz-basierte Stoppbänder auf.

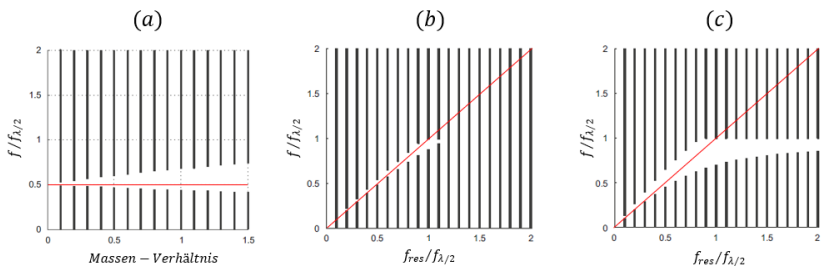


Abbildung 2.35: (a) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Masse (b) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Eigenfrequenz ($m_{\text{res}} = 20\%$) (c) Stoppbänder über Verhältnis von Resonator- zu Platten-Eigenfrequenz ($m_{\text{res}} = 80\%$). In Anlehnung an Claeys et al. (2013)

Abschließend untersuchen Claeys et al. (2013) die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf eine nicht-unendliche Struktur, und die Effektivität verschiedener Layouts wird berechnet. Die betrachteten Layouts folgen hierbei einem regelmäßigen, orthogonalen Gitter wie in Abbildung 2.37 dargestellt. Insgesamt wurden 20

verschiedene Layout-Varianten untersucht, bei denen die Anzahl und Position der Resonatoren auf einer Platte der Abmaße 1 m x 0,6 m variiert wird. Die Gesamtmasse wird dabei mit 2% der Tragstrukturmasse und die Resonanzfrequenz der Resonatoren bei 493 Hz konstant gehalten. Die resultierende gemittelte Auslenkung als Maß für die Effektivität einiger ausgewählter Varianten ist in Abbildung 2.36 zu sehen. Die Parameter der gezeigten Varianten sind in Tabelle 1 aufgelistet.

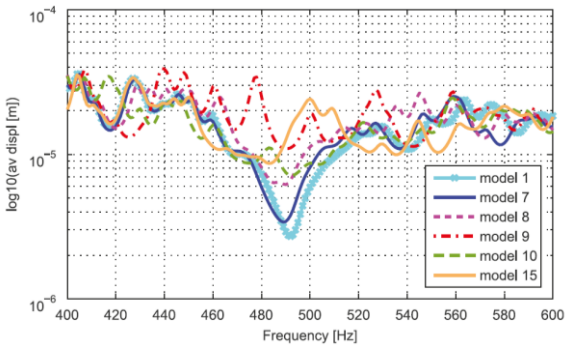


Abbildung 2.36: Gemittelte Auslenkung einiger ausgewählter Varianten der Platte. Das Stoppband bei 490 Hz ist je nach Variante unterschiedlich stark ausgeprägt. In Anlehnung an Claeys et al. (2013)

Tabelle 1: Auswahl der Parametersätze zur Untersuchung des Einflusses des Resonator-Abstandes in Anlehnung an Claeys et al. (2013)

Variante	n_x	n_y	f_{ratio}	$\frac{\lambda_{f_{res}}}{L_{res}}$
1	20	12	0,5	2,8284
7	15	9	0,91167	2,0946
8	15	9	1,0077	1,9924
9	14	9	1,1138	1,8951
10	13	8	1,231	1,8026
15	10	6	2,0308	1,4035

Interessant ist hier insb. Variante 9, die in Abbildung 2.36 keinen nennenswerten Dämpfungseffekt zeigt. Dies lässt sich durch Betrachten der Modenform in Abbildung 2.37 erklären: die Resonatoren sind koinzident mit den Knotenlinien der Trägerplatte und werden somit nicht angeregt.

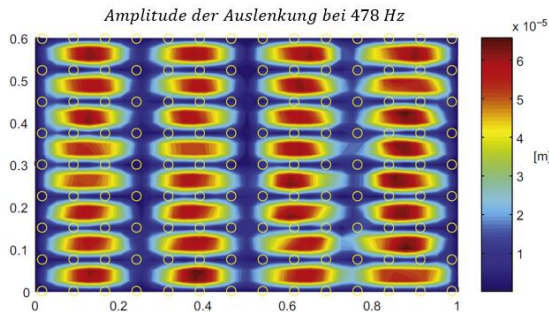


Abbildung 2.37: Auslenkung der Demonstrator-Platte Variante 9 mit 9×14 periodisch angeordneten Resonatoren (gelbe Kreise) bei 478 Hz. Die Resonatoren befinden sich genau in den Knotenlinien und sind dadurch unwirksam. In Anlehnung an Claeys et al. (2013)

Dies demonstriert anschaulich, weshalb für den Abstand der Resonatoren im Allgemeinen die Regel $a < \frac{\lambda}{4}$ angegeben wird (z.B. (Droste et al., 2022; Melo Filho et al., 2019)). Solange dieser Maximal-Abstand eingehalten wird, befinden sich mindestens die Hälfte aller Resonatoren nicht in Knotenpunkten.

2.6.3 Nicht-periodische Anordnungen

Die Randbedingung strenger Periodizität stammt wie dargelegt hauptsächlich aus der Auslegung Interferenz-basierter Metamaterialien. Bei diesen Konzepten ist die Periodizität elementarer Bestandteil des Interferenz-Mechanismus, der letztendlich für die Dämpfung verantwortlich ist. Bei Resonanz-basierten Konzepten liegt der ausschlaggebende Mechanismus in der Anregung der Resonatoren in deren Eigenfrequenz, wodurch die zugrundeliegende Schwingung getilgt wird. Dieser Mechanismus erfordert nicht zwingend eine Periodizität der Resonatoren. Wie im vorherigen Kapitel dargelegt, hat die Positionierung der Elemente jedoch einen starken Einfluss auf die Wirksamkeit der Strukturen.

Claeys et al (2016) stellen ein kubisches Gehäuse vor, das VAMM Resonatoren in einer Gitterstruktur platziert. Hier werden u.a. Varianten untersucht, bei denen

lediglich die Hälfte aller Gitterpositionen besetzt werden. Neben der vollbesetzten Variante („1F“, vgl. Abbildung 2.32) werden die Varianten „1P“ mit Schachbrett Muster sowie „1R“ mit randomisierter Anordnung untersucht. Die beiden Varianten sind in Abbildung 2.38 zu sehen, die entsprechenden Diagramme zur Durchgangsdämpfung in Abbildung 2.39. Es ist zu beachten, dass Variante 1P weiterhin streng periodisch ist, aber mit doppelt so großer Strukturperiode wie die Basisvariante F1. (Claeys et al., 2016)

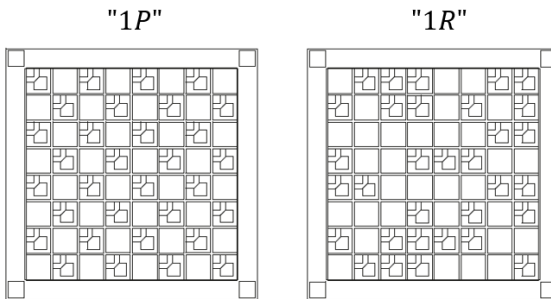


Abbildung 2.38: Zwei VAMM Varianten mit nicht voll-besetzter Gitterstruktur: 1P mit Schachbrett-Muster, 1R randomisiert. (Claeys et al., 2016)

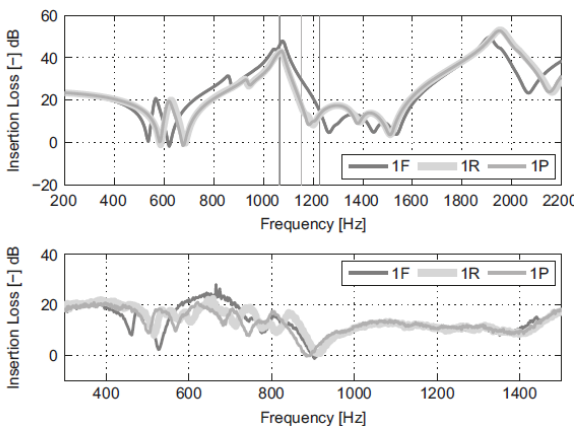


Abbildung 2.39: Berechnete (oben) bzw. gemessene (unten) Verläufe der Durchgangsdämpfung für die drei Varianten 1F, 1P und 1R. (Claeys et al., 2016)

Die von Claeys et al (2016) berechneten Verläufe zeigen eine um etwa 5 dB geringere Durchgangsdämpfung und ein etwas schmäleres wirksames Frequenzband für die beiden Varianten 1P und 1R. Untereinander zeigen diese keinen Unterschied. Die entsprechenden Messungen weisen generell eine sehr starke Abweichung von der Simulation auf. Die höchste Durchgangsdämpfung wird zwischen 600 und 700 Hz erzielt, hier sind ebenfalls leichte Unterschiede in den Varianten erkennbar, die Verläufe der reduzierten Varianten unterscheidet von der Basisvariante, allerdings auch untereinander.

Rehbein et al. (2022) demonstrieren verschiedene Optimierungsansätze sowohl für periodische als auch willkürliche Anordnungen von identischen Resonatoren auf einer Platte. Als Zielfunktion der Optimierung dient das Integral unter der Kurve im Frequenzbereich 120-140 Hz. Mit beiden Varianten lassen sich gegenüber der Ausgangs-Variante Verbesserungen erzielen, eine detaillierte Gegenüberstellung der Ergebnisse erfolgt allerdings nicht. Der prinzipielle Aufbau des Simulationsmodells sowie die Ergebnisse zweier Optimierungen sind in Abbildung 2.40 abgebildet.

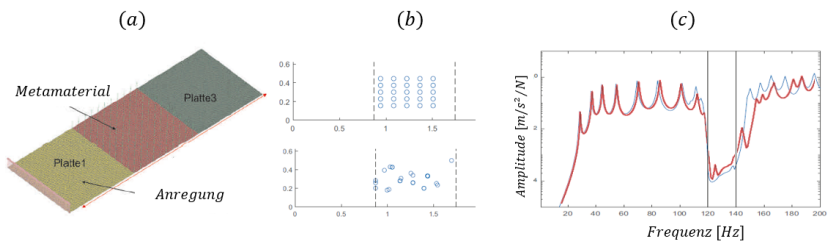


Abbildung 2.40: (a) Demonstrator-Platte mit drei Bereichen: Anregung auf der gelben Fläche, Metamaterial auf der roten Fläche, Messung auf der grünen Fläche; (b) Anordnung der Resonatoren nach Optimierung, oben mit erzwungener Gitter-Anordnung, unten mit freien Positionen; (c) FRFs der beiden mittig dargestellten Varianten. In Anlehnung an Rehbein et al. (2022)

In Wei et al. (2021) werden Resonatoren mit unterschiedlichen Massen untersucht. Die Resonatoren sind dabei in einem quadratischen Gitter angeordnet und die Massen werden systematisch linear sowie sinusoidal variiert (s. Abbildung 2.41). Die jeweiligen Stoppbänder (gelb markiert) werden hierdurch breiter, sind allerdings deutlich geringer ausgeprägt als bei streng periodischer Anordnung.

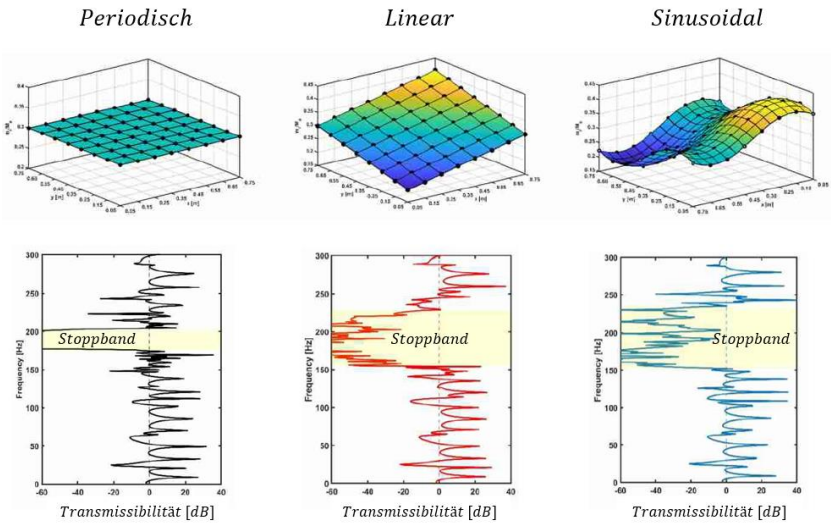


Abbildung 2.41: VAMM mit konstanter Masse (links), linear variierter Masse (mittig) und sinusoidal variierter Masse (rechts), sowie den jeweiligen Transmissibilitäten. In Anlehnung an Wei et al. (2021)

2.6.4 Zwischenfazit VAMM

Zusammenfassend lassen sich bezüglich VAMM die folgenden Erkenntnisse aus dem Stand der Forschung ableiten:

1. Resonanz-basierte VAMM sind Interferenz-basierten Konzepten hinsichtlich Bauraum, Masse und erreichbaren Stoppbändern überlegen.
2. Stoppbänder entstehen asymmetrisch um die Resonanzfrequenz der Resonatoren, wobei die untere Grenze hauptsächlich durch die Resonanzfrequenz und die obere Grenze durch die zusätzliche Masse beeinflusst wird.
3. Mit steigender Resonator-Masse sowie mit steigender Dämpfung werden die Stoppbänder breiter.
4. Die Position der Resonatoren auf der jeweiligen Trägerstruktur hat einen großen Einfluss auf die erreichbaren Dämpfungsgrade.
5. Der Abstand zwischen den Resonatoren hat einen großen Einfluss auf die erreichbaren Dämpfungsgrade, diese werden mit kleinerem Abstand im Mittel verbessert.
6. Durch nicht streng periodische Anordnung der Resonatoren lässt sich die Effektivität des VAMM beeinflussen.

Die in der Literatur vorgestellten Beispiele für VAMM sowie die klassischen Berechnungsmethoden zur Auslegung der Einheitszelle lassen sich zu weiten Teilen jedoch nicht sehr gut in die Praxis übertragen:

1. Die Berechnung der Stoppbänder mithilfe der Dispersionskurven ist nur für unendliche, periodische Strukturen zulässig.
2. Die Auslegung über Einheitszelle und Dispersionskurven ist mathematisch anspruchsvoll und für Konstrukteure i.A. nicht ohne Weiteres anwendbar.
3. Die vorgestellten Beispiele sind geometrisch sehr einfach, eine Betrachtung komplexer Träger-Strukturen findet bisher nicht statt.
4. Nicht-periodische Anordnungen sind bislang nur rudimentär untersucht.
5. Die bereits vorhandenen Erkenntnisse sind größtenteils implizit, eine Darstellung im Sinne anwendbarer Konstruktionsregeln existiert nicht.

2.7 Grundlagen der additiven Fertigung

Zur Herstellung der Untersuchungsbauteile werden aus Zeit- und Kostengründen additive Fertigungsverfahren (auch sog. 3D-Druck, engl. *additive manufacturing*, AM) eingesetzt. Dabei handelt es sich um eine Klasse von urformenden Herstellungsverfahren, bei denen Material schichtweise aufgebracht wird. Der Werkstoff kann dabei flüssig oder fest vorliegen und wird durch physikalische oder chemische Prozesse mit dem Werkstück verbunden. (Leutenecker-Twelsiek, 2019)

Nach DIN EN ISO/ASTM 52900:2022-03 lassen sich AM Verfahren bezüglich der verwendeten Technologie in folgende Kategorien einteilen:

1. Freistrahlf-Bindemittelauftrag
2. Materialauftrag mit gerichteter Energieeinbringung
3. Materialextrusion
4. Freistrahlf-Materialauftrag
5. Pulverbettbasiertes Schmelzen
6. Schichtlaminiierung
7. Badbasierte Photopolymerisation

Innerhalb dieser Kategorien existieren zahlreiche spezifische Verfahren, die je nach Hersteller teilweise unterschiedlich bezeichnet werden. An dieser Stelle wird sich auf zwei Verfahren beschränkt, die technologisch etabliert und im Rahmen der Arbeit gut zugänglich sind. Es werden zuerst die verschiedenen Verfahren sowie die verfügbaren Werkstoffe vorgestellt. Anschließend werden die mechanischen Eigenschaften additiv gefertigter Bauteile erläutert, die durch den schichtweisen Aufbau der Bauteile einige Besonderheiten aufweisen. Abschließend wird ein Zwischenfazit zur Auswahl des Fertigungsverfahrens gezogen.

2.7.1 Fused Filament Fabrication

Fused Filament Fabrication (FFF) zählt zu den bekanntesten und am weitesten verbreiteten AM Technologien. Das Material, meist Kunststoff, liegt dabei als aufgerolltes Filament vor und wird durch Aufheizen verflüssigt und anschließend durch eine Düse schichtweise auf eine Bau-Plattform aufgetragen. Der Aufbau eines typischen FFF Druckers und des Extrusionssystems sind in Abbildung 2.42 zu sehen.

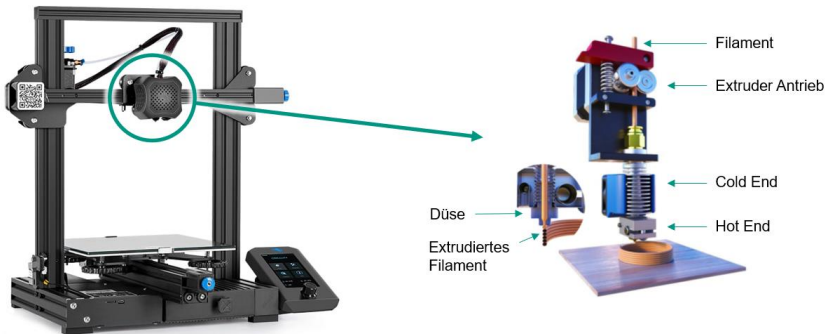


Abbildung 2.42: Typischer Aufbau eines Consumer-Grade FFF Druckers (hier: *Creality Ender 3v2, links*) und eines Extrusionssystems (rechts), in Anlehnung an Shaqour et al. (2021) und Creality 3D (2020)

Die Bewegung des Extruders und der Bauplattform werden üblicherweise über Linearantriebe in Form von Riemen- oder Spindeltrieben realisiert. Typische Schichthöhen liegen im Bereich 0,1 mm - 0,3 mm, Düsen-Durchmesser bei 0,4 mm.

FFF Drucker können bei entsprechend guter Kalibrierung bis zu 70° Überhänge ohne Stützmaterial darstellen, und durch sog. *Bridging* auch mehrere Zentimeter freie Strecke zwischen zwei Stützstellen überbrücken (Richard, Schramm & Zipsner, 2017). Sofern Stützmaterial benötigt wird, kann dies entweder direkt aus dem Modellmaterial gedruckt werden (Single-Material-Printer), oder bei Multi-Material Druckern bspw. aus einem wasser- oder alkohollöslichen Material, welches im Anschluss einfach ausgewaschen werden kann. Die Teile müssen dann i.d.R. kaum nachbearbeitet werden. Sofern lediglich ein Material zur Verfügung steht, ist zur Entfernung des Stützmaterials oft eine aufwändige manuelle, mechanische Nacharbeit erforderlich, und die betroffenen Oberflächen haben eine entsprechend schlechte Oberflächenqualität. Bei filigranen Strukturen besteht außerdem ein relativ hohes Risiko das Bauteil zu beschädigen, und Hinterschnitte sind teilweise nicht darstellbar, wenn sich das Stützmaterial nicht entfernen lässt.

Da die Düse üblicherweise einen kreisrunden Querschnitt aufweist, haben auch die extrudierten Filamentbahnen eine entsprechend abgerundete Kontur. Dies führt einerseits zu einer entsprechend „gerillten“ Oberfläche, andererseits aber auch zu systematischen Lücken innerhalb des Bauteils, die selbst bei 100% Füllgrad und einer erzwungenen Überdeckung benachbarter Bahnen noch auftreten. Dieser Effekt ist sehr gut in Abbildung 2.43 zu sehen. Die Zusammenhänge zwischen

Druck- bzw. Slicer⁵-Parametern, der resultierenden Mikrogeometrie sowie die Auswirkungen auf die mechanischen Eigenschaften der Bauteile wurde im Rahmen dieser Arbeit detailliert untersucht, die Ergebnisse sind in Kapitel 5 zu finden.

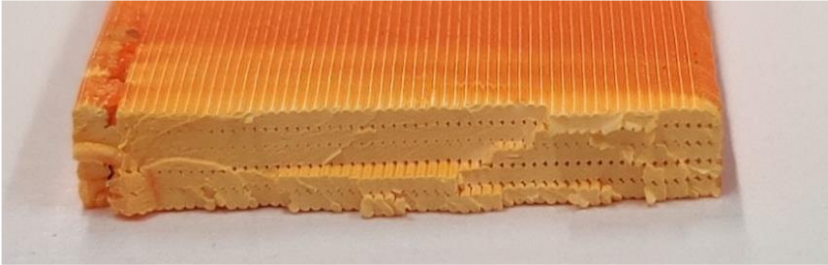


Abbildung 2.43: Nahaufnahme einer gebrochenen Zugprobe aus ABSplus, im FFF Verfahren gedruckt. Der Querschnitt misst 15 mm x 3mm (Bopp & Behrendt, 2020)

Im FFF Verfahren werden größtenteils Kunststoffe genutzt, wobei es mittlerweile auch Geräte gibt, die metallische Werkstoffe verarbeiten können. Die gängigsten Kunststoffe sind *Poly-Lactic-Acid* (PLA), *Acrylnitril-Butadien-Styrol* (ABS) und *Polyethylenterephthalat mit Glykol* (PETG), aber auch Nylon, *Polycarbonat* (PC) und viele weitere Materialien lassen sich prinzipiell verarbeiten (Leutenecker-Twelsiek, 2019; Richard et al., 2017; Stampfl & Hatzenbichler, 2021). Die letztgenannten erfordern jedoch deutlich höhere Temperaturen und i.d.R. eine beheizte Druckkammer, um Verzug oder gar ein Ablösen des Druckteils von der Bauplattform zu vermeiden. Neben den reinen Kunststoffen sind mittlerweile außerdem zahlreiche Filamente mit Zusätzen wie Carbonfasern, Holzpartikeln, metallischen Partikeln etc. erhältlich um bestimmte Eigenschaften zu erreichen.

In dieser Arbeit werden zwei FFF Drucker genutzt: Ein *Creality Ender 3v2* mit Direktantrieb und einem Single-Material Extruder und PLA als Material. Außerdem ein *Stratasys Dimension Elite*, der mit einem Dual-Extruder ausgestattet ist und neben *ABSplus* als Modellmaterial auch lösliches Stützmaterial drucken kann.

⁵ Vgl. Kapitel 2.7.3

Die wichtigsten Materialparameter sind in Tabelle 2 aufgeführt. Es muss an dieser Stelle allerdings auf zwei wichtige Punkte hingewiesen werden:

1. Polymere weisen im Allgemeinen einen temperatur- und frequenzabhängigen E-Modul auf, und insbesondere bei langsamer Belastung kommt es zu Kriechen (Ehrenstein, Riedel & Trawiel, 2004).
2. Je nach Hersteller werden unterschiedlichen Materialzusammensetzungen verwendet. Insbesondere gemischte Kunststoffe wie ABS haben ein jeweils Hersteller-spezifisches Verhältnis der einzelnen Bestandteile, aber auch andere Polymere werden mit Additiven versehen, bspw. um die Druckeigenschaften zu verbessern.

Die hier angegebenen Werte sind an dieser Stelle daher lediglich als Orientierungsrahmen und als Startwerte für die spätere Parameterbestimmung zu verstehen (s. Kapitel 5 und Kapitel 6.2.1).

Tabelle 2: Ausgewählte Materialparameter der für FFF verwendeten Materialien:

Material	Glasübergangstemperatur [°C]	Schmelzpunkt [°C]	Dichte [g/cm ³]	E-Modul [MPa]	Zugfestigkeit [MPa]
PLA	60	160	1,24	2800	38
ABS	110	235	1,05	2600	40
ABSplus	108	-	1,04	2200	33

2.7.2 MultiJet Modeling

MultiJet Modeling ist ein AM-Verfahren, das auf flüssigen Harztröpfchen basiert, die durch UV-Licht gehärtet werden. Dabei können extrem fein aufgelöste Schichthöhen von bis zu 0,014 mm dargestellt werden (Stratasys, 2021b). Dieses Funktionsprinzip ähnelt dem eines herkömmlichen Tintenstrahldruckers. Mehrere verschiedene Materialien können gleichzeitig als flüssiges Harz in Kartuschen geladen und dann an der gewünschten Stelle in Form kleiner Tröpfchen aufgetragen werden. Anschließend wird das Harz durch UV-Licht gehärtet. Da es sich hier um einen chemischen Fügeprozess handelt, entsteht hier ein sehr guter Materialverbund im Vergleich zum FFF Verfahren, wo das neu aufgetragene Material lediglich anhaftet (Stampfl & Hatzenbichler, 2021). Die Stützstruktur wird hier üblicherweise aus einem weichen, teilweise auch löslichen Material hergestellt, daher ist kaum

Nacharbeit notwendig und die Bauteile weisen eine sehr gute Oberflächenqualität auf.

Insgesamt ist der Aufwand für das Prozess-Handling durch das flüssige Harz jedoch deutlich größer als bei FFF Verfahren. Neben der allgemeinen Gesundheitsgefährdung durch die Kunstharze ist hier auch der Materialverbrauch zum Vorbefüllen der Leitungen und die Möglichkeit des Eintrocknens zu nennen. (Stampfl & Hatzenbichler, 2021)

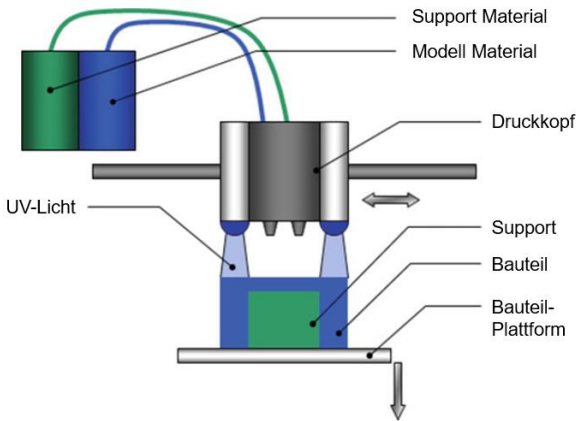


Abbildung 2.44: Schematische Darstellung des MultiJet Verfahrens (Stampfl & Hatzenbichler, 2021)

Der in dieser Studie verwendete Drucker ist ein *Stratasys Objet260 Connex1* mit dem Material *VeroWhite*. Dabei handelt es sich um ein Kunstharz das ähnliche Eigenschaften wie Polyacryl aufweisen soll (Stratasys, 2021b).

Tabelle 3: Materialparameter des MultiJet Materials *VeroWhite*

Material	Glasübergangs- temperatur [°C]	Schmelzpunkt [°C]	Dichte [g/cm³]	E-Modul [MPa]	Zugfestigkeit [MPa]
VeroWhite	52	-	1,17	2000-3000	50-65

2.7.3 Dateiformate und Slicer-Software

Als gängiges Datei-Format für AM Teile hat sich das Stereolithografie-Format (*.STL) durchgesetzt. Dabei wird die Geometrie durch Dreiecks-Flächen abgebildet (sog. Tessellierung) (Grimm, 2004). Um aus der STL-Datei die Werkzeugbahnen für den schichtweisen Aufbau additiv gefertigter Teile zu generieren, werden sog. *Slicer*-Programme eingesetzt. Diese ermöglichen das Zerlegen der Geometrie in die einzelnen Schichten, die Definition sämtlicher Druckparameter, sowie den Export und das Übermitteln der Werkzeug-Bahnen an den jeweiligen Drucker. Bei Open-Source Software werden die Werkzeugbahnen sowie alle Drucker-Befehle als G-Code gespeichert und an den Drucker übermittelt. Dieser G-Code kann eingesehen und modifiziert werden, was im späteren Verlauf der Arbeit relevant wird. Im Falle proprietärerer Software wie bei *Stratasys* kommt ein geschlossenes Format zum Einsatz und die Daten werden direkt an den Drucker übermittelt. Die Zerlegung eines Bauteils in Schichten und unterschiedliche Features ist beispielhaft in Abbildung 2.45 zu sehen: Die Geometrie wird in Boden- und Deckschichten (rot), Konturen (orange), Infill (lila), Überhänge (blau) und Stützmaterial (grün) aufgeteilt.

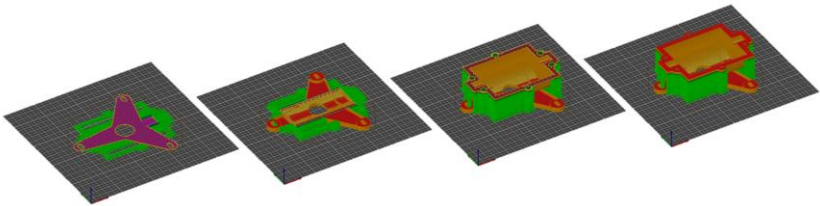


Abbildung 2.45: Darstellung von 4 Schichten der geslicten Geometrie eines Gehäuse-Bauteils in *SuperSlicer*. Die Farben korrespondieren mit dem jeweiligen Feature-Typ wie bspw. Konturen (orange), Stützmaterial (grün) und Deck-Schichten (rot).

Je nach Slicer, insbesondere in quelloffenen Programmen, gibt es teilweise weit über hundert Parameter, mit denen sämtliche Eigenschaften der Bahngeometrie, der verschiedenen Feature-Arten sowie Material- und Drucker-spezifische Parameter definiert werden können, bspw. *SuperSlicer* (SuperSlicer, 2022). Im folgenden Kapitel werden die für das dynamische Verhalten besonders relevanten Parameter vorgestellt.

Neben dem Slicer *Insight 10.6* (Stratasys, 2021a) in Verbindung mit dem *Stratasys Dimension Elite* sowie dem *PolyJet* Drucker *Stratasys Objet Connex1* wurde

außerdem ein *Creatality Ender 3v2* in Kombination mit *SuperSlicer* genutzt (SuperSlicer, 2022).

2.7.4 Druck-Parameter

Beispielhaft sind in Abbildung 2.46 einige Parameter der Software *Insight 10.6* abgebildet, die zu dem verwendeten Drucker *Stratasys Dimension Elite* gehört. Wie durch die fettgedruckten Umrisse angedeutet, sind die wichtigsten Parameter die Schichthöhe, die Bahnbreite und der Luftspalt (Sleiman, 2020)⁶. Um die Komplexität und die Anzahl der Varianten zu reduzieren, wurden die anderen Parameter wie folgt festgelegt: alle Proben werden mit Vollmaterialfüllung, 0° Rasterwinkel und ohne Kontur gedruckt. Dies resultiert in einem „Stapel“ unidirektional ausgerichteter Bahnen wie in Abbildung 2.43 zu sehen. Die übrigen Parameter, die im Rahmen der Studie variiert wurden, sind in Abbildung 2.47 visualisiert und werden im Folgenden kurz erläutert:

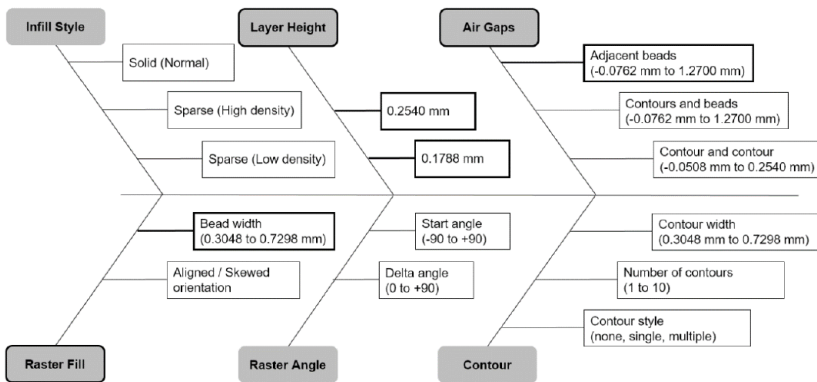


Abbildung 2.46: Ausgewählte Druckparameter mit jew. einigen Werten aus dem Slicer *Stratasys Insight 10.6* (Sleiman, 2020)

Schichthöhe

Die Schichthöhe (engl. *layer height*) ist ein entscheidender Parameter, der mehrere wichtige Auswirkungen hat. Aus der Sicht des Endanwendenden sind die

⁶ Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

wichtigsten Auswirkungen der Schichthöhe die Auflösung in Baurichtung (Z) sowie die Bauzeit. Die Oberflächenqualität wird mit kleineren Schichthöhen verbessert, die Bauzeit allerdings erheblich verlängert. Aus mechanischer Sicht bedeutet eine geringere Schichthöhe, dass es mehr Nähte und Hohlräume zwischen den Schichten gibt, die aus werkstofftechnischer Sicht als Materialfehler angesehen werden können, und die potenzielle Keimpunkte für Risse und Delamination darstellen. (Cuan-Urquizo et al., 2019; Samykano et al., 2019; Stampfl & Hatzenbichler, 2021)

Bahnbreite

Die Bahnbreite (engl. *bead width*) ist die Nennbreite der extrudierten Filament-Bahnen. Ähnlich wie die Schichthöhe in Aufbaurichtung, kann die Bahnbreite als die Auflösung in XY-Richtung betrachtet werden, und eine geringere Bahnbreite erhöht die Anzahl der Nähte und potenziellen Ansatzpunkte für Materialversagen. (Samykano et al., 2019)

Luftspalt

Der Luftspalt (engl. *air gap*) ist der Abstand zwischen den Mittelpunkten zweier benachbarter Bahnen abzüglich der nominellen Bahnbreite. In Abbildung 2.47 sind drei Beispiele mit einem Null-Luftspalt, sowie einem positiven und einem negativen Luftspalt dargestellt. Bei einem Luftspalt von Null kommt es theoretisch zu einem Linienkontakt zwischen benachbarten Bahnen. Ein positiver Luftspalt führt zu einer tatsächlichen Lücke zwischen benachbarten Bahnen, während ein negativer Luftspalt die Bahnen zusammenschiebt und so die Dichte und Kontaktfläche erhöht. In verschiedenen Veröffentlichungen wurde festgestellt, dass die Verwendung eines negativen Luftspalts die Materialfestigkeit verbessert (Cuan-Urquizo et al., 2019; Tronvoll, Welø & Elverum, 2018).

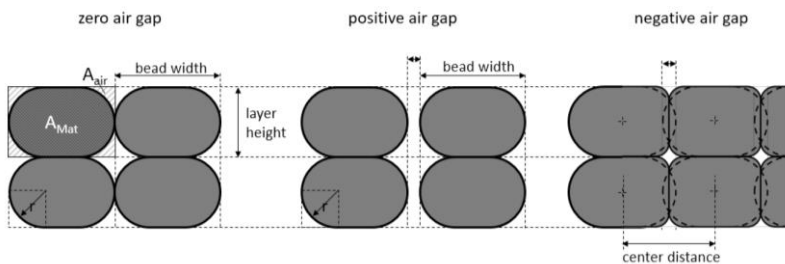


Abbildung 2.47: Prinzipdarstellung eines FFF gedruckten Materials mit wichtigen Druckparametern und deren Auswirkung auf die resultierende Mikrogeometrie (Bopp & Behrendt, 2020)

2.7.5 Bauteileigenschaften additiv gefertigter Teile

Durch den schichtweisen Aufbau bei AM Verfahren sowie die bahn- oder punktweise Materialverteilung innerhalb einer Schicht weisen AM Bauteile einen hohen Grad an Anisotropie auf. Insbesondere für FFF unterscheiden sich die Materialparameter in Aufbaurichtung stark von denen innerhalb einer Schicht, da die Haftung zwischen den einzelnen Bahnen bzw. Schichten einerseits durch das Abkühlverhalten und andererseits durch den nicht vollflächigen Kontakt zwischen den Bahnen negativ beeinflusst wird. (Hebda, McIlroy, Whiteside, Caton-Rose & Coates, 2019; Leutenecker-Twelsiek, Klahn & Meboldt, 2016; Samykano et al., 2019)

Wie in Abbildung 2.48 dargestellt, lässt sich dieser Einfluss bei FFF-Verfahren durch entsprechend optimierte Druckparameter reduzieren. Auch beheizte Druckplattformen oder Druckkammern können hier positiv wirken und Materialverzug und Eigenspannungen verringern, eine tatsächliche Material-Verschweißung findet zwischen den Schichten jedoch auch damit nicht statt, sondern lediglich eine Anhaftung, die naturgemäß schwächer ausfällt. Entlang der Bahnen (orthogonal zur Bild-Ebene in Abbildung 2.48) entspricht das Materialverhalten nahezu dem des Basis-Materials, wobei die Werte abhängig von den im Material vorhandenen Lücken entsprechend geringer ausfallen. Orthogonal zu den Bahnen fällt die Zugfestigkeit i.d.R. um ein Vielfaches geringer aus als die des Basis-Materials, da benachbarte Bahnen lediglich an einander haften, und jede Fuge als Keimstelle für eine Rissbildung dienen kann. Hierzu existiert umfangreiche Literatur, (Ahn, 2001; Ahn, Montero, Odell, Roundy & Wright, 2002; Koch, van Hulle & Rudolph, 2017) die sich im Wesentlichen jedoch auf die Zugfestigkeit der Proben konzentriert.

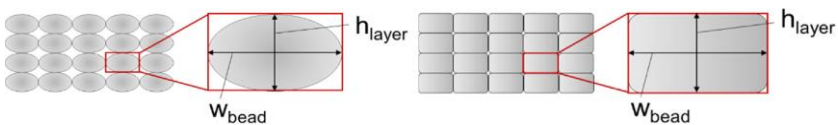


Abbildung 2.48: Schematische Schnittdarstellung durch ein im FFF-Verfahren hergestelltes Bauteil (Koch et al., 2017)

Für das dynamische Verhalten additiv gefertigter Bauteile finden sich nur wenige Untersuchungen (z.B. Adhiyamaan Arivazhagan & Syed Hasan Masood, 2012), die aufgrund der Vielzahl an Parametern und Einflussfaktoren jedoch meist nur eingeschränkt übertragbar sind. Prinzipiell wird davon ausgegangen, dass das dynamische Verhalten dem des Basis-Materials folgt, unter Berücksichtigung der im Material vorhandenen systematischen Fehlstellen. Der für das dynamische

Verhalten ausschlaggebende E-Modul sollte entlang der Bahnen lediglich um den Lückenanteil reduziert sein. In Aufbaurichtung gestaltet sich die Betrachtung komplexer, da hier im Gegensatz zur Bahn-Richtung keine konstanten Querschnitte vorliegen. Durch die stark verringerte Haftung in dieser Richtung ist das Auftreten von lokaler Delamination außerdem sehr wahrscheinlich, wodurch nicht-lineare Effekte und erhöhte Dämpfung entstehen. (Richard et al., 2017; Samykano et al., 2019; Tronvoll et al., 2018)

Im MultiJet-Verfahren hergestellte Teile weisen insgesamt eine deutlich geringere Anisotropie auf, da der Materialauftrag und die Aushärtung über einen chemischen Prozess stattfinden, bei dem es zu einem vollständigen Materialverbund kommt. Durch die sehr kleine Tröpfchengröße und den flüssigen Zustand des Harzes fällt hier der Lückenanteil auch entsprechend gering aus, und die Teile weisen einen Füllgrad von annähernd 100% auf. Für das dynamische Verhalten von MultiJet-Bauteilen kann daher davon ausgegangen werden, dass nur geringe Abweichungen vom Basis-Werkstoff auftreten. Im Gegensatz zu FFF Verfahren ist die Auswahl an Materialien bei MultiJet-Verfahren allerdings auf Kunstharze begrenzt, die relativ hohe Dämpfungsgrade aufweisen. Die Eignung solcher Materialien zur Darstellung von VAMM wird in Kapitel 5.8.2.3 näher untersucht.

2.7.6 Zwischenfazit additive Fertigung

In diesem Kapitel wurden die für diese Arbeit relevanten Grundlagen der additiven Fertigung vorgestellt, sowie die beiden Verfahren FFF und MultiJet, die im Rahmen der Arbeit zur Verfügung stehen. Zwar lassen sich mit dem MultiJet Verfahren qualitativ hochwertigere Bauteile herstellen, aufgrund der einfachen Handhabbarkeit, der großen Materialauswahl, den geringeren Materialkosten sowie der äußerst hohen Verfügbarkeit der entsprechenden Anlagen wird für den weiteren Verlauf der Arbeit aber hauptsächlich FFF verwendet, in Kombination mit weißem *Prusa* PLA Filament. Die bei diesem Verfahren auftretende Materialanisotropie erschwert zwar die exakte Berechnung der Materialien, dieser Umstand kann aber für konzeptionelle Untersuchungen mit hauptsächlich vergleichenden Messungen in Kauf genommen werden. Ziel dieser Arbeit ist die Ableitung allgemeiner Konstruktionsregeln und Auslegungsprinzipien, daher ist eine exakte Auslegung auf bestimmte Zielfrequenzen an dieser Stelle zweitrangig.

2.8 Dynamisch-mechanische Analyse

Wie in Kapitel 2.2.1.2 eingeführt, hängt das Schwingverhalten eines Bauteils nur von den Parametern Steifigkeit, Masse und Dämpfung ab. Polymere Werkstoffe weisen im Allgemeinen ein stark temperatur- und frequenzabhängiges dynamisches Verhalten auf, insbesondere die Parameter E-Modul und Dämpfungsgrad (Ehrenstein et al., 2004). Da die Gehäuse und Resonatoren in dieser Arbeit aus solchen Materialien gefertigt werden, müssen also entsprechende Kennlinien gemessen werden, mit denen später die Simulations-Modelle parametrisiert werden können. Von Interesse ist dabei der gesamte akustische Frequenzbereich von 20 Hz bis 20 kHz, und insbesondere die Frage, ob die Frequenzabhängigkeit linear verläuft. Messeinrichtungen zur Bestimmung der Materialsteifigkeit sind i.d.R. aber prinzipbedingt sehr steif und damit auch sehr schwer ausgeführt und können oftmals nur bis etwa 10 Hz betrieben werden.



Abbildung 2.49: Versuchsaufbau zur Durchführung der dynamisch-mechanischen Analyse mit Zugvorrichtung und Temperierkammer, links im Bild ist der Tank für den flüssigen Stickstoff zu sehen. (Sleiman, 2020)

Hier kann das Verfahren der dynamisch-mechanischen Analyse (DMA) angewendet werden. Dabei macht man sich das Prinzip der "Zeit-Temperatur-Äquivalenz" zunutze, wonach eine mechanische Reaktion bei niedriger Temperatur äquivalent zu einer Reaktion in kurzer Zeit bzw. bei hoher Frequenz ist, da das Material dann

sehr viel steifer ist. Umgekehrt ist eine mechanische Reaktion bei hohen Temperaturen, wo das Material an Steifigkeit verliert, gleichbedeutend mit einer Reaktion bei niedriger Frequenz. (Chartoff, Menczel & Dillman, 2009; Ferry, 1980)

Für die DMA werden kombinierte Temperatur- und Frequenzsweeps mit diskreten Schritten durchgeführt, in einem Temperaturbereich von -70°C bis 140°C und Frequenzen zwischen 0,1 Hz und 10 Hz. Aus dem temperaturabhängigen Dämpfungs- und Steifigkeitsverhalten kann dann das frequenzabhängige Verhalten durch die Erstellung sog. *Masterkurven* abgeleitet werden. Dies wird durch Verschieben der frequenzabhängigen Werte des Speichermoduls E' , des Verlustmoduls E'' und des Verlustfaktors $\tan(\delta)$ mit Hilfe eines Verschiebungsfaktors entlang der Frequenzachse erreicht. Dabei werden die Kurven der verschiedenen Temperaturen mit einem Polynom dritten Grades angepasst. (Sessner, Jackstadt, Liebig, Kärger & Weidenmann, 2019)

Im Rahmen dieser Arbeit wurden DMA Versuche für Zugproben aus *ABSplus* durchgeführt, diese werden in Kapitel 5 detailliert beschrieben.

3 Motivation und Zielsetzung

3.1 Motivation

Das strukturdynamische Verhalten von Bauteilen wird maßgeblich durch deren Einbausituation bzw. durch den Gesamtsystemkontext bestimmt. Durch die Verbindung mit anderen Bauteilen entstehen Mehrkörper-Schwinger-Systeme, deren dynamisches Verhalten stark von dem der einzelnen Bauteile abweicht. Die simulative Abbildung komplexer Mehrkörper-Systeme gestaltet sich oft schwierig und die entsprechende Parametrisierung solcher Modelle erfordert einen hohen messtechnischen Aufwand (Maier, 2011). Dies führt dazu, dass akustische Probleme oftmals erst im Zusammenbau des Gesamtsystems auftreten und erkannt werden können. Dabei befindet man sich naturgemäß bereits in einer sehr späten Phase des Entwicklungsprozesses, in der Bauteiländerungen meist nur noch unter hohem Kostenaufwand vorgenommen werden können (Ehrlenspiel & Meerkamm, 2017).

Zur Behebung solcher Problemstellungen wird dann oftmals auf Sekundär-Maßnahmen zurückgegriffen, bei denen vorhandene Schwingungen durch Einbringung zusätzlicher Materialien bedämpft werden. Typische Materialien sind dabei sog. Polymerbitumen, die ein relativ breitbandiges Wirkungsspektrum aufweisen. Da die Dämpfung hier größtenteils über Masse und Materialdämpfung erreicht wird, führen diese Lösungen aber schnell zu einer relativ hohen zusätzlichen Masse. (Möser, 2009)

Vibroakustische Metamaterialien (VAMM) können hier Vorteile gegenüber solchen konventionellen Lösungen bieten, insbesondere hinsichtlich erreichbarer Dämpfungsgrade, Bauraum, Gewicht sowie Präzision der zu tilgenden Frequenzbereiche. Beim Einsatz von VAMM gibt es zwei wesentliche Herausforderungen: Einerseits müssen die Resonatoren auf die korrekte Zielfrequenz ausgelegt werden. Andererseits müssen die Resonator-Strukturen in das betreffende Bauteil integriert werden. Insbesondere müssen geeignete Positionen und Orientierungen für die Anbringung der Resonatoren bestimmt werden, damit diese möglichst effektiv auf die Träger-Struktur wirken können. Weiterhin ist die Anzahl der eingesetzten Resonatoren ein Parameter der variiert werden kann, um bspw. Masse-Restriktionen einzuhalten oder einem bestimmten Maximal-Pegel zu genügen.

3.2 Forschungslücke

Wie im Stand der Forschung dargestellt, wird bei der Auslegung von VAMM in der Literatur zunächst die Einheitszelle auf Basis des Bloch-Floquet-Ansatzes und das zugehörige Stopband mithilfe der Dispersionskurven berechnet, wobei von einer unendlich ausgedehnten, periodischen Struktur mit konstanten Materialparametern ausgegangen wird (Bloch, 1929; Efimtsov & Lazarev, 2001; Jiménez et al., 2021). Das so berechnete Metamaterial weist dann eine regelmäßige, gitterartige Anordnung der Resonatoren auf. Dieses Vorgehen erfordert aber einerseits sehr tiefgreifendes Wissen über strukturdynamische Berechnungsmethoden, andererseits sind die angenommenen Randbedingungen für finite Strukturen in realen Anwendungen nicht gegeben. Auch in der jüngeren Literatur finden sich fast ausschließlich Anwendungsbeispiele für simple Geometrien wie Platten oder Zylinder, komplexere Strukturen werden kaum betrachtet (Claeys et al., 2016; Manushyna et al., 2020; Melo Filho et al., 2019; Wei et al., 2021). Für die Integration von VAMM in komplexe, anwendungsnahe Bauteile gibt es in der Regel jedoch zahlreiche Randbedingungen bezüglich Geometrie, möglichen Positionen der Resonatoren und zur Verfügung stehender Fläche, wodurch eine Auslegung wie im Stand der Forschung beschrieben in der Regel nicht ohne Weiteres umsetzbar ist. Auch die Materialstärke, und damit die lokaldynamische Anbindungssteifigkeit, die einen Einfluss auf die resultierende Eigenfrequenz der Resonatoren hat, ist in realen Bauteilen meist nicht konstant. Eine Betrachtung nicht streng periodischer Anordnungen findet lediglich in vereinzelt, hochaktuellen Veröffentlichungen statt (Rehbein et al., 2022; Wei et al., 2021). Die Übertragung bisheriger Forschungsergebnisse auf reale Anwendungsfälle und Bauteile gestaltet sich daher schwierig und macht den Bedarf für weitere Untersuchungen deutlich.

3.3 Zielsetzung und Forschungshypothese

Ziel dieser Arbeit ist die Ableitung einer Methode zur effizienten, gezielten Auslegung und Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Strukturen, unter Berücksichtigung der Randbedingungen realer technischer Systeme hinsichtlich Zielfrequenz, Bauraum und Gewicht.

Die Methode umfasst dabei die Analyse des Zielsystems, die Auslegung der Resonatoren, sowie Konstruktionsregeln zu deren Positionierung. Mithilfe dieser Konstruktions-Regeln sollen Konstrukteure befähigt werden, komplexe Bauteile wie bspw. Gehäusestrukturen bezüglich ihres vibroakustischen Verhaltens zu analysieren, VAMM-Resonatoren entsprechend auszulegen und an den richtigen Stellen zu platzieren, sodass diese möglichst effektiv wirken.

Hierfür lässt sich die folgende Forschungshypothese aufstellen:

Für die effektive und effiziente Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe Bauteilstrukturen lassen sich Konstruktionsregeln zur Produktsynthese ableiten, mit denen die Eigenfrequenz, Anzahl, Position und Winkellage der Resonatoren ausgelegt und optimiert werden kann.

Zur Überprüfung der Hypothese sollen die folgenden Forschungsfragen beantwortet werden:

1. **Kann die rechnerische Auslegung der VAMM Resonatoren effizienter gestaltet werden, indem vereinfachende Annahmen bzgl. der Anbindungssteifigkeit getroffen werden, und welche Unsicherheiten entstehen dadurch?**
2. **Nach welchen Regeln müssen VAMM Resonatoren innerhalb der Trägerstruktur abhängig vom Kraftfluss und den relevanten Modenformen positioniert und ausgerichtet werden, um möglichst effektiv zu wirken?**
3. **Kann die Effektivität der VAMM Resonatoren durch eine nicht streng periodische Anordnung verbessert werden?**

4 Vorgehensweise und Lösungsweg

Zur Beantwortung der ersten Forschungsfrage wird eine Parameterstudie durchgeführt, bei der eine einfache Trägerplatte mit VAMM bestückt, und in verschiedenen Ausführungen berechnet wird. Dabei wird sowohl die Anzahl der Resonatoren als auch die Dicke und damit die Steifigkeit der Platte variiert. Das resultierende Schwingverhalten der Varianten wird analysiert, um zu bewerten, inwiefern die tatsächliche Anbindungssteifigkeit des Trägerbauteils bei der Auslegung eines einzelnen Resonators berücksichtigt werden muss.

Zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage und zur Ableitung der Konstruktionsregeln wird ein Gehäuse entworfen, welches am Aufbau typischer Komfort-Aktuator-Gehäuseformen angelehnt ist und als Untersuchungsplattform dient (im Folgenden „Untersuchungsgehäuse“ genannt). Dieses Gehäuse wird zunächst in seinem Ausgangs-Zustand bzgl. Luft- und Körperschall vermessen, um problematische Geräuschanteile zu identifizieren. Anschließend werden verschiedene Konzepte zur Integration und Positionierung der Resonatoren erarbeitet. Die prinzipielle Eignung der Konzepte wird vorab in der FEM-Simulation überprüft und ausgewählte Lösungen anschließend physisch umgesetzt und bezüglich Luft- und Körperschall vermessen.

Zur Beantwortung der dritten Forschungsfrage werden außerdem nicht-periodische Anordnungen betrachtet. Neben kreisförmig symmetrischen Layouts werden hier außerdem völlig unregelmäßige Layouts betrachtet. Hierzu wird ein evolutionärer Algorithmus implementiert, der die Position der Resonatoren variiert, das resultierende Körperschallverhalten berechnet und auswertet, und die jeweils beste Lösung in die nächste Generation übernimmt.

Die Berechnungs- und Messergebnisse der unterschiedlichen Konzepte werden bezüglich Effektivität analysiert und bewertet, anschließend werden die Eigenschaften der besten Lösungen abstrahiert und in Konstruktionsregeln übersetzt.

Abschließend findet eine Validierung der Ergebnisse statt, indem ein neues Gehäuse mit unbekanntem vibroakustischem Verhalten konstruiert wird. Dieses wird dann nach der erarbeiteten Methodik vermessen, analysiert und mit VAMM ausgestattet. In einer abschließenden Messung wird die Effektivität der so bestimmten VAMM-Auslegung und -Anordnung bestätigt.

Um die Untersuchungen wie beschrieben durchführen zu können, werden ein Untersuchungsgehäuse sowie eine geeignete Mess- und Validierungsumgebung benötigt. Um für das Gehäuse und die Resonatoren eine möglichst große Gestaltungsfreiheit zu gewährleisten, werden die Bauteile additiv im FFF Verfahren hergestellt. Wie in Kapitel 2.7 erläutert, weisen AM Bauteile einige besondere Eigenschaften auf, die einen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben. Initial wird daher eine dynamisch-mechanische Analyse additiv gefertigter Proben durchgeführt, um einerseits das frequenzabhängige dynamische Verhalten der eingesetzten Polymere zu charakterisieren, und andererseits die AM-spezifischen, von den Druckparametern und damit der Mikrogeometrie abhängigen Bauteileigenschaften zu bestimmen. Die Ergebnisse der Materialcharakterisierung können dann zur Parametrierung eines Finite-Elemente-Modells genutzt werden, um verschiedene Konzepte vorab zu berechnen.

Die anschließend abgeleiteten Erkenntnisse sowie das methodische Vorgehen sind dabei weitestgehend unabhängig vom eingesetzten Verfahren und Material, und beziehen sich nur auf grundlegende physikalische Zusammenhänge. Bei Verwendung anderer Materialien müssen offensichtlich die entsprechenden zugehörigen Materialparameter für die Berechnung genutzt werden, das prinzipielle Vorgehen ist davon aber unabhängig.

5 Dynamische Charakterisierung additiv gefertigter Strukturen

Um das Materialverhalten der AM Bauteile modellieren zu können werden u.a. die Parameter E-Modul und Dämpfungsgrad benötigt, die jeweils stark von den Druckparametern und von Temperatur und Frequenz abhängig sind. Auch die Dichte ist ein wichtiger Parameter, der von den Druckparametern und dem damit verbundenen Anteil der Materiallücken abhängt. Daher wurde zu Beginn der Arbeit Proben mit unterschiedlichen Druckparametern aus *ABSplus* hergestellt. Mit diesen wurde anschließend eine DMA (s. Kapitel 2.8) durchgeführt, um die Frequenzabhängigkeit zu quantifizieren, und quasi-statische Zugversuche um die Streuung innerhalb jeder Probengruppe zu bestimmen. Aus jeder Gruppe wurde außerdem ein polierter Material-Schnitt angefertigt, um den Einfluss der Druckparameter auf die systematischen Lücken innerhalb des Materials optisch zu quantifizieren. Die wesentlichen Ergebnisse wurden bereits in Bopp & Behrendt (2020) veröffentlicht und entstanden im Rahmen von Sleiman (2020).

5.1 Basisgeometrie der Probenkörper

Die Probekörper werden als rechteckige Balken mit den Außenabmessungen 3 x 20 x 170 mm für die DMA und 3 x 20 x 100 mm für die quasi-statischen Analysen ausgeführt. Alle Proben werden mit 100 % Füllgrad, einer 0°/0°-Schichtausrichtung und ohne Kontur gedruckt. Dies ergibt einen Stapel parallel ausgerichteter Filament-Bahnen wie in Abbildung 5.1 angedeutet. Dadurch wird gewährleistet, dass die Proben untereinander möglichst gleich aufgebaut sind und eine Infill-bedingte Streuung vermieden wird.

Die Proben wurden auf der langen Kante gedruckt, um Verformungen zu vermeiden. Alle Muster wurden auf einer Stratasys Dimension Elite mit orangefarbenem ABSplus gedruckt. Zur Vorbereitung der verschiedenen Parametersätze wurde die Slicing-Software *Insight 10.6* verwendet. Alle Muster haben die gleiche Basisgeometrie und wurden aus demselben Filament gedruckt.

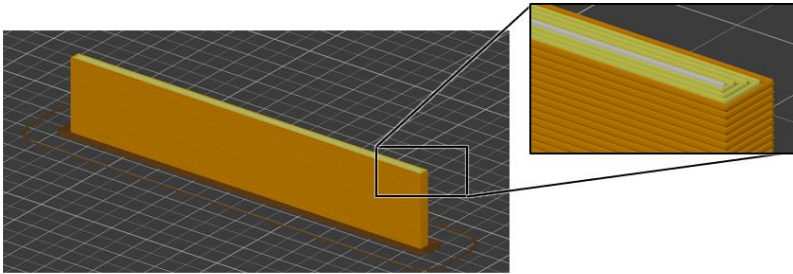


Abbildung 5.1: Geslicte Geometrie der Probenkörper in der Slicing Software. Die einzelnen Schichten und der Werkzeugpfad sind gut erkennbar.

5.2 Untersuchte Druckparameter

Wie im Stand der Forschung beschrieben, bieten Slicing-Programme eine Vielzahl von Parametern, die vom Benutzer beeinflusst werden können. Eine Auswahl der einflussreichsten Parameter ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Die grün markierten Parameter haben einen starken Einfluss auf das mechanisch-dynamische Verhalten der Bauteile (Ahn, 2001; Ahn et al., 2002; Bähr & Westkämper, 2018; Bellini & Güçeri, 2003; Bopp & Behrendt, 2020; Tronvoll et al., 2018).

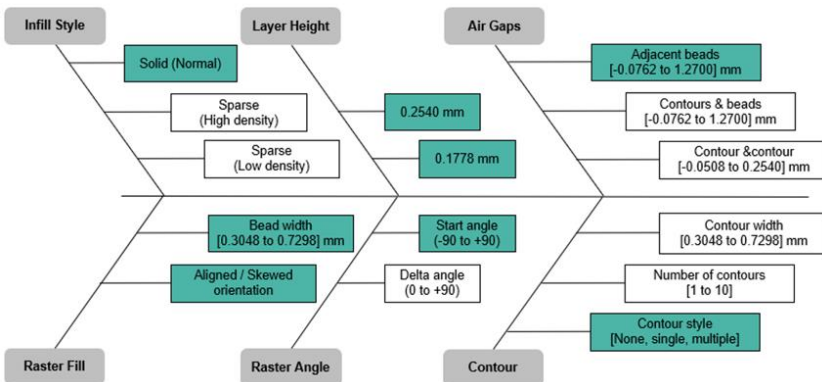


Abbildung 5.2: Fischgrätendiagramm der einflussreichsten Druckparameter in der Slicer-Software *Insight 10.6* (Sleiman, 2020)

Auf Basis einer Literaturrecherche sowie ersten Probedruckten wurden die in Tabelle 4 aufgeführten Parametersätze ausgewählt, und von jedem Parametersatz 10 Proben gefertigt. Es gibt dabei fünf Parametersätze mit kleiner Schichthöhe und mit unterschiedlichen Bahnbreiten und Luftspalten sowie zwei Parametersätze mit großer Schichthöhe. Parametersatz 1 und 6 entsprechen den Standard-Parametersätzen für kleine und große Schichthöhe, die automatisch gewählt werden, wenn keine andere Einstellung durch den Nutzer vorgenommen wird. Wenn ein positiver Luftspalt gewählt wurde, konnte bei den resultierenden Bauteilen ein tatsächlicher Luftspalt beobachtet werden. Da positive Luftspalte offensichtlich nachteilig für das mechanische Verhalten sind, wurden keine derartigen Proben getestet. Wird die Überlappung andererseits zu groß gewählt, haben sich ab Luftspaltwerten unter $-0,05$ mm mehrere Drucke von der Plattform gelöst, da durch die große Überlappung eine Querkraft entsteht.

Tabelle 4: Parametersätze und zugehörige Druckparameter zur Herstellung der Probenkörper.

Parametersatz	Schichthöhe	Bahnbreite	Luftspalt
1	0,1778	0,3556	0
2	0,1778	0,3556	-0,0254
3	0,1778	0,4548	-0,0254
4	0,1778	0,4548	-0,0508
5	0,1778	0,5000	-0,0254
6	0,254	0,5080	0
7	0,254	0,5080	-0,0254

5.3 Materialschnitte

Aus jedem Parameterset wurde eine Probe zur Herstellung von Materialschnitten verwendet. Die Probe wird dazu an drei Stellen senkrecht zu den Bahnen geschnitten, um die Konsistenz der Materialverteilung innerhalb der Probe, sowie die Form der Bahnen und der Lücken innerhalb des Materials zu beurteilen. Die geschnittenen Stücke werden dann in transparentes Harz eingelegt und geschliffen, bis die Oberfläche die gewünschte Qualität aufweist. Die so entstandenen Schnitte wurden anschließend mikroskopisch erfasst und ausgewertet. Im Hinblick auf den Umfang werden an dieser Stelle nur die drei wichtigsten Schnitte gezeigt: die beiden

Standard-Parametersets 1 und 6 sowie Set 4, welches unter allen Proben die geringste Lückengröße aufweist und somit die höchste Materialdichte hat. Die vollständige Übersicht ist in Anhang B zu finden.

In Abbildung 5.3 ist der Materialschnitt von Parameterset 1 dargestellt. Dies ist der Standardparametersatz für die kleine Schichthöhe in der Slicer-Software. Die Bahnformen und -positionen weisen ein Muster auf, das sich regelmäßig alle zwei Reihen von unten nach oben wiederholt und abwechselnd kleine und große Dreiecksformen aufweist. Insbesondere die Bahnformen stimmen gut mit den erwarteten Ergebnissen und der Literatur überein (vgl. bspw. Pisarciuc, 2019).

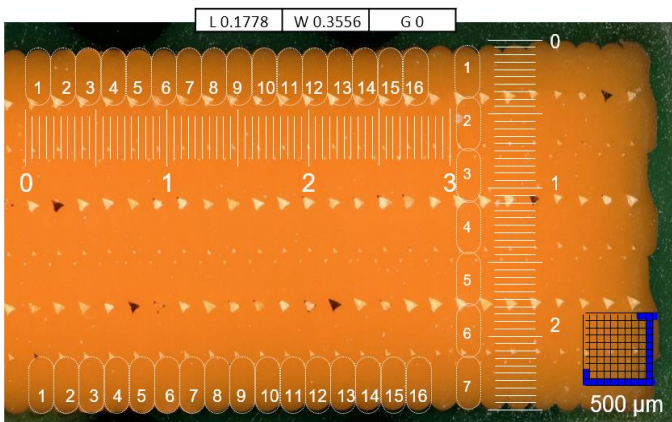


Abbildung 5.3: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 1, mit nummerierten Einzel-Bahnen und Lineal in Millimetern. (Bopp & Behrendt, 2020)

Die Tatsache, dass die Hohlräume zwischen den Bahnen entweder hell oder sehr dunkel erscheinen können, ist durch den Vorgang des Vergießens und des Schleifens zu erklären. Wenn das Harz in den Hohlraum eingedrungen ist oder sich Schleifrückstände im Hohlraum befinden, erscheint er hell oder orange, wenn der Hohlraum offen liegt erscheint er dunkel.

In Abbildung 5.4 ist die Probe aus Parametersatz 6 dargestellt, der den Standardeinstellungen für die große Schichthöhe entspricht. Es ist zu beobachten, dass die Bahnform bei der großen Schichthöhe sehr gut mit einer ovalen Form angenähert werden kann, und dass die Bahnen selbst bei einem Luftspalt von Null

bereits leicht zusammengedrückt sind. Das Ausmaß der Verformung ist jedoch wesentlich geringer als bei Probe 1 mit kleiner Schichthöhe.

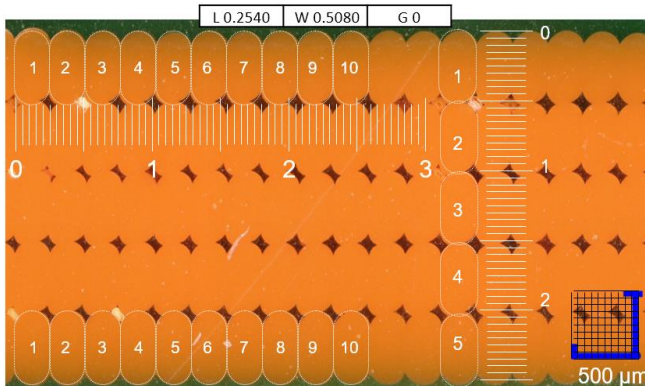


Abbildung 5.4: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 6 (Bopp & Behrendt, 2020)

In Abbildung 5.5 ist das Ergebnis von Parametersatz 4 dargestellt, der mit ca. 0,3 % den geringsten Anteil an Hohlräumen aller Proben aufwies. Proben, die mit einem noch geringeren Luftspalt gedruckt wurden, führten zu minderwertigen oder sogar komplett fehlgeschlagenen Drucken.

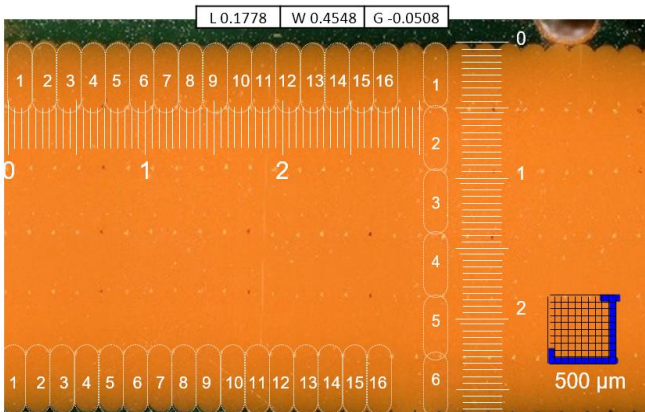


Abbildung 5.5: Mikroskop-Aufnahme des Materialschnitts von Parameterset 4 (Bopp & Behrendt, 2020)

Aus dieser ersten Analyse ist bereits ersichtlich, dass die Druckparameter einen sehr großen Einfluss auf die resultierende Mikrogeometrie haben. Durch den teilweise sehr hohen Lückenanteil ist auch ein starker Einfluss auf die Steifigkeit und die Dichte zu erwarten. Im nächsten Schritt wird dieser Einfluss quantifiziert indem einerseits die Dichte der Proben bestimmt, und andererseits die Steifigkeit direkt mittels Zugversuchen und DMA gemessen wird.

5.4 Optische Analyse

Um den Flächenanteil der Lücken genau zu bestimmen, wurde eine optische Bildanalyse in MATLAB genutzt, mithilfe derer die Materialanteile automatisch quantifiziert werden. Diese erkennt die unterschiedlichen Flächenanteile und erstellt ein entsprechendes Overlay, das anschließend ausgewertet werden kann.

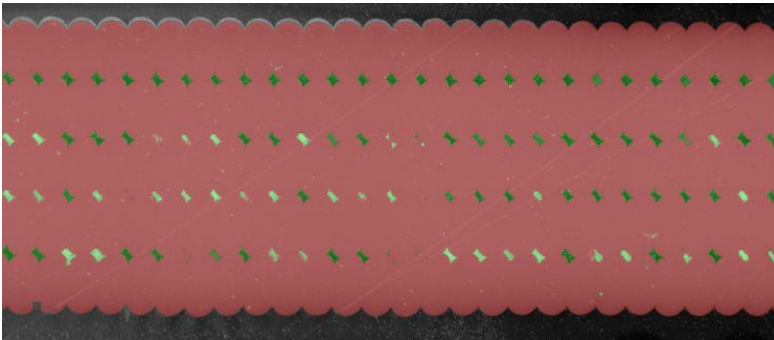


Abbildung 5.6: Verarbeitetes Schnitt-Bild mit identifizierten Regionen *Material* (rot), *Lücke* (grün) und *Hintergrund* (schwarz) (Bopp & Behrendt, 2020)

Um die Genauigkeit bei der Auswertung zu gewährleisten, wurden jedes Overlay geprüft und ggf. falsch zugeordnete Flächen manuell korrigiert. Anschließend wurden die generierten Overlays pixelweise ausgewertet und das Verhältnis von Material zu Lücken berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5 zusammengetragen. Probe Nr. 2 wurde falsch zugeordnet und ist daher ungültig. Neben den Lücken- bzw. Materialanteilen der Schnittflächen wurden außerdem die gemittelte Dichte der jew. 9 verbliebenen Proben jeder Gruppe bestimmt.

Tabelle 5: Ergebnisse der optischen Analyse und der Dichtemessung der AM Materialproben (Bopp & Behrendt, 2020)

#	Lücken 1 [%]	Lücken 2 [%]	Lücken 3 [%]	Lücken _{Mittel} [%]	Material _{Mittel} [%]	gem. Dichte [g/cm ³]
1	3.28	2.07	2.43	2.59	97.41	0.9698
2	3.1	3.48	3.06	3.21	96.79	0.9854
3	0.77	0.95	0.95	0.89	99.11	0.9907
4	0.35	0.34	0.34	0.34	99.66	0.9899
5	0.33	0.7	0.68	0.57	99.43	0.9946
6	3.78	4.29	4.16	4.08	95.92	0.9666
7	2.04	1.8	1.62	1.82	98.18	0.9905

Aus der gemittelten Dichte wurde anschließend der theoretische Lückenanteil errechnet, der sich aus der Dichte des Ausgangsmaterials (1,04 g/cm³) und der gemessenen Dichte ergibt. Alle Werte sind im in Abbildung 5.7 zusammengefasst.

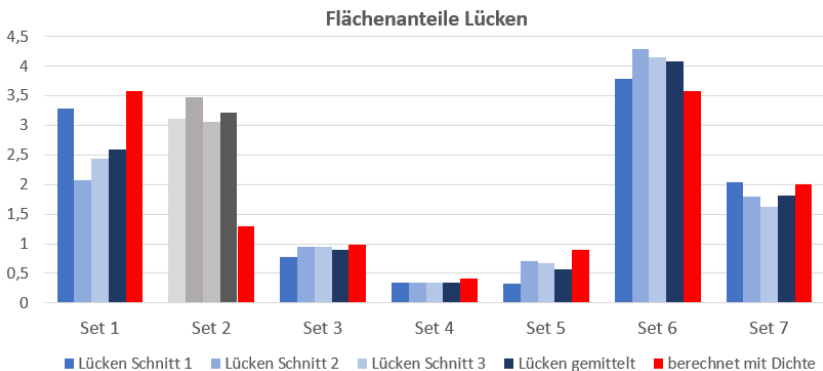


Abbildung 5.7: Blau: Prozentualer Lückenanteil aller Materialschnitte. Rot: Aus der Dichte abgeschätzter Lückenanteil. Grau: Set 2 ist ungültig.

Zwischen dem Lückenanteil (blau) und der Dichte besteht eine gute Korrelation. Die hellblauen Balken stellen dabei jeweils einen Querschnitt aus derselben Probe dar. Es kann beobachtet werden, dass insbesondere bei den Standardeinstellungen in Set 1 und 6, die einen verhältnismäßig hohen Lückenanteil aufweisen, auch die Streuung zwischen den einzelnen Schnitten relativ groß ausfällt.

5.5 Dynamisch-mechanische Analyse

Die Dynamisch-mechanische Analyse (DMA) wird mit dem in Abbildung 5.8 dargestellten Versuchsaufbau durchgeführt. Für die Messungen wird ein Temperaturbereich von -40 °C bis 80 °C in Schritten von 10 K und ein Frequenzbereich von $0,1\text{ Hz}$ bis 10 Hz eingestellt. Die Probe wird in der Temperierkammer mit einer freien Länge von 70 mm eingespannt, und der Belastungs-Mechanismus ist während der Abkühlphase auf Kraft-Regelung eingestellt, um unbeabsichtigte Spannungen durch thermische Verformung zu vermeiden. Nach der initialen Abkühlphase wird eine Anfangsdehnung von $0,14\text{ mm}$ eingestellt, gefolgt von einer sinusförmigen Anregung mit $0,07\text{ mm}$ Amplitude und steigender Frequenz.

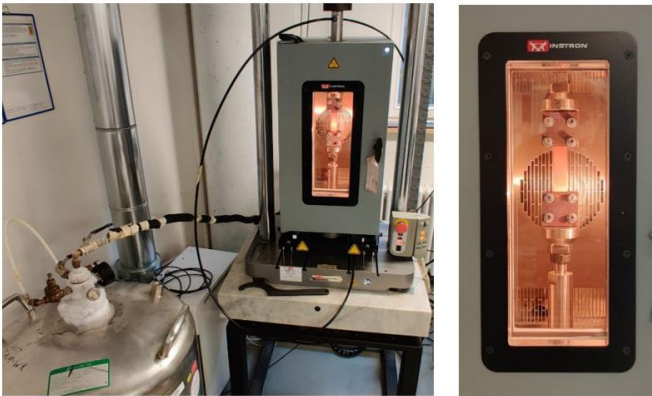


Abbildung 5.8: Versuchsaufbau zur Durchführung der DMA: Flüssiger Stickstoff Tank links im Bild, dynamische Zug-Mess-Vorrichtung mit vertikal eingespannter AM-Probe rechts (Sleiman, 2020)

Da eine einzelne DMA etwa vier Stunden in Anspruch nimmt, wird nur eine Probe pro Parametersatz vermessen. Das Hauptziel dieser Messung ist es, die Frequenzabhängigkeit des dynamischen Verhaltens zu charakterisieren, und zu sehen, ob die Frequenzabhängigkeit auch zwischen den Parametersätzen variiert. Die Streuung innerhalb der Gruppen wird im Anschluss durch quasi-statische Zugversuche ermittelt, die deutlich effizienter durchgeführt werden können. Die gewonnenen Daten werden mit einem MATLAB-Skript verarbeitet, um die Zeit-Temperatur-Verschiebung durchzuführen (vgl. Kapitel 5.5) und die Masterkurven für 20 °C zu generieren. Die Master-Kurven für die Parametersätze 1 bis 7 sind in Abbildung 5.9 dargestellt. Es ist gut erkennbar, dass alle Proben eine sehr ähnliche Frequenzabhängigkeit aufweisen, die durch die Gradienten der Kurven dargestellt wird.

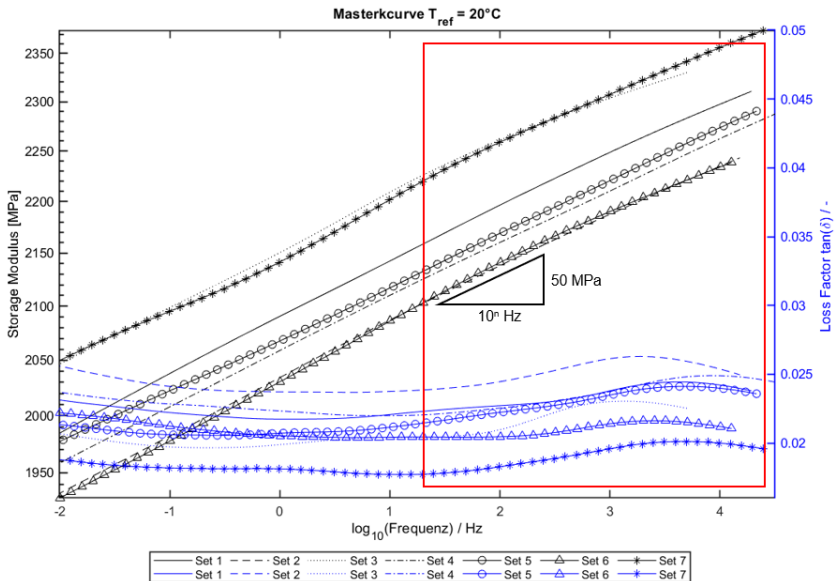


Abbildung 5.9: Masterkurven für Speicher- und Verlustmodul im Frequenzbereich 0,01 Hz bis 20 kHz aus der DMA mit *ABSplus* Proben (Bopp & Behrendt, 2020)

In dem interessierenden Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 20 kHz kann die Frequenzabhängigkeit des Speichermoduls⁷ durch eine lineare Funktion mit einer Steigung von 50 MPa pro Dekade angenähert werden. Die einzelnen Proben streuen dabei recht stark, und es lässt sich keine gute Korrelation zu den Lückenanteilen feststellen, die im vorherigen Kapitel bestimmt wurden: Set 4 hat mit lediglich 0,3% Lücken den geringsten Anteil, der Speichermodul aus der DMA liegt aber eher im unteren Drittel. Set 3 und Set 5 weisen ähnlich niedrige Lückenanteile auf, liegen bei der Bestimmung des Speichermoduls jedoch sehr weit auseinander: Set 3 weist den höchsten Speichermodul auf, Set 5 liegt nahe bei Set 4 im unteren Drittel. Set 6 weist im Mittel über 4% Lücken auf und liefert auch die geringsten Speichermodule. Alle Speicher-Module aus der DMA für 20 Hz, die Ergebnisse der

⁷ Das Speicher-Modul wird bei Polymeren verwendet und entspricht im Wesentlichen dem E-Modul für lineare Werkstoffe, vgl. Chartoff, Menczel und Dillman (2009); Ferry (1980).

quasi-statischen Versuche sowie aus den Materialanteilen (vgl. Tabelle 5) sind in Tabelle 6 zusammengefasst.

5.6 Quasi-statische Zugversuche

Nachdem die reine Frequenzabhängigkeit der Proben in den DMA Versuchen untersucht wurde, werden im Anschluss mit den verbleibenden Proben quasi-statische Zugversuche durchgeführt, um die Streuung des E-Moduls bewerten zu können. Die Streuung spielt später eine wichtige Rolle bei der Auslegung und Vermessung der Resonatoren. Die Zugversuche wurden mit dem in Abbildung 5.10 dargestellten Aufbau durchgeführt.

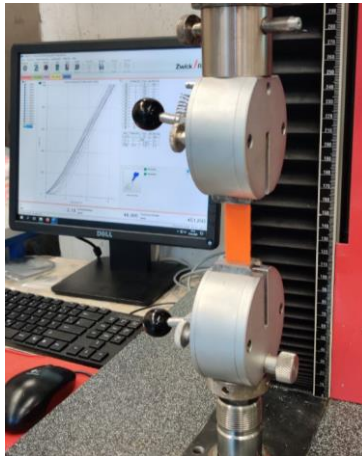


Abbildung 5.10: Versuchsaufbau zur Durchführung der quasi-statischen Zugversuche (Bopp & Behrendt, 2020)

Für jedes Parameterset wurden zunächst fünf Proben gemessen, wobei jede Probe fünfmal mit einer Maximalkraft von 1000 N belastet wurde. Zusätzlich wurde eine Probe aus jedem Set bis zum Versagen belastet. Im Diagramm in Abbildung 13 sind die Zugmodule aller Proben aus der ersten Wiederholung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die verschiedenen Parameter einen signifikanten Einfluss auf den E-Modul haben. Bei den Proben mit kleiner Schichthöhe (0,178 mm, Satz 1 bis 5) beträgt die Varianz ca. 50 MPa innerhalb jedes Parametersatzes, mit Ausnahme von Satz 5, bei dem eine Streuung von über 100 MPa festgestellt werden kann. Bei den Sätzen 6 und 7 mit größerer Schichthöhe ist die Varianz deutlich größer.

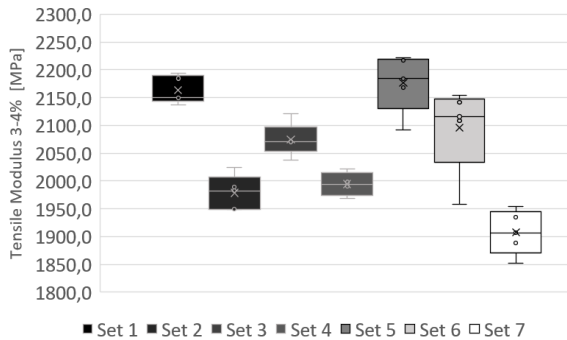


Abbildung 5.11: Streuung der E-Module der untersuchten *ABSplus* Proben (Bopp & Behrendt, 2020)

5.7 Zwischenfazit

In diesem Kapitel wurde der E-Modul bzw. Speichermodul von FFF-gedruckten Proben aus *ABSplus* mit vier verschiedenen Methoden ermittelt: Optische Analyse der Lücken in der Mikrogeometrie, Messung der Dichte, DMA und quasi-statische Zugversuche. Für die beiden ersten Methoden, Lückenanteil und Dichte, wurde der E-Modul des Grundmaterials *ABSplus* (2200 MPa) mit den jeweiligen Werten für Materialanteil bzw. relative Dichte multipliziert. Da sich alle Filament-Bahnen und dementsprechend auch die Lücken in der gleichen Ausrichtung wie die aufgebrauchte Last befinden, wurde hier eine gute Korrelation mit dem tatsächlichen E-Modul des Materials erwartet. Aus den quasi-statischen Versuchen wurden die E-Module direkt bestimmt, bei der DMA wurden die Werte bei einer Bezugsfrequenz von 20 Hz abgelesen.

In Tabelle 6 und Abbildung 5.12 sind alle erhaltenen Werte zusammengefasst. Die verschiedenen Methoden liefern sehr unterschiedliche Ergebnisse und sind insgesamt nicht schlüssig. Insbesondere die Methoden mit Zugprüfmaschinen, von denen man die genauesten Ergebnisse erwartet, weichen erheblich und unsystematisch voneinander ab. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Druckparameter einen erheblichen Einfluss auf das elastische Materialverhalten haben. Mit einem negativen Luftspalt kann der Anteil der Hohlräume im Material signifikant reduziert werden, womit auch die Varianz sinkt, da der reduzierte Leerraum weniger zufällige Materialverteilung zulässt.

Tabelle 6: Speicher- bzw. E-Module der verschiedenen Proben

#	E-Modul aus Material-Anteil [MPa]	E-Modul aus Dichte [MPa]	E-Modul aus DMA [MPa]	E-Modul aus stat. Versuchen [MPa]
1	2143	2051	2160	2163
2	2129	2085	2100	1979
3	2180	2096	2225	2075
4	2193	2094	2125	1995
5	2187	2104	2130	2177
6	2110	2045	2100	2096
7	2160	2095	2220	1970

Die Gesamtvarianz des FFF-Prozesses scheint insgesamt allerdings deutlich höher zu sein als der Einfluss der Druckparameter, was bedeutet, dass das elastische und dynamische Verhalten von AM-Teilen stochastisch betrachtet werden muss und die Varianz bei der Bewertung und Auslegung des NVH-Verhaltens solcher Teile zu berücksichtigen ist. Bzgl. des E-Moduls wurde festgestellt, dass die Frequenzabhängigkeit des Ausgangsmaterials *ABSplus* für alle Parametersätze ebenfalls gültig ist, und einem Gradienten von 50 MPa/Dekade entspricht.

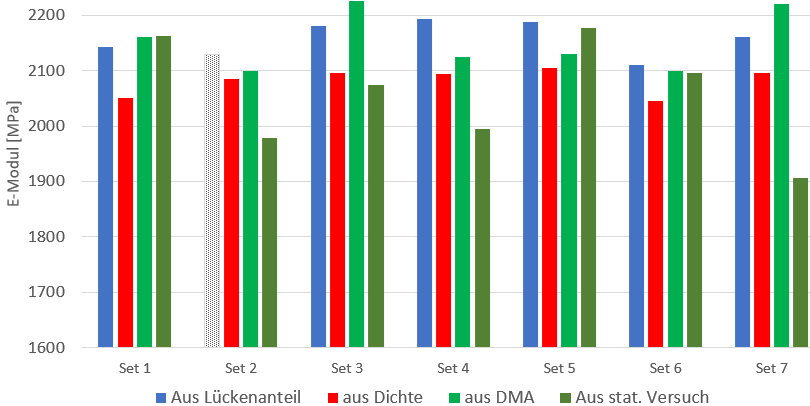


Abbildung 5.12: Vergleich der E-Module aus den unterschiedlichen Bestimmungs-Ansätzen: Aus Lückenanteil bzw. Dichte berechnet sowie dynamisch und statisch gemessen.

5.8 Charakterisierung additiv gefertigter Resonatoren

Die Resonanzfrequenz und damit das Stopband eines auf mechanischen Resonatoren basierenden VAMMs ergibt sich durch die Masse und Steifigkeit der Resonatoren. Wie beschrieben, können die Dichte und der E-Modul von AM Bauteilen sowohl in Abhängigkeit der Druckparameter als auch zwischen verschiedenen Exemplaren desselben Drucks stark variieren. Die Streuung dieser Parameter wurde im vorherigen Kapitel an einfachen Materialproben untersucht. In diesem Kapitel werden nun einzelne Resonatoren mit verschiedenen AM-Prozessen und Materialien hergestellt und mit einem 3D-Laserscanning-Vibrometer (PSV) vermessen. Die Messdaten werden hinsichtlich Resonanzfrequenz, Varianz, Dämpfung und Übereinstimmung mit FEM-Ergebnissen analysiert und bewertet. Die Inhalte dieses Kapitels wurden im Wesentlichen bereits in Bopp, Joeger, Behrendt & Albers (2021) veröffentlicht.

5.8.1 Resonator Geometrie

Für die Versuche wurde ein einfaches Design nach Abbildung 5.13 gewählt. Der Resonator besteht aus einem 1 mm dicken Federelement und einer quaderförmigen Masse, wobei die Länge der Feder sowie die Masse variiert werden, während die Tiefe des Elements konstant bei 8 mm liegt. Der Fuß des Elements wird auf das Trägerbauteil geklebt. Kommt dieses in Bewegung, wird das Federelement durch die Trägheitskraft der Masse auf Biegung belastet, die Biegeachse ergibt sich damit im Fußpunkt des Federelements. Durch dieses Design kann der Resonator in zwei Achsen angeregt werden, sowohl horizontal als auch vertikal. Das Design wurde außerdem so gewählt, dass es potentiell auch durch bspw. Strangpressen oder Spritzguss herstellbar wäre.



Abbildung 5.13: Einzelner Resonator (ID1500) (Bopp et al., 2021)

Initial wurden sechs Parametersätze definiert, bei denen die Höhe des Masselements und die Länge der Feder variiert werden, während die Tiefe und Länge des Elements konstant gehalten werden. Von jeder Variante wurden zunächst 10

Resonatoren gedruckt und vermessen. Für die erste Versuchsreihe wurden die Standardeinstellungen für die jeweiligen Drucker verwendet, da hier zunächst die generelle Eignung der verschiedenen Geräte und Verfahren verglichen werden soll.

Tabelle 7: Parameter und ID der Resonatoren

Element ID	Tiefe [mm]	Breite [mm]	Höhe [mm]	Feder Länge [mm]
1000	8	7	4	2
1100	8	7	5	2
1200	8	7	6	2
1300	8	7	4	3
1400	8	7	5	3
1500	8	7	6	3

5.8.2 Messaufbau und Ergebnisse

Wie bereits in Kapitel 2.7 vorgestellt, werden die Resonatoren mit den folgenden Druckern und Materialien hergestellt und in den folgenden Auswertungen wie folgt benannt:

1. *Stratasys Dimension Elite* mit *ABSplus* → *ABS*
2. *Crealty Ender 3* mit *extrudr PLA nx2 black* → *PLAx*
3. *Crealty Ender 3* mit *Amazon Basics PLA black* → *PLAa*
4. *Stratasys Objet260 Connex 1* mit *VeroWhite* → *Vero*

Für die Messungen wurden die Resonatoren wie in Abbildung 5.14 zu sehen direkt am Impedanzsensor befestigt. In diesem Aufbau treten auch Eigenschwingungen des kompletten Stinger-Sensor-Zusammenbaus auf, da das Bauteil in diesem Aufbau lediglich durch den Stinger gehalten wird. Um die Resonanzen zu möglichst hohen Eigenfrequenzen zu verschieben, muss der Stinger möglichst steif sein, d.h. es wird ein möglichst dicker (hier 3 mm) Stinger gewählt und dieser wird möglichst kurz eingespannt (freie Länge 10 mm).

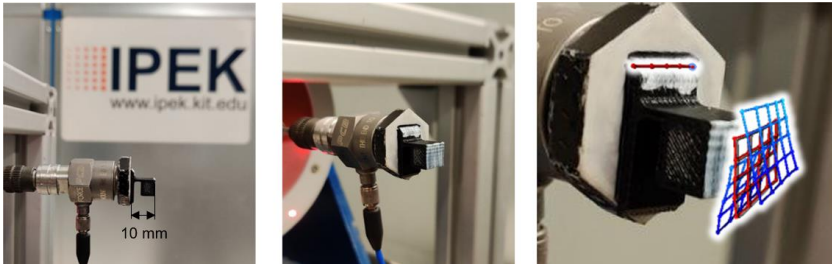


Abbildung 5.14: Detailansicht eines montierten Resonators. Im rechten Bild ist das Messgitter der PSV-Messung in der Ruhelage (rot), sowie in den Punkten minimaler und maximaler Auslenkung (blau) dargestellt. (Bopp et al., 2021)

Bezüglich der Klebung wurden initial einige Vergleichsmessungen durchgeführt, bei der u.a. verschiedene Zwei-Komponenten-Epoxid Harze, Polymer-Klebstoffe sowie Klebeband zur Befestigung eingesetzt wurden. Hierbei konnte kein relevanter Einfluss auf die Resonanzfrequenz festgestellt werden. Aufgrund der einfachen Handhabbarkeit und guten Demontierbarkeit der Resonatoren wurde daher mit doppelseitigem Klebeband weiter verfahren.

Für die PSV-Messung wurde ein 5 x 5 Punkte Messgitter auf der Oberseite des Masselements definiert (s. Abbildung 5.14 rechts). Um mögliche Ganzkörperschwingungen des Stinger-Sensor-Aufbaus identifizieren zu können, wurden außerdem fünf Punkte auf dem Fuß des Resonators definiert. Für die Berechnung der Übertragungsfunktionen wurden diese Punkte deaktiviert. Angeregt wurde für alle Versuche mit einem Pseudo-Random-Signal. Die Messergebnisse werden im Folgenden nach Material sortiert diskutiert, die Geometrie-Varianten sind jeweils farblich gruppiert. Für die Anwendung als VAMM ist hauptsächlich die erste Mode von Interesse, daher wird sich an dieser Stelle auf den Frequenzbereich bis 2500 Hz begrenzt. Die vollständigen Auswertungen sind Anhang A zu entnehmen. Ein Vergleich aller Varianten und Materialien bzw. AM-Verfahren, sowie ein Vergleich mit den Ergebnissen der FEM-Simulation, erfolgt am Ende dieses Kapitels in Abbildung 5.21.

5.8.2.1 ABS

Die FRFs für ABS (Acrylnitril-Butadien-Styrol) weisen innerhalb der einzelnen Gruppen eine relativ hohe Streuung von ca. 150 Hz auf, und auch die Amplituden streuen relativ stark zwischen 52 dB und 58 dB. Die qualitativen Verläufe sind innerhalb jeder Gruppe aber recht konsistent und auch die Reihenfolge der Gruppen

entspricht in etwa den Erwartungen die sich durch die Parametersätze ergeben. Die roten Kreise markieren die jeweiligen Maximalwerte der Kurven, die automatisch identifiziert und extrahiert werden. Die Werte über alle Versuche sind am Ende des Kapitels noch einmal in Abbildung 5.21 zusammengefasst.

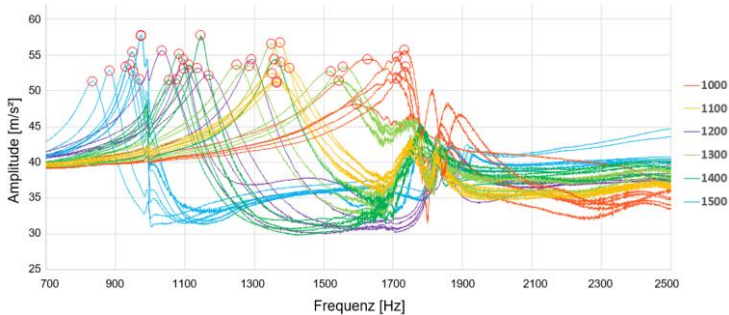


Abbildung 5.15: FRFs aller gemessener Elemente aus ABS, Geometrievarianten sind farblich gruppiert. (Bopp et al., 2021)

5.8.2.2 PLA

Die FRFs für PLAa (Poly-Lactic-Acid, vgl. Kapitel 2.7) weisen innerhalb der einzelnen Gruppen eine ähnlich hohe Streuung auf wie ABS, und auch die Amplituden streuen hier stark. Die qualitativen Verläufe sind innerhalb jeder Gruppe aber etwas konsistenter. Die Frequenzen liegen erwartungsgemäß etwas höher, da PLA einen deutlich höheren E-Modul aufweist als ABS.

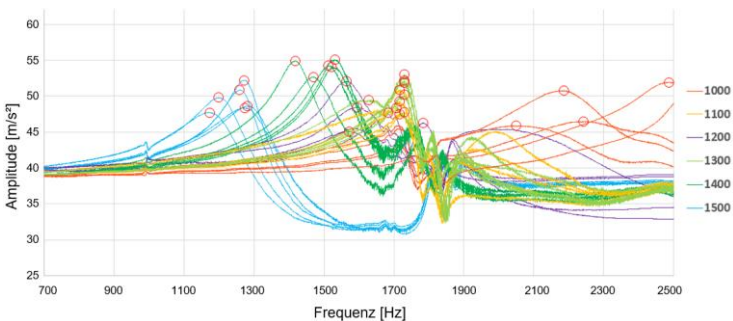


Abbildung 5.16: FRFs aller gemessener Elemente aus PLAa. (Bopp et al., 2021)

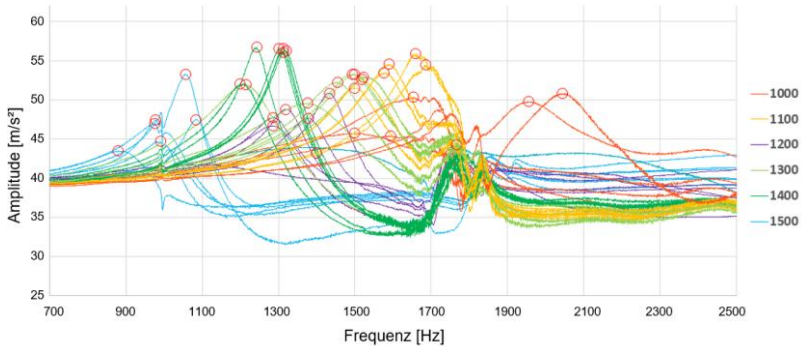


Abbildung 5.17: FRFs aller gemessener Elemente aus PLAx. (Bopp et al., 2021)

Bemerkenswert ist jedoch der sehr große Unterschied zwischen den beiden Materialien. Alle PLA Resonatoren wurden auf demselben Drucker mit fast identischen Einstellungen direkt nacheinander gedruckt. Lediglich die Düsentemperatur wurde für PLAx von 195°C auf 200 °C erhöht, da bei den ersten Drucken hier leichtes Verschmieren des Filaments am Extruder auftrat. Diese verhältnismäßig kleine Änderung erklärt allerdings nicht die extremen Unterschiede zwischen den Resonatoren. Weitere Einflüsse aus dem Druck oder der Umwelt können weitestgehend ausgeschlossen werden, was bedeutet, dass das jeweilige Filament selbst einen sehr großen Einfluss auf das Bauteilverhalten hat, was im Folgenden berücksichtigt werden muss.

5.8.2.3 Verowhite

Die FRFs für Verowhite (Stratasys Polyjet Harz) weisen die geringste Streuung auf, und einige Kurven verlaufen nahezu identisch. Lediglich innerhalb der Gruppen ID1100 und ID1500 tritt eine hohe Streuung auf. Da alle Resonatoren gleichzeitig gedruckt wurden, kann eine Material- oder Umwelt-bedingte Streuung weitestgehend ausgeschlossen werden. Außerdem treten bei Verowhite auch die niedrigsten Amplituden bzw. die stärkste Dämpfung auf. Da das Material ein Polyacryl emuliert, war die etwas stärkere Dämpfung zu erwarten. Nach der Literatur sollte sich damit ein etwas breiteres, aber weniger stark ausgeprägtes Stoppband ergeben.

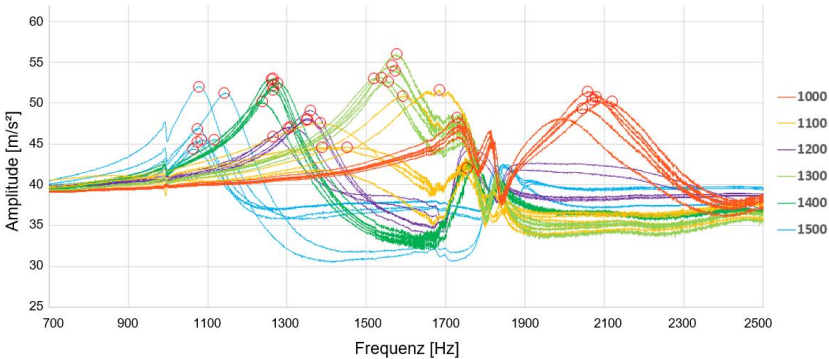


Abbildung 5.18: FRFs aller gemessener Elemente aus VeroWhite, (Bopp et al., 2021)

5.8.3 FEM Simulation der Resonatoren

Die Resonatoren ID1200 und ID1500 wurden für ABS parallel zur Vermessung in *ABAQUS* simuliert. Die Modelle entsprechen der in Abbildung 5.13 gezeigten Geometrie, wobei die Grundplatte fixiert wird. Die Analyse berücksichtigt einen Frequenzbereich zwischen 0 und 10 kHz. Das Material wird zunächst isotrop mit den Literaturwerten (E-Modul 2100 MPa, Poisson Zahl 0,29, Dichte 1,04 g/cm²) modelliert. Die FE-Simulation wurde mit acht Modellen mit unterschiedlichen Elementtypen (hexaedrisch und tetraedrisch) und zwei Elementgrößen (0,25 mm und 0,1 mm) durchgeführt.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabelle 8 dargestellt. Die Werte zeigen, dass tetraedrische Netze im Vergleich zu hexaedrischen zu höheren Frequenzen neigen. Allerdings nehmen die Frequenzen bei hexaedrischen Elementen mit zunehmender Elementgröße ab, während sie bei tetraedrischen Elementen zunehmen. Insgesamt weisen alle Modelle ähnliche Werte auf, sodass für die folgenden Vergleiche die Werte der 0,1 mm Hex Elemente genutzt werden, die erfahrungsgemäß eher präzisere Ergebnisse bzgl. der berechneten Eigenfrequenzen liefern. (Bopp et al., 2021)

Die berechneten Modenformen der ersten drei Moden sind in Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20 dargestellt und stimmen gut für alle Moden für beide IDs überein. Im unteren Teil der Abbildungen sind jeweils die Messpunkte wie in Abbildung 5.14 dargestellt. Zur Veranschaulichung der Modenform sind die beiden maximalen Auslenkungspositionen dargestellt.

Tabelle 8: Resultate der Mesh-Studie für die Resonatoren ID1200 und ID1500

Model	Mode 1 [Hz]	Mode 2 [Hz]	Mode 3 [Hz]
ID1200 Hex 0.1	1255	4187	9149
ID1200 Hex 0.25	1230	4180	9138
ID1200 Tet 0.1	1261	4197	9151
ID1200 Tet 0.25	1264	4212	9153
ID1500 Hex 0.1	988	2965	7265
ID1500 Hex 0.25	960	2940	7218
ID1500 Tet 0.1	986	2974	7291
ID1500 Tet 0.25	988	2983	7325

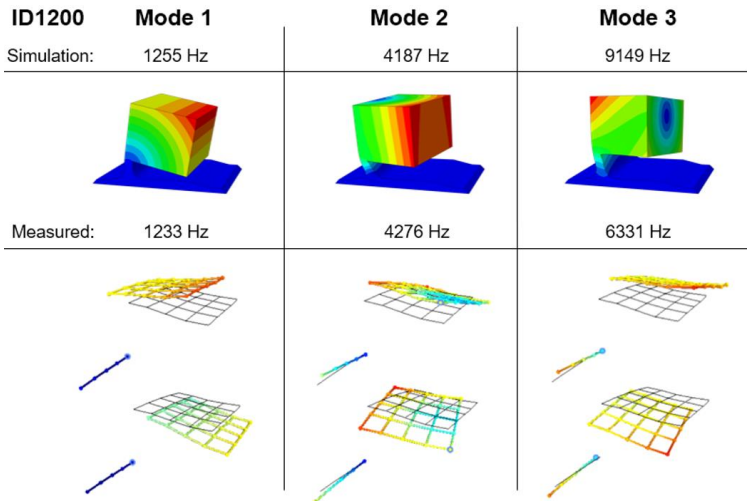


Abbildung 5.19: Erste drei Eigenmoden des Resonators ID1200 in der Simulation (oben) und PSV Messung (unten) (Bopp et al., 2021)

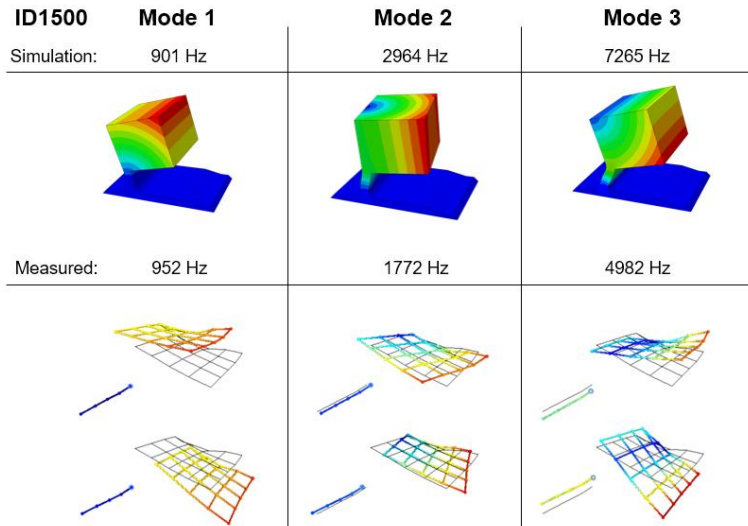


Abbildung 5.20: Erste drei Eigenmoden des Resonators ID1500 in der Simulation (oben) und PSV Messung (unten) (Bopp et al., 2021)

Für die berechneten Werte der Eigenfrequenzen stimmen die Simulationswerte der ersten Mode für beide Modelle gut mit den physikalischen Ergebnissen überein. Dies ist auch die Mode, die für die VAMM Auslegung relevant ist. Die zweite Mode für ID1200 hat eine Abweichung von weniger als 5 %, die berechneten Werte für die anderen Moden weichen jedoch sehr stark ab. Da diese Moden für diese Arbeit nicht von Interesse sind wird dies nicht weiter untersucht. (Bopp et al., 2021)

5.8.4 Zwischenergebnisse und Fehlerbetrachtung

Alle erhaltenen Werte aus Messung und Simulation sind in dem Boxplot in Abbildung 5.21 zusammengefasst. Aus den Ergebnissen der Messung lassen sich verschiedene Erkenntnisse ableiten: Generell konnte bei allen Verfahren und Materialien ein ähnliches Muster festgestellt werden, und die Eigenfrequenzen der Resonatoren fallen wie erwartet mit steigender Masse ab. Die Resonatoren mit längerem und damit weicherem Federelement weisen ebenfalls niedrigere Eigenfrequenzen auf.

Auch die Erwartungen hinsichtlich Qualität konnten bestätigt werden: Das MultiJet Verfahren liefert optisch die besten Teile, die auch in den Messungen deutlich geringere Streuung aufweisen. Die Materialdämpfung ist hier merklich höher, jedoch weniger stark als erwartet. ABS hat die geringste Dämpfung und liefert damit die höchsten Amplituden. (Bopp et al., 2021)

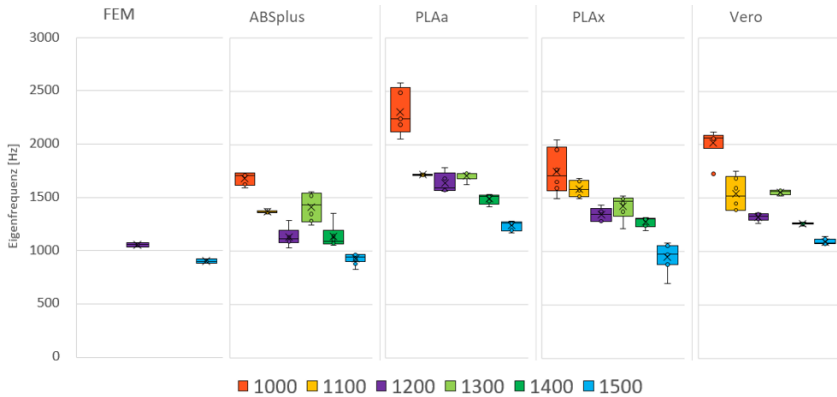


Abbildung 5.21: Übersicht über alle extrahierten Eigenfrequenzen aller Resonatoren. Die FEM Analyse wurde für Materialparameter von ABS durchgeführt (Bopp et al., 2021)

Im Nachgang wurden außerdem noch ein Parameterfitting für die beiden PLA Filamente durchgeführt. Dazu wurden automatisiert die ersten Eigenfrequenzen aller Resonatoren für E-Module im Bereich zwischen 2000 MPa und 4000 MPa in Schritten von 100 MPa berechnet und extrahiert. Anschließend wurden diejenigen E-Module identifiziert, bei denen sich die kleinsten Fehlerquadrate über alle Proben ergeben. Dies liefert für die beiden PLA Filamente sehr unterschiedliche E-Module von 3700 MPa (PLAA) und 2600 MPa (PLAX). Die resultierenden Eigenfrequenzen sind in Abbildung 5.22 mit den gemessenen Daten gegenübergestellt.

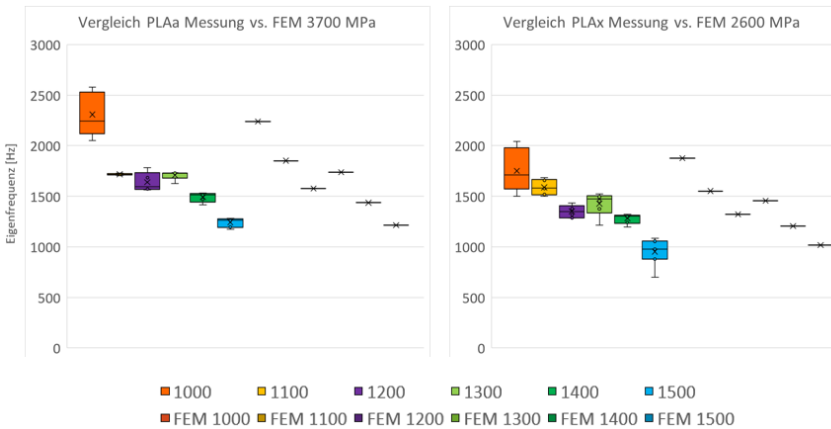


Abbildung 5.22: Über Parameterfitting ermittelte E-Module für PLAa und PLAx.

Die hohe Streuung bei den im FFF Verfahren hergestellten Resonatoren lässt sich teilweise durch die Geometrie der Federelemente erklären. Diese wurden mit einer Stärke von 1 mm gefertigt. Da die Bahnbreite in den Standardeinstellungen lediglich 0,4 mm beträgt, kann der Slicer diese Breite nicht ganzzahlig abbilden, wodurch es an diesen Stellen oft zu einer Lückenbildung kommt, wie auch in der Nahaufnahme in Abbildung 5.23 zu sehen ist. Auffällig war außerdem, dass über alle Verfahren und Materialien hinweg die Resonatoren ID1000 und ID1300 eine recht hohe Streuung aufweisen. Dies scheint insofern plausibel, da diese beiden Varianten die geringste Masse haben, wodurch Abweichungen in Masse und Steifigkeit hier mehr ins Gewicht fallen als bei den anderen Varianten.

Daraufhin wurde die Basisgeometrie angepasst, indem die Dicke des Federarms auf 1,2 mm erhöht wurde, und somit ein ganzzahliges Vielfaches der Bahnbreite darstellt (vgl. Abbildung 5.24 rechts und Abbildung 7.6). Hierdurch soll die Streuung verringert werden, es ist aber mit einem Anstieg der Steifigkeit der Resonatoren zu rechnen. Als weitere Variante wurden daher außerdem Resonatoren hergestellt, die ein Stahl-Insert in Form einer M3-Mutter aufweisen, um die Masse der Resonatoren zu erhöhen, und die Resonanzfrequenz wieder in Richtung tieferer Frequenzen zu verschieben. Bei diesen Resonatoren sollte auch die Streuung geringer ausfallen, da ein großer Anteil des additiv hergestellten Materials durch die Inserts ersetzt wird, die untereinander quasi keine Streuung in der Masse (<0,02 g) aufweisen. Das FEM Modell sowie der 3D Druck sind in Abbildung 5.24 zu sehen.

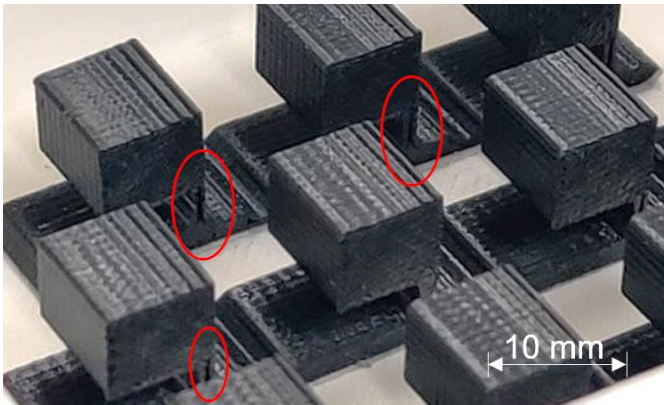


Abbildung 5.23: Nahaufnahme der Resonatoren, hier ID1500 aus PLA. Die Lücke innerhalb des Federelements ist deutlich zu sehen.

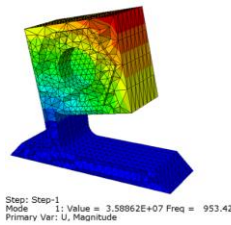


Abbildung 5.24: Links: FEM Simulation, erste Mode bei 953 Hz. Rechts: pausierter Druck mit eingesetztem M3 Insert. (Bopp & Albers, 2022b)

Der Druck wurde dafür nach der entsprechenden Schicht automatisch pausiert, und der Hohlraum für die Inserts im Slicer explizit von einer Stützmaterialfüllung ausgeschlossen. Dadurch können die Inserts händisch eingesetzt werden, und der Druck wird fortgesetzt. Da die FFF Drucker mit Open-Source Software als einzige diese Funktionen bieten, wurden diese Resonatoren in PLA hergestellt.

Die Ergebnisse der optimierten Resonatoren sind in Abbildung 5.25 zusammengefasst. Die Resonatoren mit Inserts werden mit ID2000 bezeichnet. Die Standardabweichung (STD) ist insgesamt etwas zurück gegangen und liegt nun über alle IDs konstant bei etwa 4% (vgl. Tabelle 9), wobei sie mit höherer Masse tendenziell abnimmt.

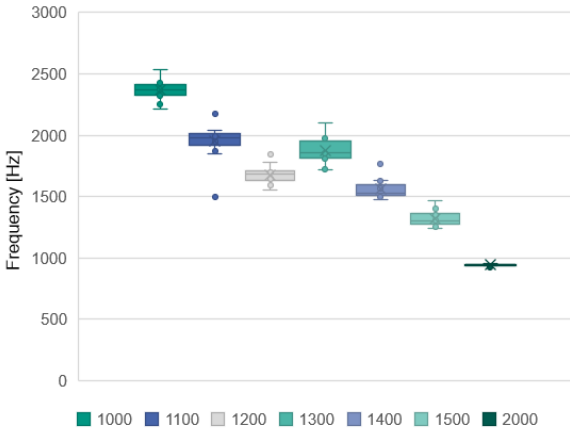


Abbildung 5.25: Eigenfrequenzen der optimierten Resonatoren in PLA (Bopp & Albers, 2022b)

Die neu hergestellten Resonatoren wurden außerdem mit einer Feinwaage gewogen. Die in der Eigenfrequenz vorgefundene Streuung lässt sich ebenso in der Gesamtmasse der Resonatoren beobachten, allerdings ohne konkrete Zuordnung, d.h. die Steifigkeit der Federelemente streut ebenfalls. Die Resonatoren ID2000 mit M3 Inserts haben eine bemerkenswert geringe Standardabweichung (STD) von lediglich 4 Hz bzw. 0,4%, und stimmen auch sehr gut mit der im FEM berechneten Eigenfrequenz von 953 Hz überein. Die Streuung bzgl. Gesamtmasse der Resonatoren bewegt sich ebenfalls im Bereich ~ 1%.

Tabelle 9: Standardabweichungen der optimierten PLA Resonatoren

ID	Eigenfrequenz [Hz]	STD [Hz]	%
1000	2367	78,2	3,3
1100	1979	77,3	3,9
1200	1679	72,9	4,3
1300	1871	103,2	5,5
1400	1561	72,9	4,7
1500	1317	59,4	4,5
2000	965	4,0	0,4

5.9 Zwischenfazit

Insgesamt kann festgestellt werden, dass die Streuung der Eigenfrequenzen bei allen Verfahren relativ hoch ist, und eine exakte Auslegung der Resonatoren nur schwer möglich ist. Bei jedem Verfahren gab es mindestens eine Resonatoren ID bei der die Standardabweichung der ersten Eigenfrequenz etwa 10 % beträgt. Durch eine Optimierung der Geometrie konnte diese für PLA Resonatoren auf etwa 5% gesenkt werden, durch das Einsetzen eines Stahl-Inserts sogar auf deutlich unter 1%. Diese Art der Anpassung lässt sich ausschließlich mit den Open-Source-Slicern durchführen, sodass im weiteren Verlauf der Arbeit hauptsächlich mit PLA im FFF Verfahren gearbeitet wird.

Die Streuung der Resonanzfrequenz innerhalb jeder Gruppe korreliert stark mit der Streuung der Masse, und es konnten einigen Resonatoren identifiziert werden die sowohl in der Masse als auch in der resultierenden Eigenfrequenz große Abweichungen zeigen. D.h. Ausreiser können über die Masse identifiziert werden, für die Messungen in den folgenden Kapiteln werden daher Resonatoren mit möglichst konstanter Masse ausgewählt.

Insbesondere bei vergleichenden Messungen mit verschiedenen Anordnungen wird zudem darauf geachtet, immer dieselben Resonatoren zu verwenden.

6 Methode zur Integration vibroakustischer Metamaterialien in Gehäusestrukturen

In diesem Kapitel werden zuerst die Anforderungen an das Untersuchungsgehäuse sowie die Validierungsumgebung erläutert. Anschließend werden die jeweiligen Konzepte und Umsetzungen vorgestellt. Danach wird an diesem Beispiel-Aufbau der Prozess zur Identifikation der Zielfrequenz, zur Auslegung der Resonatoren sowie zur Integration vibroakustischer Metamaterialien durchgeführt. Hierzu werden unterschiedliche Ansätze getestet und die Ergebnisse am Ende analysiert und abstrahiert. Abschließend werden hieraus Konstruktionsregeln abgeleitet, und im nachfolgenden Kapitel validiert.

6.1 Gehäuse und Validierungsumgebung

Zur Konzeptentwicklung für das Untersuchungsgehäuse wurden zunächst einige Gehäuse typischer Fahrzeug-Aktuatoren bezüglich ihres Aufbaus, Kraftflusses und Schwingformen analysiert. Ziel ist hierbei, möglichst viele relevante Eigenschaften solcher Aktuatoren zu identifizieren und in dem Gehäuse abzubilden, um valide Ergebnisse zu erhalten. Andererseits gibt es aus praktischer und messtechnischer Sicht einige Anforderungen an den Aufbau der Validierungsumgebung.

6.1.1 C&C²-Analyse typischer Komfortaktuatoren

Zunächst werden also einige Gehäuse von Komfortaktuatoren bzgl. Aufbau und Kraftfluss untersucht, um typische Anregungs- und Abstrahlmechanismen zu identifizieren. Aus den Erkenntnissen wird im Anschluss einerseits das Untersuchungsgehäuse synthetisiert, andererseits werden aus der Kraftflussanalyse Konzepte zur Positionierung der Resonatoren abgeleitet.

Als Komfortaktuatoren werden kleine Stellantriebe bezeichnet, die in Fahrzeugen für Komfortfunktionen eingesetzt werden, bspw. elektrische Fensterheber oder elektrische Sitzverstellung. Bei diesen Aktuatoren gibt es anwendungsbedingt sehr hohe Ansprüche an das akustische Verhalten. Da sie in der Regel im Innenraum und damit sehr nahe am Anwendenden verbaut sind, kommen herkömmliche passive Maßnahmen wie Dämmmatten bauraumbedingt häufig nicht in Frage, um störende Geräusche zu mindern. Da Komfortaktuatoren außerdem sehr häufig mit

konstanter Drehzahl betrieben werden, und damit auch potentielle Störgeräusche ein konstantes Frequenzspektrum aufweisen, ist dies ein ideales Einsatzgebiet für vibroakustische Metamaterialien.

Mechanischer Aufbau

Wie in Abbildung 6.1 zu sehen, sind Komfortaktuatoren oft sehr ähnlich aufgebaut und bestehen meist lediglich aus einem Elektromotor, einem fest übersetzten Getriebe und einem Gehäuse. Der Gehäuseflansch ist meist dreieck- oder sternförmig um die Abtriebswelle ausgeführt und die Flanschfläche liegt parallel zur Drehachse des Motors.



Abbildung 6.1: Übersicht über verschiedene Bauarten von Komfortaktuatoren. In Anlehnung an Huang (2018)⁸, Continental (2022), Huf Hülsbeck & Fürst (2022) und Bosch (2022)

Die Gehäuse bestehen außerdem zum größten Teil aus einer Kombination von Zylindern und Quadern, sowie flachen, teilweise dreieckigen, Strukturen im Bereich des Flansches. Die Verrippungen verlaufen auf zylindrischen Teilen zumeist radial auf den Stirnflächen, und auf geraden Gehäuseflächen diagonal oder dreiecksförmig.

⁸ Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

Im Inneren der Antriebseinheiten können unterschiedliche Getriebearten zum Einsatz kommen. Zwei beispielhafte Umsetzungen sind in Abbildung 6.2 zu sehen: Im linken Bild ist ein Konzept mit Zahnriemen abgebildet, die Achsen sind hierbei alle Parallel, rechts sieht man ein geöffnetes Gehäuse einer elektrischen Parkbremse. Die Übersetzung wird hier durch ein zweistufiges Schneckengetriebe realisiert.



Abbildung 6.2: Innenleben zweier beispielhafter Komfortaktuatoren. Links: CAD Darstellung mit transparentem Gehäuse; rechts: geöffnetes Gehäuse einer Parkbremse. In Anlehnung an Huang (2018)

Kraftflussanalyse

Wie in Kapitel 2.2.2 eingeführt, besteht eine Schallentstehungskette aus drei Elementen: Anregung, Übertragung und Abstrahlung. Im Falle der untersuchten Aktuatoren gibt es vier wesentliche Anregungsmechanismen (s. Abbildung 6.3)

- Elektro-magnetische Anregung der Stator/Rotor Paarung
- Mechanische Anregung im Schleifkontakt
- Unwucht rotierender Teile, insb. Elektromotor
- Kraftanregung aus dem Zahneingriff

Diese Mechanismen regen Körperschall an, der sich über Festkörperstrukturen ausbreitet. Die Anregung erfolgt dabei hauptsächlich in radialer Richtung (bezogen auf die Rotationsachse der drehenden Teile), mit axialen Anteilen die bspw. durch eine Schrägverzahnung oder durch eine asymmetrische Verteilung der Magnetkräfte entstehen. Bei rotierenden Systemen erfolgt daher die maßgebliche Anregung in einer Ebene orthogonal zur Drehachse des Systems. Da der Stator zumeist direkt im Gehäuse verbaut ist, wird die elektro-magnetische Anregung

entsprechend direkt in das Gehäuse übertragen. Die Statorkräfte wirken dabei hauptsächlich tangential als Reaktion auf das vom Motor erzeugte Drehmoment und leisten somit nur einen geringen Beitrag zu out-of-plane Schwingungen, die maßgeblich für die Abstrahlung von Luftschall relevant sind.

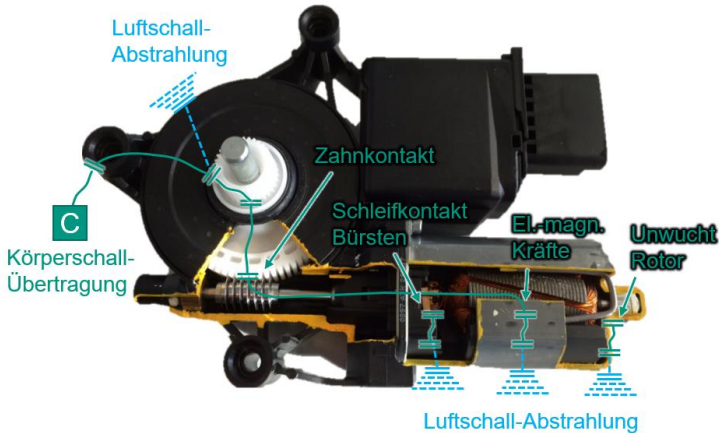


Abbildung 6.3: Anregungsmechanismen und beispielhafte Kraftflussanalyse eines Fensterheber- Antriebs mithilfe des C&C²-Ansatzes, in Anlehnung an Huang (2018)

Die Übertragung der durch Unwucht erzeugten Anregung sowie der Zahnkräfte erfolgt i.d.R. über die jeweiligen Lagerungen der Bauteile ins Gehäuse. Der Kraftfluss erfolgt also ausgehend von der Anregungsstelle über die Lagerstelle in die Gehäusestruktur bis hin zu der Fläche, die letztendlich zu schwingen beginnt und hörbaren Luftschall abgestrahlt. Dies können auch angrenzende oder entfernte Bauteile sein, wenn sich der Körperschall ungehindert über die Anschraubpunkte ausbreiten kann. Soll nun also die Schallabstrahlung reduziert werden, so kann dies entweder im Übertragungspfad oder direkt an den abstrahlenden Flächen geschehen.

Diese beiden Möglichkeiten sind in Abbildung 6.4 schematisch dargestellt: Die Anregung erfolgt von links in Form einer oszillierenden Kraft $F(t)$ in Zug-/Druck-Richtung. Der Connector C_1 repräsentiert dabei den Anregungsmechanismus, dessen Ausprägung an dieser Stelle nicht weiter von Bedeutung ist. Die anregende Kraft wirkt auf die Trägerstruktur, an der wiederum ein einzelner Resonator, hier als Feder-Dämpfer-Masse System dargestellt, angebracht ist. In Abbildung 6.4 (a) ist

der Resonator im Übertragungspfad und parallel zum Kraftfluss platziert. Hier wird deutlich, dass der Resonator nur angeregt wird, wenn sich die Träger-Struktur bewegt. Durch die Trägheit des Masse-Elements, an dieser Stelle durch den Connector C_m repräsentiert, wird das Feder-Dämpfer-Element verformt und baut entsprechend seiner Steifigkeit k und seiner Dämpfung d Reaktionskräfte auf, die wiederum das Masse-Element beschleunigen und in Schwingung versetzen. Daher muss bei der Platzierung besonders darauf geachtet werden, über welche Freiheitsgrade der Resonator verfügt: Im dargestellten Beispiel erfolgt die Bewegung der Trägerstruktur in horizontaler Richtung, der Resonator in (a) wird also nur angeregt, wenn es sich um einen Biegeresonator handelt, wie durch den gekrümmten Pfeil angedeutet. Ein Zug-Druck Resonator wird in diesem Aufbau nur angeregt, wenn er wie in Abbildung 6.4 (b) dargestellt platziert wird.

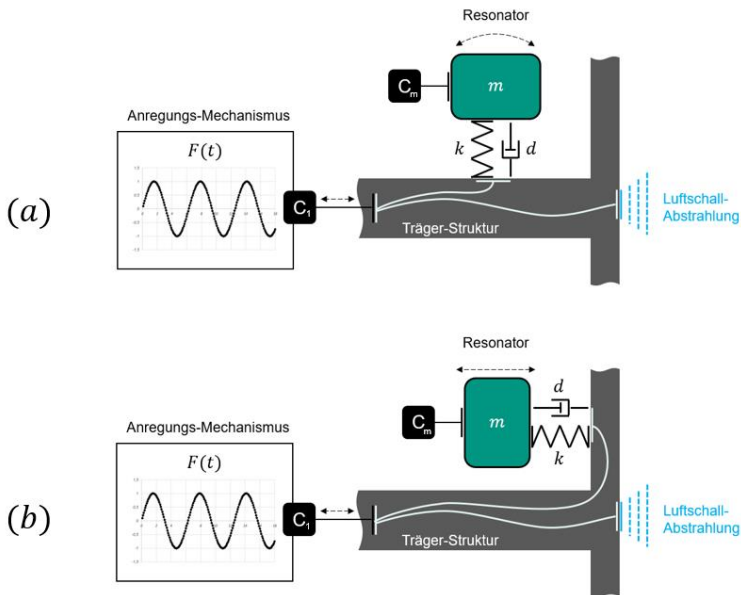


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung nach C&C²-A des Kraftflusses für zwei Positionen eines Resonator-Elements: (a) Platzierung im Übertragungspfad, (b) Platzierung auf der abstrahlenden Fläche

Das in Kapitel 5.8.1 vorgestellte Resonator-Design bietet hier den Vorteil, dass es durch die gewinkelte Anordnung aus allen Richtungen angeregt werden kann, bei

denen die Biegeachse und der Massenschwerpunkt nicht auf einer Achse parallel zur Bewegungsrichtung liegen.

6.1.2 Untersuchungsgehäuse

Aus den Analysen des vorherigen Kapitels sowie aus Überlegungen bzgl. des Messablaufs wurden die folgenden Anforderungen an das Untersuchungsgehäuse definiert:

- Die Fixierung am Prüfstand erfolgt über einen sternförmigen Flansch
- Das Gehäuse besteht hauptsächlich aus zylindrischen oder quaderförmigen Geometrien
- Die Anregung des Gehäuses erfolgt mittelbar über die Lagerstellen
- Die Anregung erfolgt über einen Shaker, für dessen Anbindung im Gehäuse eine Öffnung vorgesehen werden muss
- Das Gehäuse muss Platz für die Unterbringung des Impedanz-Sensors inkl. Verkabelung bieten
- Die für die Schallabstrahlung maßgeblichen Flächen müssen für das PSV gut zugänglich sein
- Die Anbringung von Resonatoren bzw. jegliche Umbauten müssen durchgeführt werden können, ohne den Aufbau zu beeinflussen, insbesondere soll der Anregungspfad dabei nicht beeinflusst werden
- Das Gehäuse soll die Möglichkeit bieten, unterschiedliche Deckel zu montieren

Aus diesen Randbedingungen wurde das in Abbildung 6.5 dargestellte Gehäuse Konzept mit zwei unterschiedlichen Deckeln abgeleitet. Das Gehäuse besteht aus zwei Teilen sowie einer Ersatzwelle. Der untere Teil des Gehäuses wird über drei Anschraubpunkte am Aufspannwinkel des Prüfstandes befestigt und weist eine Öffnung auf, durch die die Kraftanregung erfolgen kann (s. Abbildung 6.6). Die Ersatzwelle weist eine flache Stelle auf, an der der Kraftsensor angeklebt werden kann, und wird in den Lagersitzen des unteren Gehäuseteils positioniert. Das Unterteil und die Ersatzwelle können dann dauerhaft am Aufspannwinkel montiert bleiben, während sich der Gehäusedeckel einfach über die 6 Flanschschrauben austauschen lässt. Es wurden ein zylindrischer sowie ein quaderförmiger Deckel konstruiert und gefertigt, da diese Formen die beiden häufigsten Basis-Geometrien darstellen (vgl. Abbildung 6.5). Die Varianten werden in den Auswertungen mit „*rec*“ bzw. „*cyf*“ bezeichnet, wobei im Folgenden hauptsächlich auf die Variante mit quaderförmigem Deckel („*rec*“) eingegangen wird.

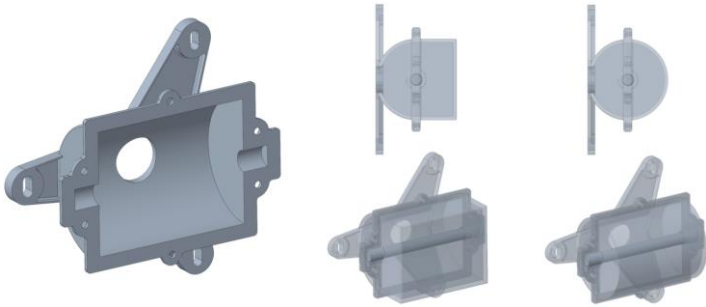


Abbildung 6.5: Links: Basisteil des Gehäuses; Mitte u. rechts: quaderförmiger bzw. zylindrischer Deckel, jeweils mit Ersatzwelle

Die Kraftanregung erfolgt dann wie in Abbildung 6.6 zu sehen mithilfe eines Shakers von der Rückseite her. Der Shaker ist über einen Stinger und Impedanzsensor mit der Ersatzwelle verbunden, und regt diese mit Pseudo-Rauschen an. Die Anregung wird dann über die Welle auf die Lagerstellen des Gehäuses übertragen, welches dadurch zu schwingen beginnt. Die Vorderseite des Deckels kann dann mithilfe des PSVs gemessen werden.

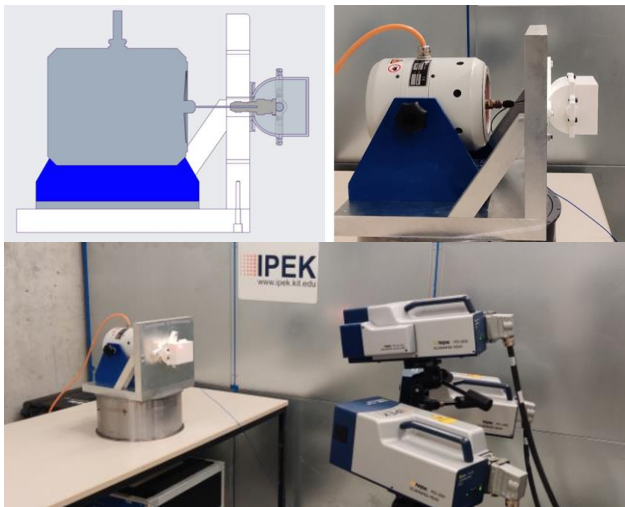


Abbildung 6.6: Prüfstands Aufbau zur Vermessung der Untersuchungsgehäuse mit Shaker, Stinger, Kraftsensor, Ersatzwelle, Gehäuse und PSV

6.2 Systemanalyse zur Bestimmung der Zielfrequenz und Modenform

Der im vorherigen Kapitel gezeigte Aufbau kann nun genutzt werden, um die Schwingformen sowie die Schallabstrahlung des Untersuchungsgehäuses zu vermessen. Diese bilden dann die Ausgangsbasis für die Auslegung der Resonatoren und deren Platzierung. Neben der Vermessung mit dem PSV wurden auch Luftschallmessungen mit einem Mikrofon durchgeführt.

Um störende Einflüsse durch Reflexionen zu vermeiden, wurde im Rahmen von Guo (2020)⁹ eine akustische Kapselung wie in Abbildung 6.7 dargestellt aufgebaut. Die Einhausung ist mit 50 mm Melaminharzschaumstoff ausgekleidet, welcher oberhalb von 600 Hz einen Absorptionsgrad von nahezu 1 aufweist (vgl. Abbildung 2.21).

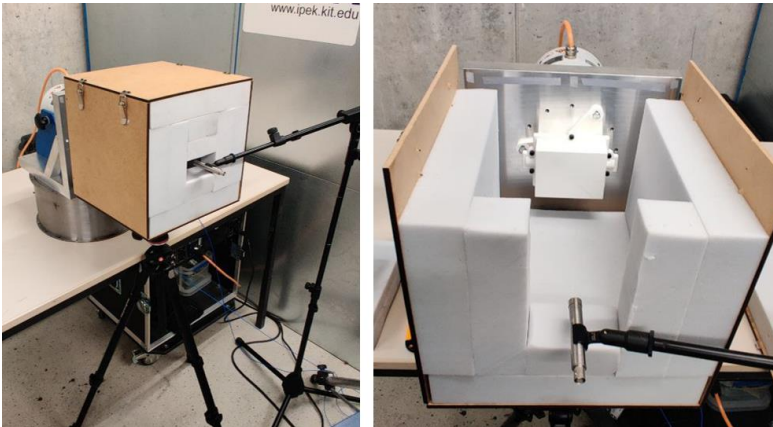


Abbildung 6.7: Akustische Kapselung des Untersuchungsgehäuse und des Mikrofons zur Luftschallmessung. (Guo, 2020)

Die resultierenden FRFs und die drei markanten Eigenfrequenzen bei 1075 Hz, 2115 Hz und 3325 Hz für das rechteckige Gehäuse aus PLA sind in Abbildung 6.8 zu sehen.

⁹ Betreute Abschlussarbeit (unveröffentlicht)

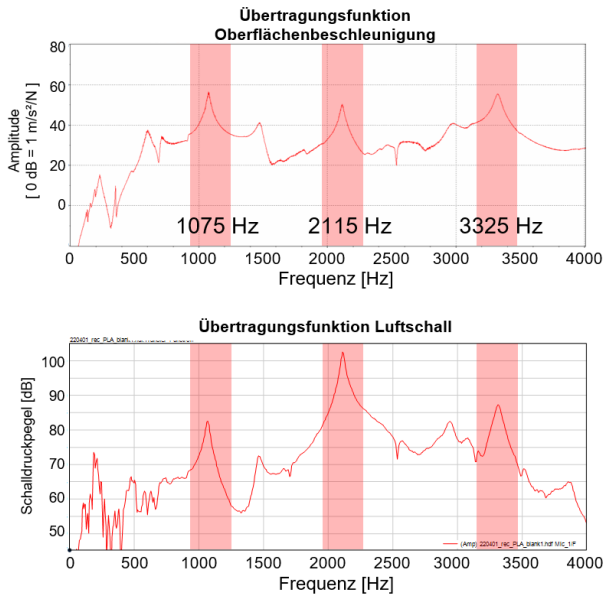


Abbildung 6.8: Übertragungsfunktionen für Oberflächenbeschleunigung (gemittelt über alle Messpunkte) und Luftschall für das rechteckige Gehäuse aus PLA im Basis Zustand ohne Resonatoren

Die beiden Messungen zeigen eine gute Übereinstimmung bzgl. der Lage der Resonanzfrequenzen. Die entsprechenden Modenformen der drei markierten Eigenfrequenzen sind in Abbildung 6.9 sowohl für die PSV Messung als auch die FEM Simulation gegenübergestellt. Es handelt sich hierbei um die ersten drei Biegemoden der vorderen Gehäusefläche. Die Schwingformen werden auch in der FEM Simulation sehr gut abgebildet, wobei die entsprechenden Eigenfrequenzen aufgrund der im vorherigen Kapitel beschriebenen Problematik teilweise erheblich abweichen. Um die Streuung des Fertigungsprozesses auch für die Gehäuse zu quantifizieren wurden zunächst einige Deckel aus unterschiedlichem PLA Filament gefertigt und vermessen. In Abbildung 6.10 sind die entsprechenden FRFs dargestellt. Wie bereits bei der Vermessung der einzelnen Resonatoren festgestellt, hat das verwendete Ausgangsmaterial einen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Teile. Drucke aus demselben Material weisen für die Gehäusebauteile in den Messdaten kaum Abweichungen untereinander auf, und eine Wiederholungsmessung (dunkelblaue Linie) nach Neumontage zeigt ebenfalls kaum Abweichungen. Für die weiteren Versuche wird das weiße PLA Filament des

Herstellers Prusa verwendet. Um die Vorhersagegüte des FEM Modells zu verbessern wurde mit der FRF des weißen PLA Deckels zunächst ein Parameter-Fitting durchgeführt.

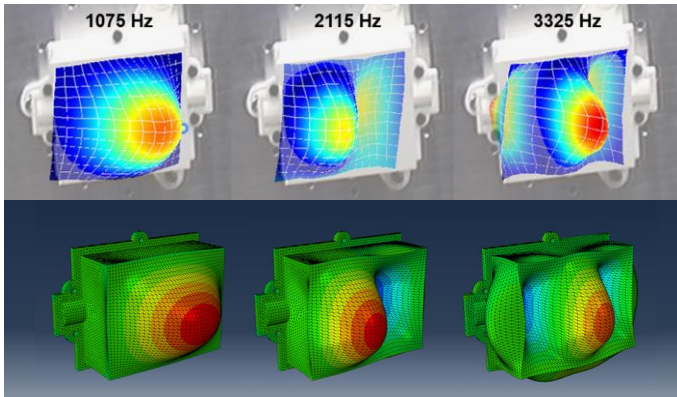


Abbildung 6.9: Schwingformen des rechteckigen Gehäuses für die drei relevanten Eigenfrequenzen. Oben: Darstellung aus PSV Messung. Unten: Ergebnisse der FEM Simulation des Deckels

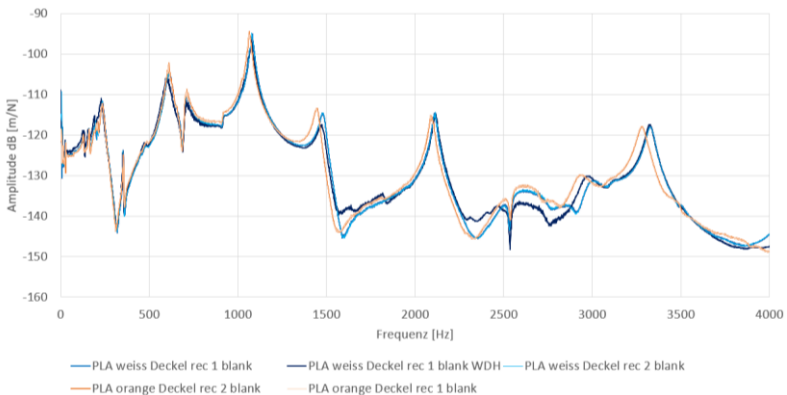


Abbildung 6.10: Vergleich verschiedener Deckel aus weißem und orangem PLA. Wiederholungsmessungen weisen kaum Abweichungen auf, das verwendete Filament führt jedoch zu merklichen Abweichungen

6.2.1 Parameter-Fitting anhand des Basis-Gehäuses

Da die auf Basis der Literaturwerte berechneten Eigenfrequenzen des Deckels anfangs erhebliche Abweichungen von den gemessenen Werten aufwiesen, wurde ein automatisiertes Parameter-Fitting implementiert. Über die Python-Schnittstelle von ABAQUS werden der Schubmodul sowie die E-Module in XY und in Z Richtung jeweils variiert und die FRFs für die beiden in Abbildung 6.11 links markierten Punkte berechnet. Zur Materialdefinition wurde dabei der Typ „*Engineering Constants*“ gewählt, bei dem die Werte für E-Modul und Schubmodul unabhängig voneinander eingestellt werden können. Durch die Parametervariation ergibt sich für jeden Punkt jeweils eine Kurvenschar, die mit der gemessenen FRF verglichen wird. Eine solche Kurvenschar für den Parameterraum E-Modul 2800-3400 MPa und Schubmodul 800-1000 MPa ist beispielhaft in Abbildung 6.11 links abgebildet. Da die relevanten Modenformen bereits gut getroffen werden, wurde auf eine Berechnung des MAC-Kriteriums (vgl. Maier, 2011) an dieser Stelle verzichtet.

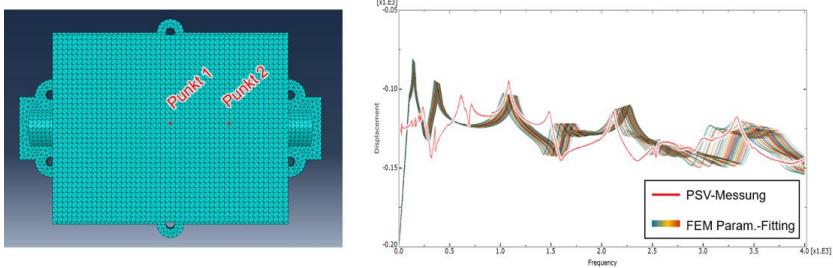


Abbildung 6.11: Links: FEM Modell des Deckels mit Auswertepunkten zur Erstellung der FRFs. Rechts: Beispielhafte Kurvenschar aus dem Parameter-Fitting Algorithmus im FEM Programm für Punkt 1; E-Module wurden zwischen 2800 MPa und 3400 MPa variiert, das Schubmodul zwischen 800 MPa und 1000 MPa.

Die Parameterräume wurden dabei zunächst in groben Schritten von 200 MPa durchlaufen. Basierend auf den Ergebnissen wurden die Parameterräume jeweils eingegrenzt und die Schrittweite verkleinert. Das beste Fitting über den gesamten Frequenzbereich konnte mit den in Tabelle 10 gezeigten Werten erreicht werden, die entsprechende FRF ist in Abbildung 6.12 zu sehen. Die Dichte wurde durch Wiegen der gedruckten Teile ermittelt, für die Dämpfung wurde *Structural Damping* von 3% verwendet, welches im Mittel die beste Übereinstimmung zeigt.

Tabelle 10: Abaqus-Materialwerte für weißes *Prusa* PLA Filament aus dem Parameterfitting des quaderförmigen Gehäusedeckels

E-Modul X/Y	E-Modul Z	Schubmodul	Poisson-Zahl	Dichte	Dämpfung
2800	3200	800	0,325	$9,94 \cdot 10^{-10}$	0,03

Die drei relevanten Eigenfrequenzen werden mit diesem Parametersatz relativ gut abgebildet, lediglich die erste Eigenmode weist eine leichte Abweichung von 10 Hz auf (PSV: 1075 Hz, FEM: 1065 Hz). Da die exakte Simulation und Vorhersage des Bauteilverhaltens nicht im Fokus dieser Arbeit stehen, wird die Vorhersagegüte an dieser Stelle als ausreichend bewertet. Die Abweichungen im Frequenzbereich unterhalb 700 Hz können dem Modalverhalten des Prüfstands-Winkels sowie des Stingers zugeordnet werden (vgl. auch Maier, 2011). Diese werden in der Simulation nicht mit abgebildet, da sie für diese Arbeit nicht von Relevanz sind.

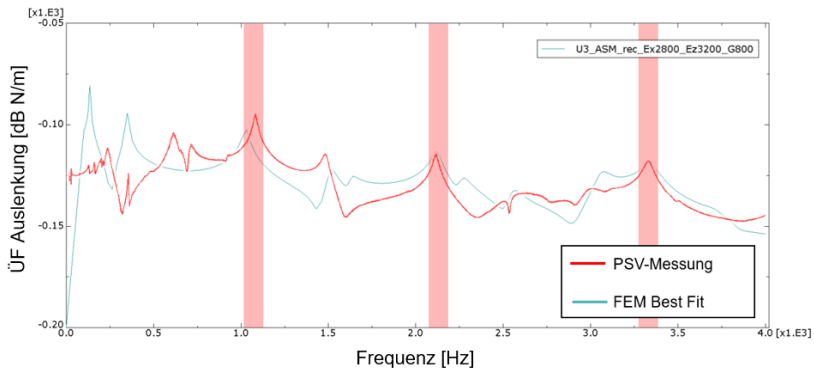


Abbildung 6.12: FRF des Parametersatzes mit der besten Übereinstimmung zur PSV-Messung

6.2.2 Zwischenfazit Systemanalyse

Im ersten Schritt wurde das zu optimierende System dynamisch vermessen und detailliert analysiert. Es wurden Luftschallmessungen durchgeführt um das abgestrahlte Geräusch des Untersuchungsgehäuses zu analysieren. Außerdem wurden 3D-Laser-Scanning-Vibrometer Messungen durchgeführt, um die Oberflächenschwingschnelle und die dazugehörigen Modenformen zu erhalten. Aus den Auswertungen der Messdaten wurden drei auffällige Eigenfrequenzen

identifiziert. Die Bewertung, welche Geräuschanteile als problematisch einzustufen sind, muss im Einzelfall individuell erfolgen, bspw. anhand von Probandenstudien oder vorgegebenen Grenzkurven. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird exemplarisch die erste Eigenfrequenz bei 1075 Hz betrachtet.

Es wurde außerdem ein entsprechendes FEM Modell des Gehäuses aufgebaut und parametrisiert, sodass dieses für die nächsten Schritte genutzt werden kann, um verschiedene Varianten und Konzepte vorab zu berechnen.

6.3 Auslegung eines einzelnen Resonators

Im vorangegangenen Schritt wurde als Zielfrequenz 1075 Hz definiert. Da sich die Eigenfrequenzen durch die hinzugefügte Masse der Resonatoren hin zu tieferen Frequenzen verschieben werden, wird die Zielfrequenz in diesem Schritt auf 1000 Hz angepasst. Diese Abschätzung kann erfahrungsbasiert erfolgen, oder bspw. durch eine Vorab-Simulation mit einer geschätzten Resonator-Masse. Relevant ist hier vor allem das Massen-Verhältnis von schwingender Fläche zu zusätzlicher Masse durch die Resonatoren. Wird eine Vielzahl an Resonatoren auf ein dünnwandiges Blechbauteil aufgebracht, so wird dies eine stärkere Verstimmung verursachen als dieselbe Anzahl an Resonatoren auf einem massiveren, steiferen Bauteil. Auch die lokaldynamische Anbindungssteifigkeit bzw. die Impedanz der späteren Position spielt hier eine Rolle, da die Eigenfrequenz des Resonators in Verbindung mit der Anbindungssteifigkeit betrachtet werden muss. Dieser Einfluss wird in Kapitel 6.3.1 näher untersucht. Da die spätere Positionierung der Resonatoren im nächsten Schritt aber ohnehin vorab simulativ überprüft wird, kann hier ohne Weiteres eine Korrektur der Zielfrequenz durchgeführt werden.

Abbildung 6.13 zeigt das bereits in Kapitel 5.8.1 vorgestellte Resonator-Design.

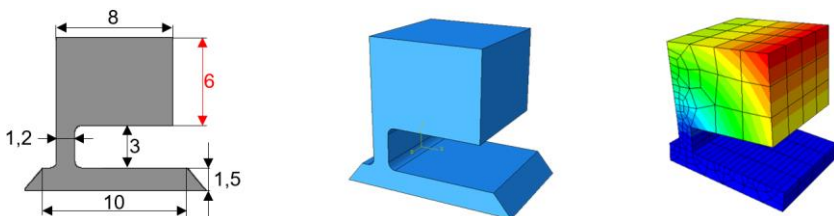


Abbildung 6.13: Geometrie und erste Eigenmode (rechts) des Biegeresonators, als freie Variable dient die Höhe des Masseblocks (links rot markiert)

Als freie Variable für die Auslegung wird in diesem Fall die Höhe des Masse-Elements gewählt, die einen linearen Zusammenhang zur Masse aufweist. Alternativ könnte bspw. auch die Dicke des Federelements oder die Länge des Masseblocks gewählt werden (vgl. Abbildung 7.6).

Zur Berechnung der Eigenfrequenz wird die Unterseite des Fuß-Elements mit einer „Encastre“ Randbedingung fixiert, bei der sämtliche Freiheitsgrade eingeschränkt sind. Dies entspricht der Befestigung an einem Bauteil mit unendlicher Masse bzw. Impedanz. Die Berechnung erfolgt dann für einen beliebigen Startwert der Höhe, in diesem Fall wurden 6 mm gewählt, was bei einer einfachen Modalanalyse zu einer ersten Eigenfrequenz von ca. 1200 Hz führt. Nach Gl. 2.8 ist die Eigenfrequenz umgekehrt proportional zur Wurzel der Masse. Für ein ideales Feder-Masse System kann die Höhe also nach folgender Formel angepasst werden:

$$h_{\text{Ziel}} = h_{\text{alt}} * \left(\frac{f_{\text{aktuell}}}{f_{\text{Ziel}}} \right)^2 \quad 6.1$$

Da es sich bei dem betrachteten Resonator allerdings nicht um ein ideales Feder-Masse System handelt, bei dem einerseits die Feder selbst eine Masse aufweist, und andererseits die Masse aufgrund der Biege-Anregung nur partiell dynamisch wirksam ist, wurde in der vorliegenden Arbeit der Exponent aus Gl. 6.1 entfernt. Die Auslegung erfolgt dann in mehreren Iterationen, bis die Resonanzfrequenz nahe genug an der Zielfrequenz befindet. Auch hier bietet sich die Verwendung der Python Schnittstelle zur Automatisierung des Prozesses an.

6.3.1 Einfluss der Anbindungssteifigkeit

Wie bereits bemerkt hat die Anbindungssteifigkeit des Träger-Bauteils einen Einfluss auf die resultierende Eigenfrequenz der Resonatoren, da sich aus der Trägerstruktur und dem Resonator ein Zwei-Massen-System ergibt. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wurden zwei Parameterstudien durchgeführt: Bei der ersten Studie wurde ein einzelner Resonator mittig auf eine gelenkig gelagerte, 120 mm x 120 mm große Platte platziert. Die Dicke der Platte wurde in 0,5 mm Schritten zwischen 1 mm und 20 mm variiert. Unterhalb von 4 mm treten aufgrund der geringen Steifigkeit höhere Moden auf, bei denen der Resonator auf einer Knotenlinie liegt, sodass die Auswertung hier keine weiteren Erkenntnisse liefert. In den folgenden Auswertungen wurden die FRFs unterhalb 4 mm daher nicht dargestellt. Der Aufbau, die Lagerung der Platte, der Anrege- sowie der Auswertepunkt sind in Abbildung 6.14 dargestellt.

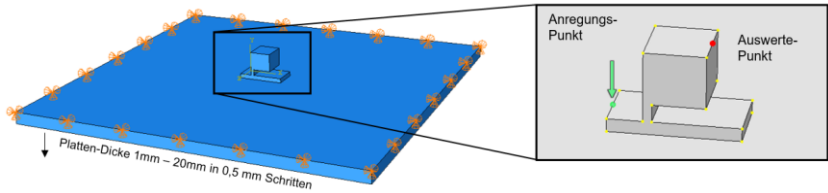


Abbildung 6.14: Aufbau des FEM Modells zur Untersuchung des Einflusses der lokalen Anbindungssteifigkeit

Als Referenz wurde die gleiche Simulationsreihe mit einer Platte durchgeführt, bei der an Stelle des Resonators eine äquivalente Punktemasse in der Mitte der Platte platziert wurde. Hier wirkt lediglich die zusätzliche Masse, es treten aber keine resonanzbasierten Effekte auf. Die FRFs beider Aufbauten sind in Abbildung 6.15 dargestellt, zur übersichtlicheren Darstellung sind nur jeweils vier Kurven hervorgehoben und in der Legende beschriftet, bei den restlichen Kurven handelt es sich um die Zwischenschritte mit Schrittweite 0,5 mm.

Im oberen Diagramm in Abbildung 6.15 sind die FRFs der Platte mit Punktemasse zu sehen. Die Eigenfrequenzen verschieben sich mit zunehmender Plattenstärke wie erwartet nach oben, da die Biegesteifigkeit über das Flächenmoment hier in der dritten Potenz ansteigt, während die Masse linear zunimmt. Im mittleren und unteren Diagramm sind die FRFs der Platte mit einem einzelnen Resonator dargestellt. Das mittlere Diagramm zeigt die FRF am Anregungspunkt (Abbildung 6.14 rechts in grün), der fix mit der Platte verbunden ist, das untere Diagramm die FRFs am Auswertepunkt auf dem Resonator selbst (vgl. Abbildung 6.14 rechts in rot). Für einen einzelnen Resonator zeigen die FRFs der Platte erwartungsgemäß keinen besonders großen Unterschied. Lediglich die Kurven um 9,5 mm unterscheiden sich etwas, da hier die Eigenfrequenzen der Platte und des Resonators zusammenfallen.

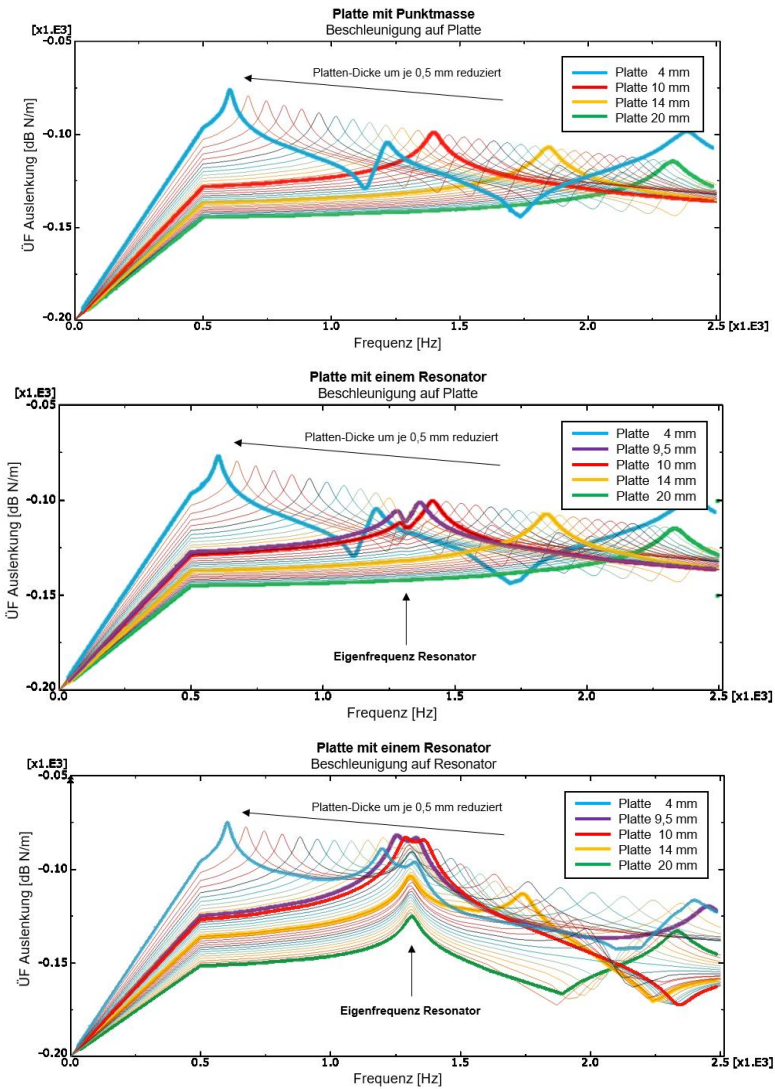


Abbildung 6.15: FRFs zur Analyse der Anbindungssteifigkeit. Oben: Platte mit Punktmasse; Mitte: einzelner Resonator, Beschleunigung auf Platte gemessen; Unten: einzelner Resonator, Beschleunigung auf Resonator gemessen

Für die zweite Studie wurde dasselbe Grundmodell verwendet, allerdings wurde ein Gitter mit 6x7 Resonatoren im Abstand von jeweils 16 mm auf der Platte verteilt.

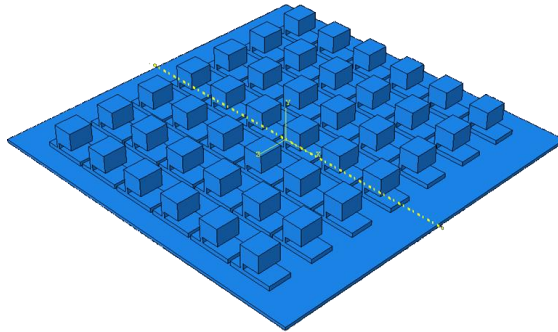


Abbildung 6.16: Aufbau des FEM Modells mit 6x7 Resonatoren, 16 mm Abstand

Die resultierenden FRFs wurden analog zur ersten Teilstudie erstellt und sind in Abbildung 6.17 dargestellt. Im oberen Teil ist die FRF der Platte selbst zu sehen. Das Stoppband ist gegenüber der Variante mit individuellem Resonator deutlich stärker ausgeprägt, und Einflüsse sind nun auch in den größeren Materialstärken erkennbar. Das prinzipielle Verhalten gleicht aber dem der ersten Studie: in dem Bereich in dem sich die Eigenfrequenzen überschneiden teilt sich der Peak in eine gleich- und eine gegenphasige Mode auf (Abbildung 6.17 unten, rote Kurve), der Stoppband-Effekt hat aber seine stärkste Ausprägung bei der ursprünglichen Resonator-Resonanz. Auch hier ist lediglich eine Verschiebung mancher Minima um wenige Hertz zu beobachten. Dieser Effekt sollte in nachfolgenden Untersuchungen näher betrachtet werden.

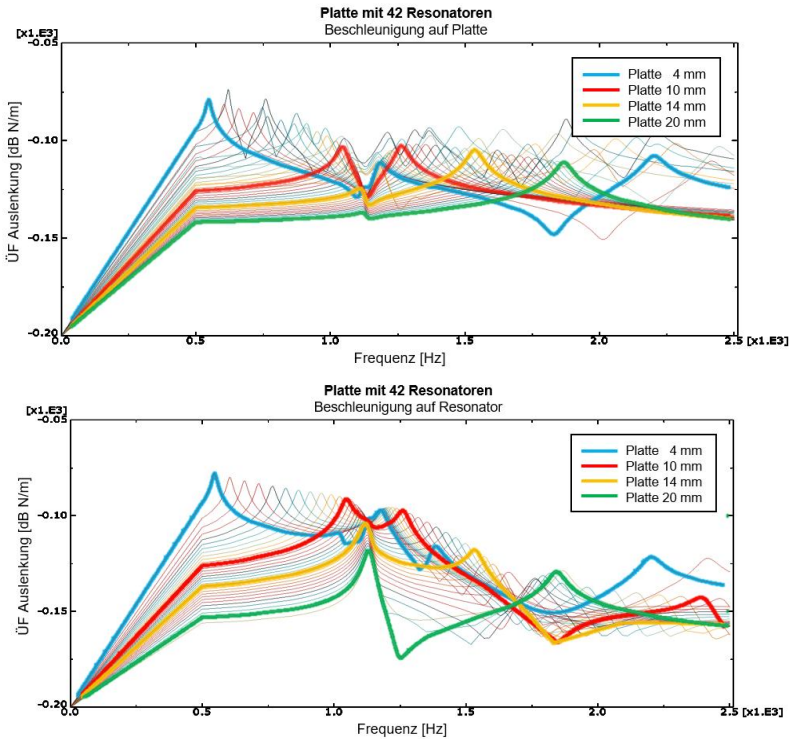


Abbildung 6.17: FRFs zur Analyse der Anbindungssteifigkeit. Oben: Platte mit 42 Resonatoren, Beschleunigung auf Platte gemessen; Unten: Platte mit 42 Resonatoren, Beschleunigung auf Resonator gemessen

Es lässt sich also der Schluss ziehen, dass die Anbindungssteifigkeit zwar die Eigenfrequenzen des Resonators selbst beeinflusst, der beabsichtigte Stopband-Effekt an der Träger-Struktur tritt aber unabhängig davon bei der ursprünglichen Frequenz auf. Die beobachteten Verschiebungen liegen im Bereich weniger Hertz und entsprechen damit einem Fehler von $< 1\%$. Eine vereinfachte Auslegung der Resonatoren mit unendlicher Masse bzw. fixierter Anbindung scheint daher zielführend zu sein, zumal abschließend ohnehin eine Validierung des Gesamtaufbaus erfolgt, um das Layout der Resonatoren zu überprüfen und ggf. zu optimieren.

6.4 Platzierung der Resonatoren

Nach der Auslegung der Resonatoren kann nun deren Platzierung im Gehäuse erfolgen. Im ersten Schritt wurden die akustisch relevanten Gehäuseschwingformen identifiziert (vgl. Abbildung 6.9), bei denen die maßgeblich abstrahlende Fläche die vordere Fläche des Deckels ist. Die Resonatoren werden dann auf der Innenseite dieser Fläche verteilt. Zunächst werden unterschiedliche Layouts¹⁰ simuliert, wobei lediglich der Deckel berechnet wird, da in diesem Schritt nur die Layouts untereinander verglichen werden, und die Berechnung des gesamten Gehäuses keine zusätzlichen Erkenntnisse bringt, den Rechenaufwand jedoch stark erhöht. Der Deckel wurde dazu um die Verschraubungspunkte fixiert (in Abbildung 6.18 links rot), die Kraftanregung erfolgt symmetrisch über die Lagersitze. Als Maß für die Effektivität dient die Reduktion der maximalen Auslenkung der Gehäusefläche. Hierfür wird das Integral der FRF im Bereich 500 Hz – 1500 Hz berechnet. Der Auswertepunkt ist dabei entsprechend der jeweiligen Schwingform am Punkt maximaler Auslenkung zu wählen, im Fall der ersten und dritten Mode (bei 1075 Hz bzw. 3325 Hz) ist dies der Mittelpunkt der Fläche. Für die zweite Mode wäre Punkt 2 in Abbildung 6.18 ein geeigneter Auswertepunkt, da die Modenform hier zwei symmetrische Maxima links und rechts aufweist und Punkt 1 auf einer Nulllinie liegt (vgl. Abbildung 6.9 Mitte).

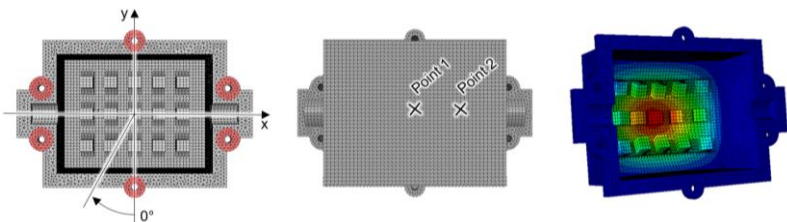


Abbildung 6.18: In der Simulation fixierte Gehäuseflächen (rot) und Koordinatensystem (links), Auswertepunkte (mittig) und Darstellung der ersten Modenform mit 5-5-5 90° Layout (rechts). (Bopp & Albers, 2022b)

Es wurden insgesamt drei Arten von Layouts untersucht: regelmäßige rechteckige Gitter-Anordnungen, regelmäßige zirkuläre Anordnungen und unregelmäßige

¹⁰ Als Layout wird in dieser Arbeit der Parametersatz bezeichnet, der alle Informationen zur Platzierung der Resonatoren enthält: Anzahl, Winkel und die jeweilige Position aller Resonatoren (bzw. Gitter-Abstand oder Polar-Koordinaten)

Anordnungen. Die Ergebnisse der einzelnen Varianten werden im Folgenden beschrieben. Als Referenz wurde außerdem ein leerer Deckel berechnet, dieser wird in den folgenden Diagrammen in Rot abgebildet und mit „blank“ bezeichnet.

6.4.1 Platzierung in regelmäßigen rechteckigen Gittern

Als erste Variante wird eine vollflächige, äquidistante Verteilung der Resonatoren berechnet, wie sie im Stand der Forschung üblicherweise verwendet wird. Die Parameter aller berechneten Layouts sind in Tabelle 11 aufgeführt, einige ausgewählte Layouts sind außerdem in Abbildung 6.19 grafisch dargestellt. Die „Anordnung“ gibt dabei die Zahl der Resonatoren je Reihe an, alle Layouts sind symmetrisch um den Mittelpunkt der Gehäusefläche verteilt. Das Referenz-Koordinatensystem ist in Abbildung 6.18 links dargestellt.

Tabelle 11: Übersicht der Layout-Parameter für regelmäßige Gitter

Anordnung	Gitter-Abstand [mm]	Winkel [°]
2; 2-2; 2-2-2	15	0; 90
3-3-3	10; 15; 25	0; 90
5-5-5	10; 15; 25	0; 90

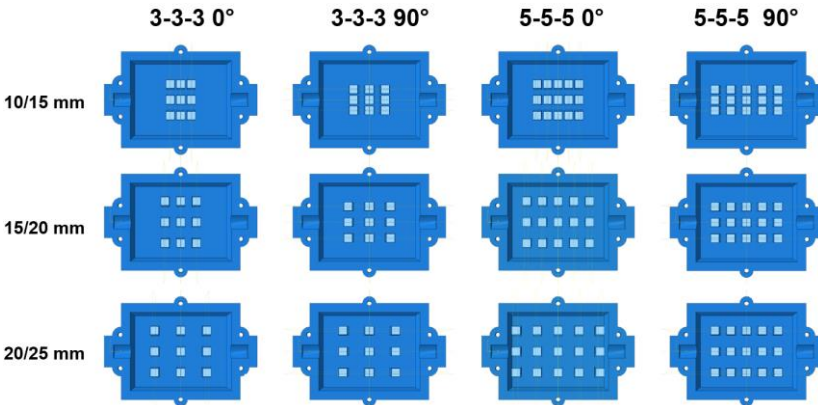


Abbildung 6.19: Darstellung einiger ausgewählter Layouts in regelmäßigen Gittern

Die Ergebnisse für Auswertepunkt 1 und eine Zielfrequenz von 1000 Hz sind in den in Abbildung 6.20 dargestellt.

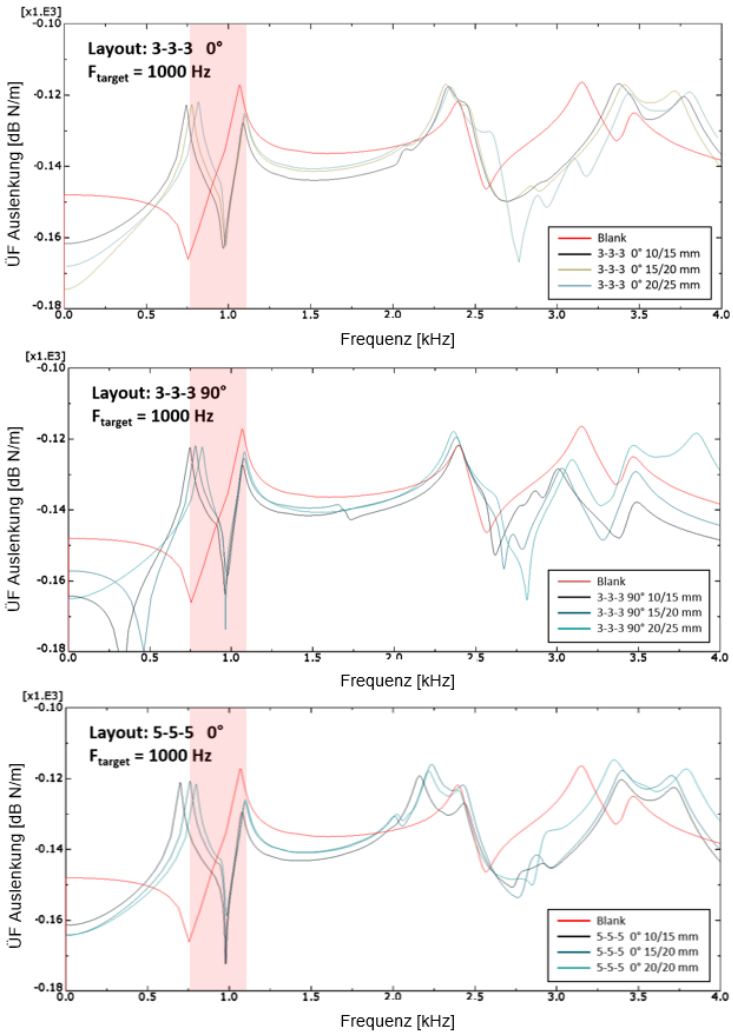


Abbildung 6.20: FRFs einiger ausgewählter Gitter-Layouts mit Zielfrequenz 1000 Hz und Stopband (rot). (Bopp & Albers, 2022b)

Hier lässt sich beobachten, dass die Layouts mit geringem Abstand (x 10 mm; y 15 mm) innerhalb ihrer Gruppe die jeweils besten Ergebnisse, d.h. die flächenmäßig größte Reduktion in der Auslenkung, erzielen. Dies lässt sich damit erklären, dass die Resonatoren bei geringerem Abstand näher am Auslenkungs-Maximum der Modenform platziert sind, und somit stärker angeregt werden, und andererseits ihre Masse hier auch effektiver wirken kann. Außerdem sind die Layouts mit 0° im Schnitt effektiver als diejenigen mit 90°.

Die drei besten Varianten für 1000 Hz sind nochmals in Abbildung 6.21 vergleichend dargestellt. Das Layout 5-5-5 mit insgesamt 15 Resonatoren, also ca. 60% höherer Zusatzmasse, bewirkt nur eine geringfügige Verbesserung gegenüber der Variante 3-3-3 mit 9 Resonatoren.

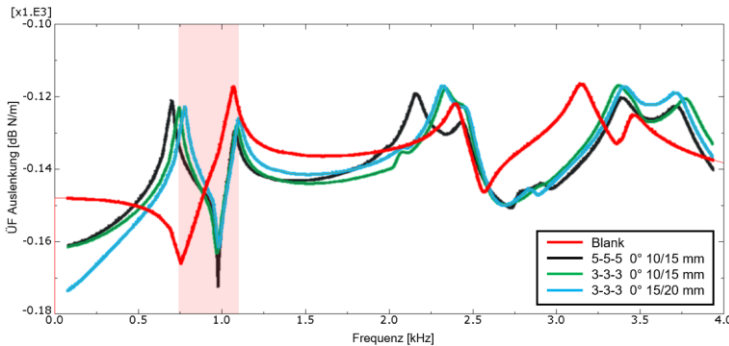


Abbildung 6.21: Detailansicht der drei effektivsten Layouts mit rechteckigem Gitter

Im Bereich der zweiten Mode (ca. 2400 Hz) bewirkt keines der für 1000 Hz berechneten Layouts eine besondere Änderung, während die dritte Mode (3325 Hz) in Abbildung 6.20 bei Layout 3-3-3 0° mit 20/25 mm Gitterabstand durchaus einen Einfluss erkennen lässt. Die Resonatoren sind zwar nicht auf diese Frequenzen ausgelegt, haben aber über ihre Masse und ggf. weitere, höhere Eigenfrequenzen (vgl. auch Abbildung 5.20) einen Effekt, der sich durch die jeweilige Modenform erklären lässt. In Abbildung 6.22 ist ein Querschnitt durch dieses Layout dargestellt. Für die dritte Mode (c) befinden sich die Resonatoren bei diesem Abstand jeweils an Auslenkungs-Maxima, während bei der zweiten Mode (b) die mittlere Reihe genau auf einer Knotenlinie platziert ist, und somit nicht oder nur wenig angeregt wird. Dies zeigt, dass der üblicherweise angegebene Maximalabstand von $\frac{1}{4}$ Wellenlänge auch durchaus überschritten werden kann, wenn die Resonatoren bewusst entsprechend der jeweiligen Modenform platziert werden.

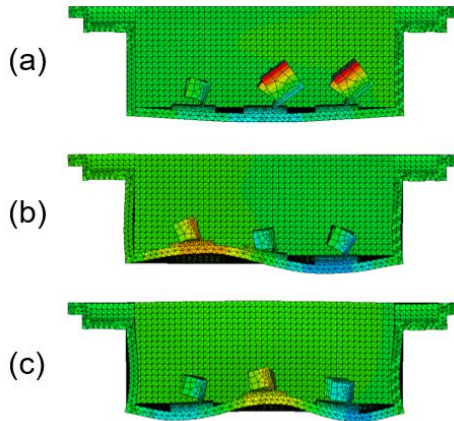


Abbildung 6.22: Querschnitt durch das Layout 3-3-3 90° mit 20/25 mm Abstand bei den Deckel-Eigenfrequenzen 1075 Hz (a), 2115 Hz (b) und 3325 Hz (c). (Bopp & Albers, 2022a)

Bei höheren Wellenzahlen kann bspw. das Problem auftreten, dass der Bauraum nicht ausreicht, um die $\frac{1}{4}$ Wellenlänge einzuhalten, wie bei der 3. Mode in Abbildung 6.22 (c). Hier befinden sich lediglich zwei Resonatoren je Wellenlänge – trotzdem sind diese akustisch extrem effektiv, wenn die Resonatoren auf die entsprechende Frequenz ausgelegt werden, wie in Abbildung 6.23 zu sehen.

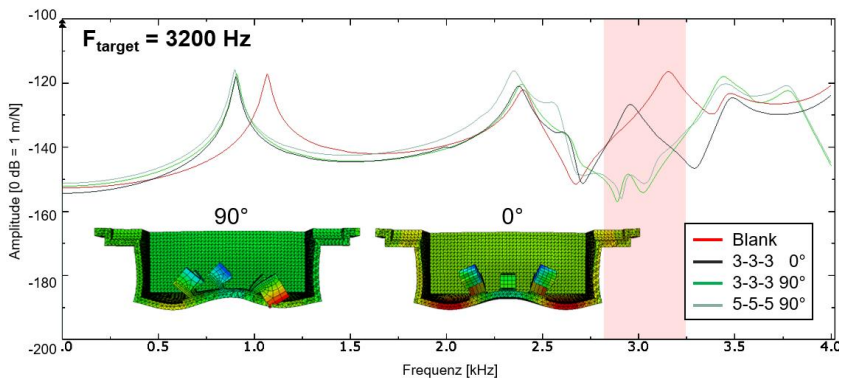


Abbildung 6.23: FRFs und Querschnitte durch Layout 3-3-3 90° (links) und 0° (rechts) mit Zielfrequenz 3200 Hz (Bopp & Albers, 2022a)

Für die dritte Mode sind außerdem die 90° Layouts deutlich effektiver als diejenigen mit 0° , was plausibel erscheint wenn man die Schnittdarstellungen in Abbildung 6.23 und Abbildung 6.24 betrachtet: Die verwendeten Resonatoren haben eine definierte Biegeachse um den „Fußpunkt“ und die Biegung findet aufgrund der am Masseschwerpunkt der Resonator-Masse angreifenden Trägheitskraft statt (vgl. auch Abbildung 6.4). Basierend hierauf lässt sich die folgende Hypothese aufstellen: Die Biegebewegung, die zur Tilgung der Schwingung führt, wird am effektivsten angeregt, wenn die Biegeachse parallel zu den Knotenlinien bzw. Iso-Linien (Orte gleicher Auslenkung) der entsprechenden Mode ausgerichtet ist, wie in Abbildung 6.24 angedeutet.

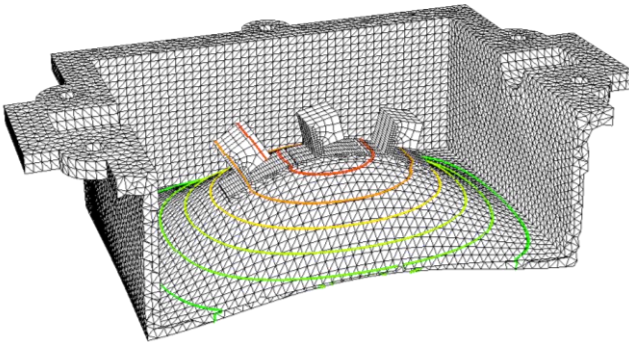


Abbildung 6.24: Iso-Linien der ersten Mode, 3 Resonatoren sind mit ihrer Biegeachse parallel dazu orientiert (Bopp & Albers, 2022a)

6.4.2 Platzierung in regelmäßigen kreisförmigen Gittern

Um die Hypothese des vorherigen Kapitels zu überprüfen, wurden weitere Layouts generiert, bei der jeder Resonator parallel zur Isolinie der ersten Mode an seiner jeweiligen Position ausgerichtet ist (vgl. Abbildung 6.24 und Abbildung 6.25). Vereinfachend wurde dies mit einer kreisförmigen Anordnung umgesetzt:

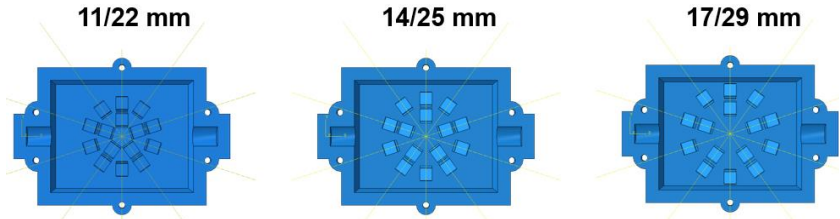


Abbildung 6.25: Kreisförmige Layouts mit jeweils 15 Resonatoren und unterschiedlichen Radien. (Bopp & Albers, 2022b)

Diese Layouts führen in der Simulation jedoch zu keinem guten Ergebnis, wie in Abbildung 6.26 zu sehen ist: Es entsteht lediglich ein sehr schmaler Bereich hoher Dämpfung bei der Resonanzfrequenz, der restliche Frequenzbereich weist keine besonderen Unterschiede auf. Eine Ausrichtung parallel zu den Iso-Linien ist also nicht effektiver als eine Ausrichtung parallel zu den Knotenlinien.

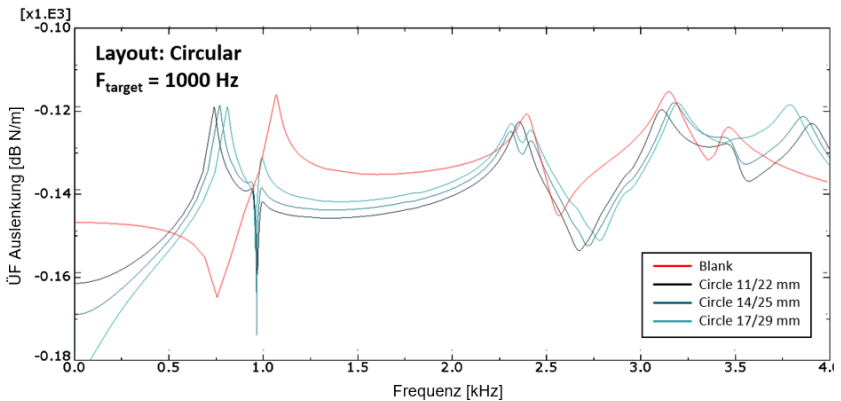


Abbildung 6.26: FRFs der kreisförmigen Layouts mit jeweils 15 Resonatoren und unterschiedlichen Teilkreisen. (Bopp & Albers, 2022b)

6.4.3 Platzierung mithilfe evolutionärer Algorithmen

Aus der Untersuchung der Layouts mit rechteckigen Gittern wurde außerdem ersichtlich, dass die Position der Resonatoren einen großen Einfluss auf die Effektivität hat. Insbesondere waren Layouts effektiver, bei denen die Resonatoren möglichst nahe an Punkten hoher Auslenkung platziert waren, im Fall der ersten Modenform also in der Mitte der Fläche. Um dies zu überprüfen, wurde ein einfacher

evolutionärer Algorithmus (s. Kapitel 2.5 und Abbildung 6.27) implementiert, bei dem die Positionen der Resonatoren über mehrere Generationen hinweg optimiert wurden.

Als Start-Layout wurde dabei ein regelmäßiges Gitter-Layout verwendet, das in den bisherigen Simulationen bereits gute Ergebnisse erzielte. Die x- und y-Position jedes Resonators wird dann jeweils mit einer Gauß-Verteilung mit Mittelwert 0 und einer Standardabweichung von 2 mm aufsummiert. Eine Kollisionsabfrage findet dabei nicht statt, da hier lediglich die Tendenzen bzgl. favorisierter Positionen bestätigt werden sollen, die Resonatoren können sich also überschneiden. Die Kollision wurde in der FEM Berechnung ebenfalls deaktiviert, sodass die Resonatoren auch im Falle einer Überschneidung ungestört schwingen können. In jeder Generation werden auf diese Weise fünf Mutationen erzeugt, die anschließend berechnet und ausgewertet werden.

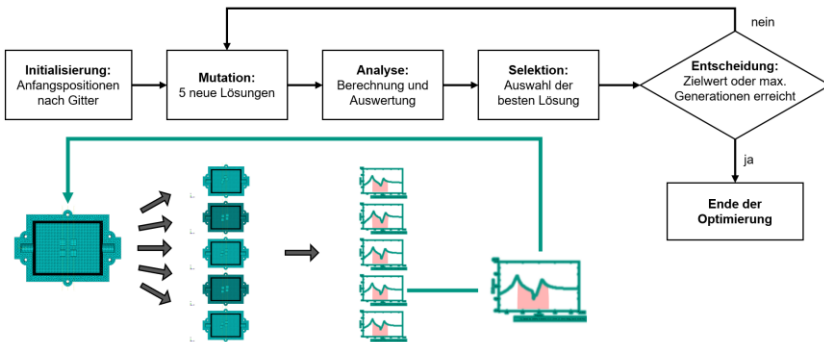


Abbildung 6.27: Prinzip-Ablauf des evolutionären Algorithmus zur Optimierung der Resonator-Positionen

Als Maß für die erreichte Schallreduktion sind verschiedene Werte denkbar: Je nach Anwendungsfall kann bspw. die maximal erreichbare Amplitudenreduktion als Zielfunktion verwendet werden. Diese liegt in der Regel aber nur in einem äußerst schmalen Frequenzbereich vor, daher ist dieser Zielwert nicht sehr robust gegen Schwankungen in der Zielfrequenz. Hierfür ist das Integral unter der Kurve besser geeignet. Im vorliegenden Fall wurde dieses für den Frequenzbereich 500 – 1500 Hz berechnet, wie in Abbildung 6.28 dargestellt.

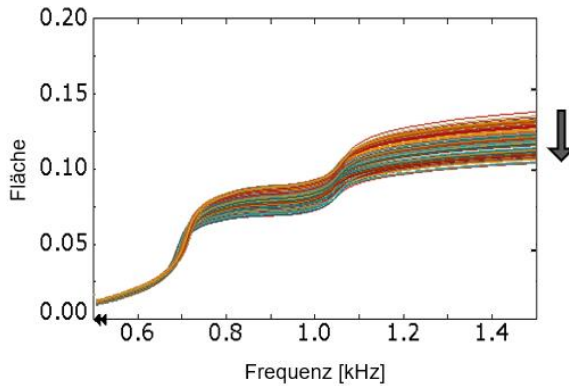


Abbildung 6.28: Integrale der FRFs über den Frequenzbereich 0,5 – 1,5 kHz für 20 Generationen mit deutlich sichtbarer Flächenreduktion von 1,36 auf 1,04

Nach einigen Vorversuchen zur Bestimmung der Optimierungsparameter wurden auf diese Weise insgesamt 6 Optimierungen durchgeführt, mit jeweils 20 Generationen und 5 Kindern je Generation. Neben dem 3-3-3 Layout wurden auch zwei Optimierungen mit einem 5-5-5 Layout durchgeführt. Eine beispielhafte Übersicht über die jeweils beste Mutation verschiedener Generationen ist in Abbildung 6.29 zu sehen, die zugehörigen FRFs sind in Abbildung 6.30 abgebildet.

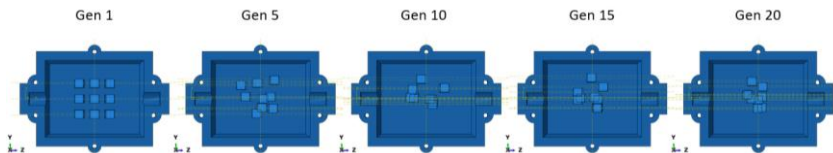


Abbildung 6.29: Übersicht der besten Lösungen nach jeweils fünf Generationen. (Bopp & Albers, 2022b)

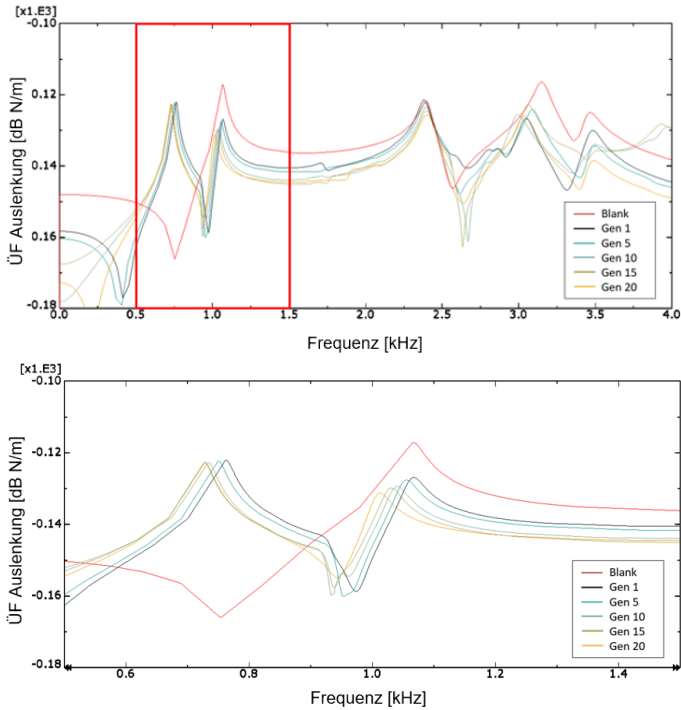


Abbildung 6.30: FRFs der besten Lösungen nach jeweils fünf Generationen. Der Auswertebereich zur Berechnung der Integrale ist oben rot markiert und unten im Detail dargestellt. In Anlehnung an (Bopp & Albers, 2022b)

Bei allen durchgeführten Optimierungen ergab sich dieselbe Tendenz: Die Resonatoren wandern zum Punkt maximaler Auslenkung, und bestätigen damit die Tendenz aus den Berechnungen der rechteckigen Gitter-Layouts, dass die Effektivität zunimmt, je näher sich die Resonatoren an Punkten großer Auslenkung bzw. damit auch Geschwindigkeit und Beschleunigung befinden.

Als Benchmark wurde abschließend eine Gehäusevariante mit diagonalen Rippen berechnet, die eine äquivalente Masse zur Variante mit 9 Resonatoren aufweist. In Abbildung 6.31 sind die wichtigsten Varianten vergleichend gegenübergestellt:

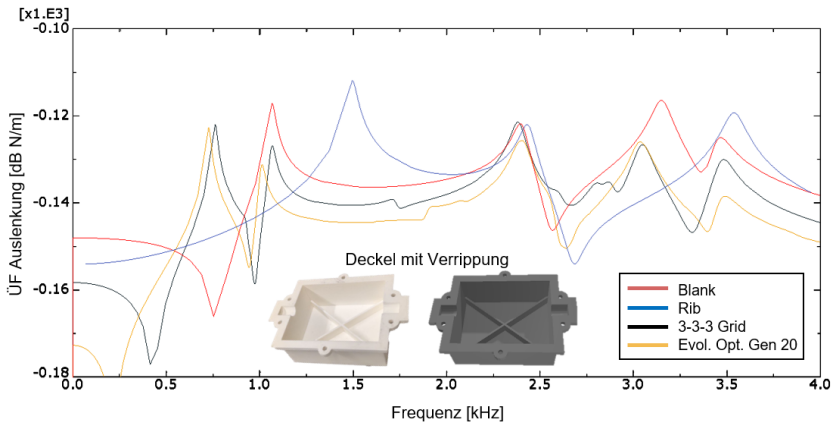


Abbildung 6.31: Vergleich der simulierten FRFs einiger signifikanter Varianten: Leeres Gehäuse („Blank“), Gehäuse mit Rippe („Rib“), Gehäuse mit 3-3-3 Layout und Gehäuse mit unregelmäßigem Layout aus Generation 20 der Optimierung.

Insgesamt lässt sich feststellen, dass die optimierte Variante über den kompletten Frequenzbereich im Mittel die niedrigsten Amplituden aufweist. Der Negativ-Peak ist allerdings bei Layout 3-3-3 etwas stärker ausgeprägt. Es ist zu bemerken, dass sich die Lage des Negativ-Peaks bei ca. 1 kHz durch die Optimierung der Resonator-Positionen leicht hin zu tieferen Frequenzen verschiebt. Dies lässt sich damit erklären, dass die Masse einen größeren Einfluss auf das dynamische Verhalten hat, wenn diese in der Mitte der Fläche konzentriert ist, als wenn sie über die gesamte Fläche verteilt ist. Die Versteifung bewirkt wie erwartet lediglich eine Verschiebung der Resonanzen hin zu höheren Frequenzen, wobei die Maximal-Amplitude bei 1,5 kHz sogar einen um etwa 5 dB höheren Wert erreicht als die Basisvariante ohne jegliche Maßnahmen.

6.5 Messtechnische Verifikation

Die Auslegung der berechneten Varianten wurden abschließend messtechnisch verifiziert. Die Resonatoren wurden dazu mithilfe von Schablonen innerhalb des Deckels platziert und mit dem in Kapitel 6.1 vorgestellten Aufbau vermessen. Die Ergebnisse einiger ausgewählter Varianten werden im Folgenden vorgestellt. In Abbildung 6.32 sind die ÜF der Basisvariante sowie einiger Varianten mit rechteckigem und zirkulärem Gitter dargestellt:



Abbildung 6.32: FRFs einiger ausgewählter Varianten, Zielfrequenz der Resonatoren beträgt 1000 Hz. Oben: Übersicht 0,5 – 4 kHz; Unten: Detailansicht 0,5 – 1,5 kHz. (Bopp & Albers, 2022b)

Die Ergebnisse der rechteckigen Gitter stimmen gut mit den Ergebnissen der Simulation überein, insbesondere die Systematik bzgl. des Gitterabstandes: je dichter die Resonatoren am Mittelpunkt der Fläche angeordnet sind, desto größer ist die erzielbare Dämpfungswirkung. Die kreisförmigen Layouts, die jeweils 15 Resonatoren aufweisen, zeigen deutlich bessere Ergebnisse als in der Simulation, erreichen allerdings nicht die Werte der 3-3-3 Layouts mit lediglich 9 Resonatoren. Dieses Layout erreicht in der Oberflächenbeschleunigung eine Peak-to-Peak Reduktion von etwa 43 dB.

Die Layouts mit 2, 2-2 und 2-2-2 Anordnung wurden ebenfalls vermessen. Auch hier zeigt sich prinzipiell eine gute Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen. Neben der Oberflächenbeschleunigung wurde hier außerdem der abgestrahlte Luftschall ausgewertet. Die beiden Größen zeigen eine sehr gute Korrelation, insbesondere im relevanten Bereich bei ca. 1000 Hz. Das Layout 2-2-2 erreicht bereits eine Reduktion im SPL von über 20 dB.

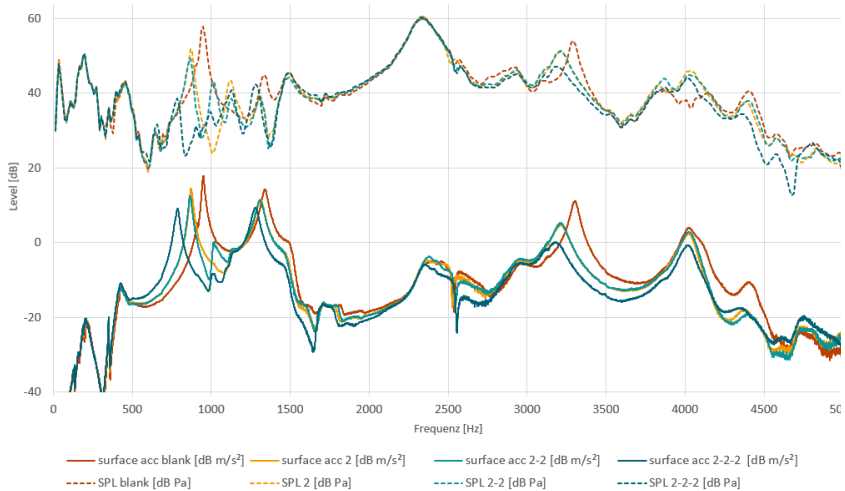


Abbildung 6.33: Vergleich von Körperschall („surface acc“, durchgezogene Linien) und Luftschall („SPL“, gestrichelte Linien). (Bopp & Albers, 2022b)

Abschließend wurde auch die Variante mit diagonaler Verrippung gefertigt und vermessen. Auch hier zeigt sich eine gute qualitative Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Simulation: die vorhandenen Resonanz-Peaks werden lediglich zu höheren Frequenzen verschoben, eine Amplitudenreduktion wird insgesamt aber nicht erreicht. In Abbildung 6.34 sind die Messwerte vergleichend zusammen mit dem leeren Gehäusedeckel sowie der Variante 3-3-3 mit 15/10 mm Abstand aufgetragen, analog zu den Simulationsergebnissen in Abbildung 6.31. Die Deckel-Varianten mit Verrippung und mit 3-3-3 Layout haben dabei dieselbe Gesamtmasse.



Abbildung 6.34: Vergleich der gemessenen FRFs einiger signifikanter Varianten: Leeres Gehäuse („Blank“, rot), Gehäuse mit Rippe („Rib“, gelb), Gehäuse mit VAMM in 3-3-3 Layout (blau). (Bopp & Albers, 2022b)

6.6 Ableitung der Konstruktionsregeln

Aus den durchgeführten Simulationen und Versuchen lassen sich nun zusammenfassend die folgenden zentralen Konstruktionsregeln ableiten:

1. Der Dämpfungseffekt wird maximiert, wenn die Resonatoren an Punkten höchster Auslenkung der relevanten Modenform platziert werden, da hier die dynamische Masse der Resonatoren maximal ist.
2. Der Dämpfungseffekt wird maximiert, wenn die Biegeachse parallel zu den Knotenlinien der relevanten Modenform verläuft, da die Auslenkung der Oberfläche in diesem Fall die Resonatoren am effektivsten anregt.
3. Die Anzahl und Position der Resonatoren lässt sich mithilfe einer Zielfunktion iterativ über FEM Varianten optimieren, dabei kann die Effektivität durch nicht-periodische Anordnung für bestimmte Frequenzbereiche erhöht werden.

Das gesamte Vorgehen zur Integration von VAMM, angefangen bei der Systemanalyse bis hin zur genauen Platzierung, ist im nächsten Kapitel nochmals detailliert zusammengefasst.

6.7 Zusammenfassung der Methode zur Integration vibroakustischer Metamaterialien

Die Methode zur Auslegung und Integration von VAMM in komplexe Bauteile lässt sich auf Basis der durchgeführten Simulationen und Versuche in nachfolgend beschriebene Schritte strukturieren. Diese sind auch nochmals in Abbildung 6.35 zusammengefasst.

1. Systemanalyse und Bestimmung der Zielfrequenz

Im ersten Schritt wird die Zielfrequenz bestimmt, also diejenigen Geräuschanteile, die als störend wahrgenommen werden oder aus sonstigen Gründen reduziert werden sollen. Die Zielfrequenz kann, je nach Anwendung, auf unterschiedliche Weise bestimmt werden: Neben subjektiven Beurteilungen durch Anwendende oder Experten können bspw. auch vorgegebene Grenzkurven mit Körper- oder Luftschallmessungen verglichen werden. Handelt es sich um ein System mit konstanter Antriebsdrehzahl, so liegt i.A. auch ein konstantes Anregungs-Spektrum vor. In diesem Fall kann es sinnvoll sein, die Resonatoren auf die daraus resultierende Frequenz auszulegen. Wird das System mit variabler Drehzahl betrieben, so resultieren Störgeräusche oft aus einem Durchfahren von Bauteilresonanzen. In diesem Fall bieten sich die Resonanzfrequenzen als Auslegungs-Ziel an. Hier ist zu beachten, dass sich die Zielfrequenz durch die zusätzliche Masse der Resonatoren hin zu tieferen Frequenzen verschieben wird. Diese Verschiebung muss vorab abgeschätzt werden, bspw. durch Simulation oder Messung mit einer entsprechenden Zusatzmasse. Die Zielfrequenz bildet im nächsten Schritt die Grundlage für die Auslegung eines einzelnen Resonators.

Neben der Zielfrequenz ist für die Positionierung in Schritt 3 besonders die zugehörige Modenform des Trägerbauteils von Relevanz. Diese kann entweder aus einer experimentellen oder simulativen Modalanalyse gewonnen werden.

2. Auslegung der Resonatoren

Mit der im ersten Schritt identifizierten Zielfrequenz kann nun ein einzelner Resonator ausgelegt werden. Die Auslegung kann dabei ebenfalls durch simulative Modalanalyse erfolgen. Dabei kann vereinfachend von einer Trägerstruktur mit unendlicher Masse ausgegangen werden, d.h. die Anbindungsstelle des Resonators kann mit einer „Fix“ Randbedingung versehen werden. Die Auslegung erfolgt dann iterativ, indem ein relevanter Parameter des Resonators solange angepasst wird, bis die gewünschte Frequenz erreicht ist. Relevant sind dabei diejenigen Parameter, die einen Einfluss auf die Masse und die Steifigkeit des

Resonatoren haben, also bspw. die Dimensionen des Masse-Elements oder die Dicke des Feder-Elements.

3. Platzierung der Resonatoren innerhalb der Trägerstruktur

Die Platzierung der Resonatoren erfolgt dann basierend auf der in Schritt 1 identifizierten Schwingform sowie unter Beachtung der in Kapitel 6.6 abgeleiteten Konstruktionsregeln: Die Resonatoren werden so nahe wie möglich an den Punkten maximaler Auslenkung platziert. Je weiter die Resonatoren von diesem Punkt entfernt liegen, desto weniger effektiv sind diese. Sofern das Resonator-Design eine bestimmte Anregungsrichtung hat so ist diese ebenfalls bei der Platzierung zu berücksichtigen. Im Falle von Biege-Resonatoren sind diese so zu platzieren und auszurichten, dass die Biegeachse parallel zu den Knotenlinien der identifizierten Modenform verläuft, und sich aus dem Schnelle-Vektor der Oberfläche, der Biegeachse und dem Schwerpunkt des Masse-Elements ein effektiver Hebelarm ergibt.

Die Anzahl der Resonatoren kann je nach Zielvorgabe optimiert werden. Im Falle einer bestimmten Grenzkurve werden solange Resonatoren hinzugefügt, bis diese erfüllt ist. Entsprechend der ersten Konstruktionsregel sollte dabei am Punkt maximaler Auslenkung begonnen werden. Auch die zulässige Gesamtmasse kann hier ein einschränkendes Kriterium sein. Sofern es der Bauraum zulässt, ist anzustreben, die Resonatoren mit möglichst hoher Masse auszulagern und im Auslenkungsmaximum zu platzieren. Wenige große Resonatoren sind bei gleicher Gesamtmasse effektiver als mehrere kleine Resonatoren, da diese dann geometrisch bedingt weiter von den Auslenkungsmaxima entfernt platziert werden müssen.

4. Validierung im Gesamtsystem

Abschließend muss die Effektivität der gefundenen Lösung validiert werden, dies sollte möglichst experimentell geschehen, um Unsicherheiten aus der Simulation ausschließen zu können. Als Bewertungskriterium sollten hierbei die in Schritt 1 genutzten Vorgabe-Werte vorgegangen werden: Erfolgt die Identifikation der problematischen Frequenzanteile über eine subjektive Beurteilung, so sollte die abschließende Validierung dieselben Kriterien aufgreifen, um die Effektivität der Maßnahme zu bestätigen. Insbesondere ist hier die Richtigkeit der getroffenen Annahmen bezüglich der Mass-Loading Effekte zu prüfen.

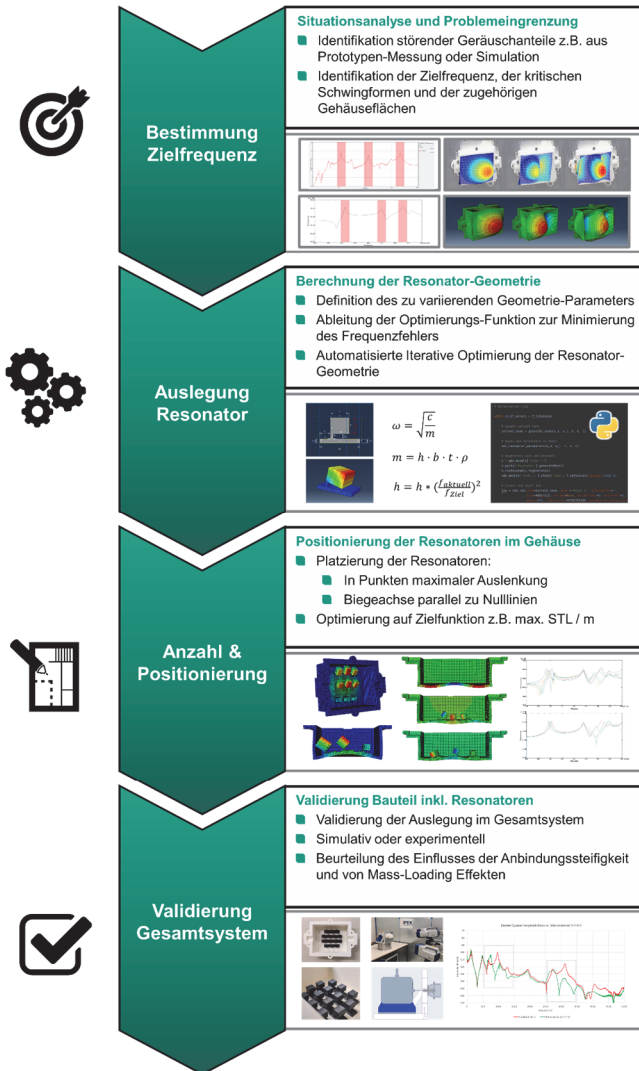


Abbildung 6.35: Zusammengefasster Prozess zur Integration von VAMM in komplexe Bauteile. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)

7 Validierung der Methode

Zur Validierung der Übertragbarkeit der in Kapitel 6.6 abgeleiteten Methodik wurde ein weiteres Gehäuse konstruiert und entsprechend der Methode akustisch optimiert. Das leere Gehäuse ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Es besteht aus einem Basisteil, das über vier Bohrungen an den Aufspannwinkel des ersten Aufbaus (vgl. Kapitel 6.1) geschraubt werden kann. Die eingesetzte Ersatzwelle sowie die Stinger-Shaker-Konfiguration sind identisch mit dem ersten Aufbau. Auf dem Basisgehäuse sitzt ein Deckel der über zehn Schrauben mit dem Basisgehäuse verschraubt wird. Der Deckel weist auf der Oberseite einen Stufenversatz und auf der Unterseite eine 3 mm dicke Verrippung auf, um die Komplexität der auftretenden Schwingmoden im Vergleich zum ersten Gehäuse zu erhöhen.

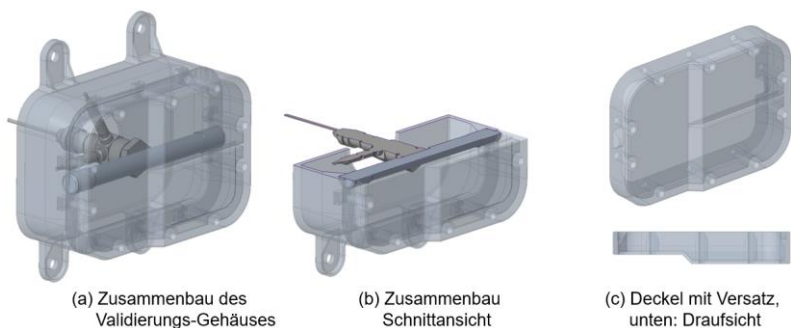


Abbildung 7.1: Oben: CAD-Darstellung des Validierungs-Gehäuses.
Unten: Aufgebautes Gehäuse für PSV-Messungen

7.1 Systemanalyse und Bestimmung der Zielfrequenz

Im ersten Schritt wird die Zielfrequenz bestimmt, auf die die Resonatoren im nächsten Schritt ausgelegt werden. Der entsprechende Ausschnitt aus dem gesamten Ablauf aus Abbildung 6.35 ist nochmals in Abbildung 7.2 dargestellt.

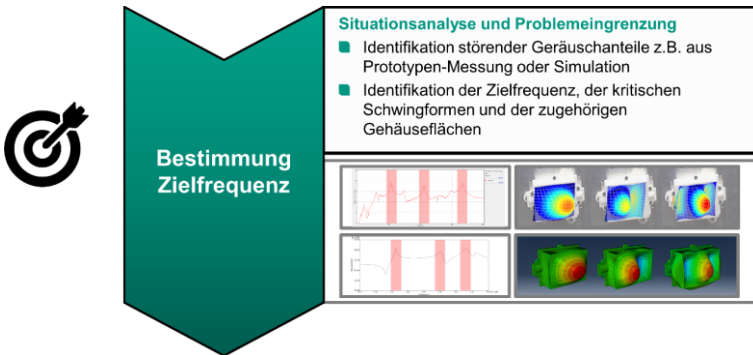


Abbildung 7.2: Erster Schritt der vorgestellten Methode: Bestimmung der Zielfrequenz. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)

Auch für dieses Gehäuse kann eine gute qualitative Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messdaten festgestellt werden. In Abbildung 7.3 sind vier charakteristische Modenformen aus der PSV Messung (oben) sowie aus der Simulation (unten) abgebildet. Für die Materialparameter wurde erneut ein Parameterfitting durchgeführt, bei dem die Werte aus Tabelle 10 bestätigt werden konnten. Für die höheren Moden ergab sich ein etwas besserer Fit für ein Schubmodul G von 900 MPa anstatt 800 MPa. Die FRFs der Auslenkung für diese beiden Parametersätze sind in Abbildung 7.3 in gelb und grün dargestellt, in rot die FRF aus der Messung. In der Simulation wurde, analog zum Vorgehen in Kapitel 6.2.1, lediglich der Deckel betrachtet, wodurch sich die Verschiebung einiger einzelner Resonanzen erklären lassen: Die betroffenen Moden weisen im Zusammenbau eine Verformung des gesamten Gehäuses auf, die in der vorliegenden Simulation nicht mit abgebildet wird.

Die Luftschallmessungen in Abbildung 7.4 weisen eine gute Korrelation zur PSV Messung und den Simulationen auf, allerdings unterscheiden sich einigen Eigenfrequenzen der beiden Gehäusedeckel merklich. Die beiden Drucke unterscheiden sich in ihrer Aufbaurichtung: Druck 1 wurde auf der Flanschfläche

des Deckels gedrückt. Hierdurch ergibt sich auf der Innenseite ein Überhang, der nur durch die Verwendung von Bridging (s. Kapitel 2.7.1) darstellbar ist.

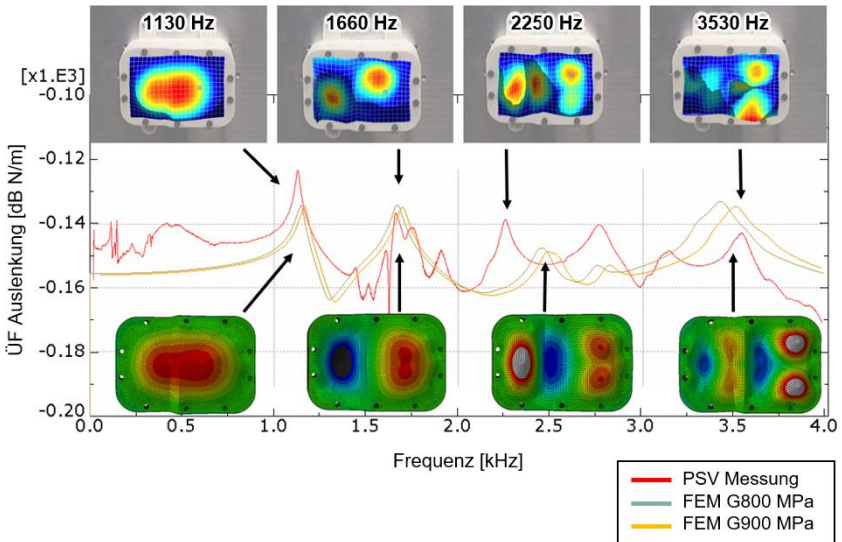


Abbildung 7.3: Modenformen und FRFs der Auslenkung aus der PSV Messung sowie aus der FEM Simulation für die Schubmodule 800 MPa und 900 MPa. E-Modul in X- und Y-Richtung beträgt für beide Varianten 2800 MPa, in Z-Richtung 3200 MPa.

Da sich hierbei etwa drei Lagen mit sehr schlechtem Materialzusammenhalt ergeben, ist die Oberseite des Deckels bei diesem Druck weniger steif, und die Innenseite weist eine relativ schlechte Qualität auf und erschwert die Anbringung der Resonatoren. Bei Druck 2 wurde umgekehrt verfahren, und auf der Außenseite gedrückt. Hier ergibt sich lediglich für die kleinere, abgesetzte Fläche ein Überhang, der mit Stützmaterial und Bridging dargestellt wird. Die höher liegenden Eigenfrequenzen bei Druck 2 sind daher plausibel.

Akustisch auffällig ist in der Luftschallmessung insbesondere die erste Mode bei 1130 Hz. Da sich die Eigenfrequenzen durch die Zusatzmasse der Resonatoren hin zu tieferen Frequenzen verschieben werden, wird als Zielfrequenz für die Resonatoren zunächst 1000 Hz definiert. Zur Validierung der Methode für hohe Frequenzen werden außerdem Resonatoren für die Frequenz 3300 Hz ausgelegt.

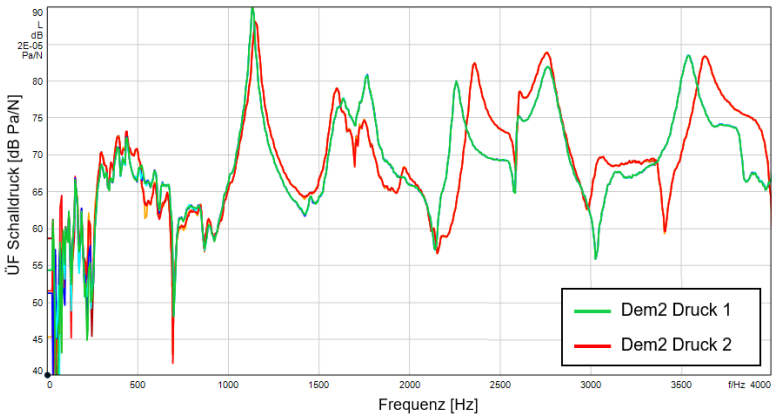



Abbildung 7.4: Luftschallmessung für zwei Druck-Varianten des Deckels mit identischer STL Datei aber unterschiedlicher Aufbaurichtung

7.2 Auslegung der Resonatoren



Im zweiten Schritt wird ein einzelner Resonator auf die im ersten Schritt identifizierte Zielfrequenz ausgelegt. Der entsprechende Ausschnitt aus dem gesamten Ablauf aus Abbildung 6.35 ist nochmals in Abbildung 7.5 dargestellt.



Auslegung
Resonator

Berechnung der Resonator-Geometrie

- Definition des zu variierenden Geometrie-Parameters
- Ableitung der Optimierungs-Funktion zur Minimierung des Frequenzfehlers
- Automatisierte Iterative Optimierung der Resonator-Geometrie

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

$$m = h \cdot b \cdot t \cdot \rho$$

$$h = h * \left(\frac{\text{Aktuell}}{\text{Ziel}}\right)^2$$

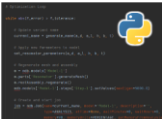


Abbildung 7.5: Zweiter Schritt der vorgestellten Methode: Auslegung der Resonatoren. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)

Unter Nutzung der identifizierten Zielfrequenzen werden nun die Resonatoren rechnerisch auf diese ausgelegt. Es wird dasselbe Design wie in Abbildung 6.13 verwendet, die durch iterative Simulation (vgl. Kapitel 6.3) erhaltenen Parameter für die Abmaße sind in Tabelle 12 vermerkt, die gedruckten Resonatoren sind in Abbildung 7.6 zu sehen.

Tabelle 12: Geometrie-Parameter für die Resonatoren mit Zielfrequenzen 1000 Hz und 3300 Hz

Zielfrequenz	Masse-Höhe	Masse-Breite	Feder-Länge	Feder-Dicke
1000 Hz	6,0 mm	9,0 mm	3,0 mm	1,2 mm
3300 Hz	3,5 mm	8,0 mm	2,0 mm	2,0 mm

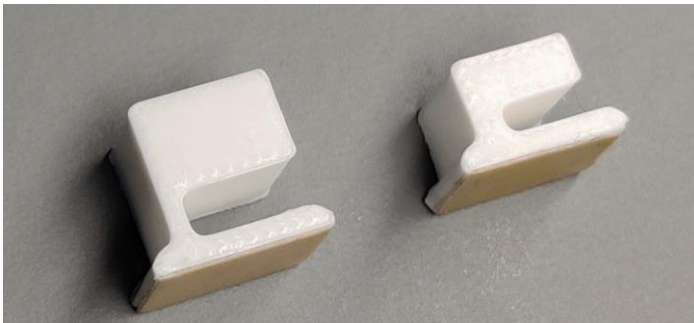


Abbildung 7.6: Resonatoren aus weißem PLA für Zielfrequenzen 1000 Hz (links) und 3300 Hz (rechts), Geometrieparameter nach Tabelle 12

7.3 Platzierung der Resonatoren

Im dritten Schritt werden die Resonatoren entsprechend den Konstruktionsregeln und in Abhängigkeit der Modenformen im Gehäuse platziert. Der entsprechende Ausschnitt aus dem gesamten Ablauf aus Abbildung 6.35 ist nochmals in Abbildung 7.7 dargestellt.

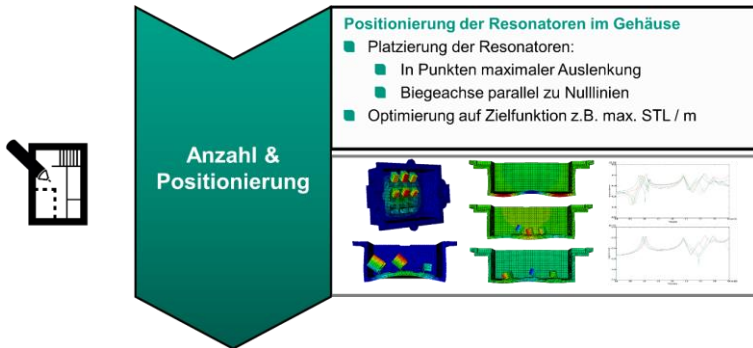


Abbildung 7.7: Dritter Schritt der vorgestellten Methode: Anzahl und Positionierung der Resonatoren im Trägerbauteil. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)

Die entsprechenden Modenformen sind in Abbildung 7.8 nochmals detailliert dargestellt. Für die erste Mode bei 1130 Hz existieren zwei Nulllinien (s. Abbildung 7.8 Mitte links), die jeweils einen ähnlichen Abstand zum Bereich maximaler Auslenkung (rote Iso-Linie in der Mitte der Fläche) aufweisen. Für die Mode bei 3530 Hz existieren zahlreiche Nulllinien auf der gesamten Fläche, einige davon sind in Abbildung 7.8 mitte rechts markiert. Diese Mode soll genutzt werden, um die dritte Hypothese zu überprüfen: Eine strenge Periodizität ist nicht zwingend erforderlich und es lässt sich bereits mit wenigen einzelnen Resonatoren eine signifikante Reduktion von Körperschall-amplituden erreichen.

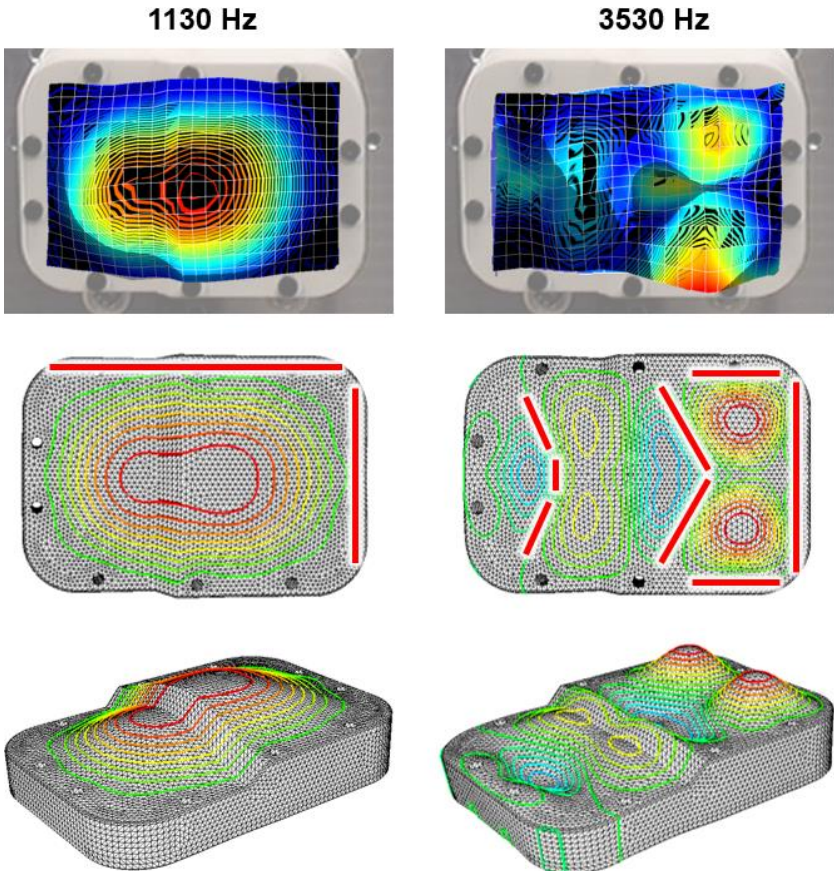


Abbildung 7.8: Modenformen bei 1130 Hz und 3530 Hz. Oben: PSV Messung.
 Mitte: Draufsicht aus der Simulation mit Nulllinien in Rot.
 Unten: 3D-Ansicht der FEM Simulation mit Iso-Linien

Es werden zunächst 12 Resonatoren wie in Abbildung 7.9 gezeigt positioniert, und mit Winkel 0° , 90° und $\pm 90^\circ$ (jeweils 6 Resonatoren spiegelsymmetrisch) simuliert. Für die drei Varianten ergeben sich in der Simulation die in Abbildung 7.10 dargestellten FRFs. Im Zielbereich um 1000 Hz verhalten sich alle Varianten ähnlich und führen zu einer signifikanten Reduktion der Auslenkung.

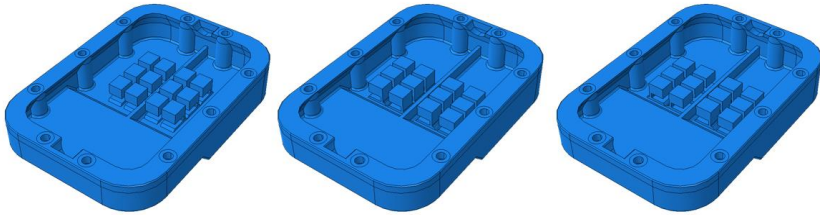


Abbildung 7.9: Deckel mit 12 Resonatoren, Zielfrequenz 1000 Hz mit verschiedenen Winkeln: 0° (links), 90° (mittig) und ±90° (rechts)

Im Bereich 2-3 kHz weist die Variante ±90° einen etwas besseren Verlauf auf als die anderen beiden Varianten, oberhalb von 3 kHz verhält es sich umgekehrt. Für die nächsten Varianten wurde mit einem Winkel von 0° weiter verfahren, da sich hier das breiteste Stopband um die Zielfrequenz ergibt.

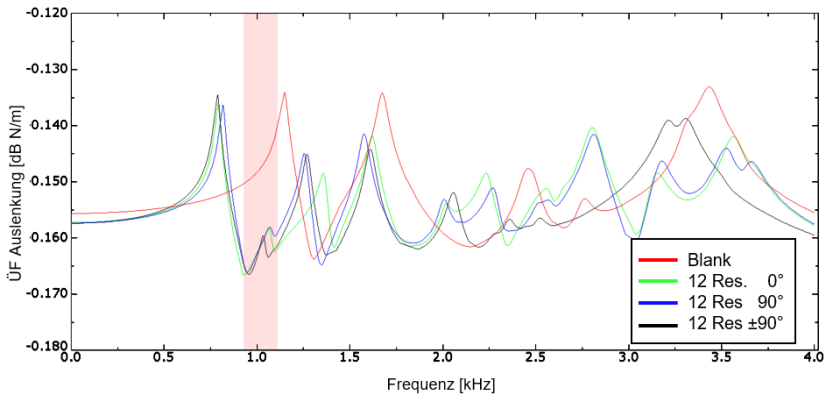


Abbildung 7.10: FRFs für verschiedene Varianten des Deckels aus der Simulation: Leerer Deckel, verschiedene Anzahl und Ausrichtungen der Resonatoren.

Außerdem wurden folgende weitere Varianten berechnet: Für die Zielfrequenz 1000 Hz wurde die Zahl der Resonatoren von 12 auf 8 reduziert (Abbildung 7.11 links), was einer Gesamtmasse von 5,8 g inkl. Klebstoff entspricht. Der Deckel selbst wiegt 89,6 g, die schwingende Oberfläche anteilig etwa 23 g. Für die Zielfrequenz 3300 Hz wurden zwei Layouts berechnet, bei denen jeweils drei Resonatoren zum

Einsatz kommen, was einer Gesamtmasse von lediglich 1,4 g entspricht. In Abbildung 7.11 sind die Varianten 8R 0° (links) und 3R 0° (rechts) dargestellt, hier befinden sich die Federelemente jeweils an einem Auslenkungsmaximum. Bei der Variante 3R 180° sind alle Resonatoren um jeweils 180° rotiert, die Fußflächen sind bei den beiden Varianten dabei identisch, das Federelement liegt daher weiter vom Auslenkungsmaximum entfernt.

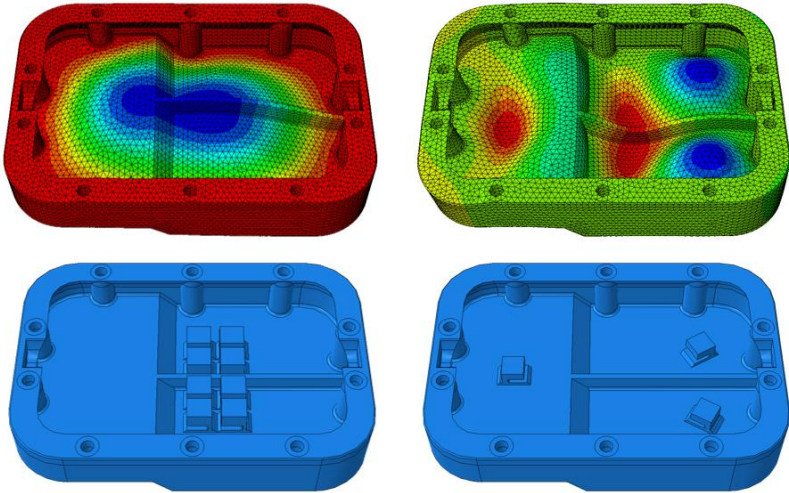


Abbildung 7.11: Oben: Modenformen bei 1075 Hz (links) und 3530 Hz (rechts)
 Unten links: Deckel mit 8 Resonatoren 0°, Zielfrequenz 1000 Hz
 Unten rechts: Deckel mit 3 Resonatoren 0°, Zielfrequenz 3300 Hz

Die FRFs der Varianten mit 12, 8 und 3 Resonatoren sind in Abbildung 7.12 zu sehen. Im Bereich der ersten Zielfrequenz (um 1000 Hz, blaue Kurven) ist zu beobachten, dass das Stopband durch die zusätzlichen Resonatoren zwar breiter wird, der Minimal-Pegel sich aber kaum ändert. Beide Varianten sind jedoch sehr effektiv. Im Bereich der zweiten Zielfrequenz (3300 Hz, gelbe Kurven) weist die Variante 0° (Abbildung 7.14 rechts) eine deutlich stärkere Reduktion der Auslenkung auf als die Variante 180°. Dies bestätigt die erste Hypothese, dass die Resonatoren in Punkten hoher Auslenkung am effektivsten wirken, sowie die dritte Hypothese, dass auch einzeln bzw. nicht periodisch angeordnete Resonatoren effektiv eingesetzt werden können.

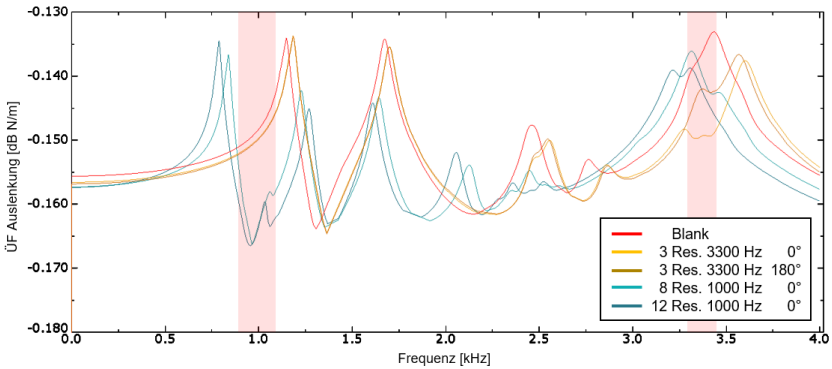


Abbildung 7.12: Berechnete FRFs für verschiedene Varianten des Deckels: Leerer Deckel, verschiedene Anzahl und Ausrichtungen der Resonatoren.

7.4 Messtechnische Validierung im Gesamtsystem

Im vierten Schritt wird die in den vorherigen Schritten entwickelte Konfiguration messtechnisch validiert. Der entsprechende Ausschnitt aus dem gesamten Ablauf aus Abbildung 6.35 ist nochmals in Abbildung 7.13 dargestellt.

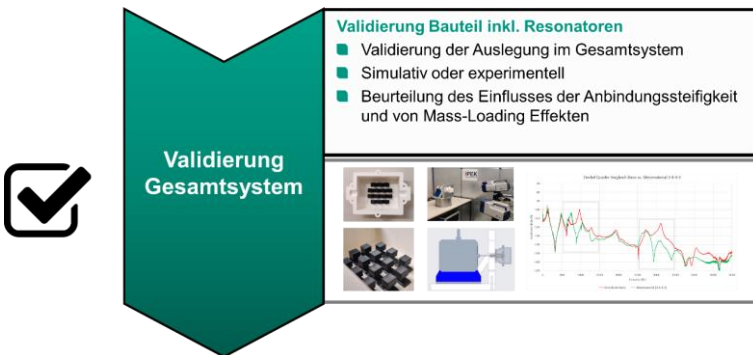


Abbildung 7.13: Vierter Schritt der vorgestellten Methode: Validierung im Gesamtsystem. In Anlehnung an Bopp & Albers (2022a)

Einige effektive Varianten aus dem letzten Schritt wurden abschließend messtechnisch validiert. Hierzu wurde der bereits in Abbildung 6.6 vorgestellte Aufbau genutzt, um sowohl die Oberflächenschwingschnelle als auch den abgestrahlten Luftschall zu messen. Alle Messwerte sind in einem gemeinsamen Diagramm in Abbildung 7.14 dargestellt, Luft- und Körperschall korrelieren für alle Varianten sehr gut.

In Rot ist die Basis-Variante ohne Resonatoren dargestellt, bei der auch die eingangs identifizierten Peaks im Luftschall gut zu erkennen sind.

In Blau sind die Kurven der Resonatoren mit Zielfrequenz 1000 Hz dargestellt. Die Tendenzen aus der Simulation werden bestätigt: Das Stoppband im Bereich 1000 Hz wird mit zunehmender Resonatoren-Anzahl breiter, der Minimal-Wert wird aber nicht nennenswert verbessert.

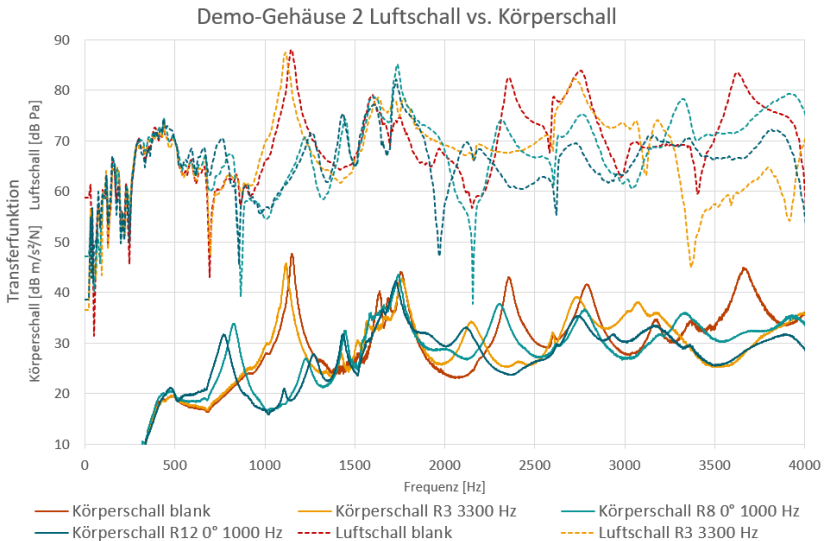


Abbildung 7.14: FRFs für verschiedene Resonator-Bestückungen des Deckels aus PSV Messung (Körperschall, unten) und Mikrofon (Luftschall, oben)

In Gelb ist die Variante mit Zielfrequenz 3300 Hz und drei Resonatoren dargestellt. Diese zeigt besonders im Luftschall einen sehr starken negativ-Peak bei 3300 Hz, der so im Körperschall nicht auftritt. Da bereits die Basisvariante (rot) einen

ähnlichen negativ-Peak aufweist, könnte es sich hier eventuell auch um einen Interferenz-Effekt in der Mikrofon-Einhausung handeln. Der stark ausgeprägte Resonanzpeak der Basisvariante ist aber unabhängig hiervon nicht mehr zu sehen und es liegt eine Amplitudenreduktion von etwa 20 dB im Zielbereich vor.

In Abbildung 7.15 sind auch nochmals die gemessenen Modenformen vor und nach der Optimierung dargestellt. Generell konnten somit alle Effekte und Hypothesen zur Integration validiert werden.

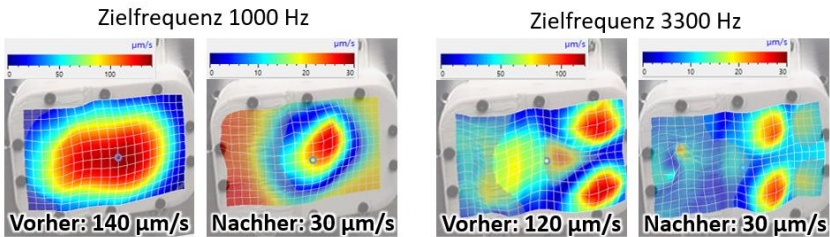


Abbildung 7.15: Gemessene Schwingformen für 8 Resonatoren bei 1000 Hz (links) und 3 Resonatoren bei 3300 Hz (rechts)

8 Einordnung und Bewertung der Methode

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein methodischer Ansatz entwickelt, der Produktentwickelnde bei der Integration vibroakustischer Metamaterialien (VAMM) unterstützt, mit dem Ziel, das vibroakustische Verhalten des Gesamtsystems zu verbessern. Der Fokus liegt dabei auf einer nachträglichen Anbringung der VAMM Strukturen in bestehende Baugruppen, da die exakte simulative Vorhersage des vibroakustischen Verhaltens, insbesondere für komplexe Baugruppen, eine große Herausforderung darstellt. Neben simulativ schwer erfassbaren Effekten wie der Fugendämpfung oder Anzugsmomenten von Schraubverbindungen, spielen dabei auch die Fertigungstoleranzen eine Rolle, die einen großen Einfluss auf das vibroakustische Verhalten von Bauteilen haben können. Dies führt dazu, dass vibroakustische Probleme in realen Produktentwicklungsprozessen oftmals erst in späten Phasen auftreten, in denen Änderungen an den entsprechenden Bauteilen aufgrund von Zeitplänen und Fertigungsplanung nicht mehr möglich sind. Toleranzbedingte Probleme treten unter Umständen auch nur bei einem Teil der Systeme auf, und können somit nicht direkt systemisch gelöst werden. In diesem Fall bietet die nachträgliche Anbringung von VAMM Strukturen die Möglichkeit, sowohl Körper- als auch Luftschall gezielt und signifikant zu reduzieren.

Wie zu Beginn eingeführt, ist die Methode also speziell geeignet, am Ende eines PEP eingesetzt zu werden, und VAMM nachträglich in bestehende Strukturen zu integrieren. Dies kann entweder in der Prototypen-Phase erfolgen, und dann ggf. bei einer Serienentwicklung oder im Rahmen der nächsten Entwicklungsgeneration direkt im Bauteil integriert werden, oder im Falle toleranzbedingter, stochastisch auftretender Effekte, bspw. während einer End-of-Line-Abnahme (EoL), bei der jedes einzelne System geprüft und ggf. individuell korrigiert wird. Bei einem solchen Vorgehen wäre denkbar, einen VAMM Baukasten einzusetzen, in dem Resonatoren für verschiedene Frequenzen vorhanden sind. Das System wird dann in der EoL-Abnahme geprüft, und bei Überschreiten bestimmter Grenzwerte mit den entsprechenden Resonatoren bestückt. Die Messstelle zur Prüfung, sowie die Vorgabe an welcher Position VAMMs ggf. angebracht werden müssen, kann von den Entwickelnden mithilfe der erarbeiteten Methode bestimmt werden.

Durch ein solches Vorgehen können ggf. Toleranzen in der Fertigung größer gewählt werden, wodurch der Ausschuss reduziert wird und Fertigungsprozesse im Regelfall beschleunigt werden können. Dies lässt sich bspw. mit dem Wuchten rotierender Teile im Zusammenbau vergleichen (bspw. Rotoren für E-Motoren), oder mit einer Klassifizierung von Wälzlagern nach Güteklassen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt, mit der Konstrukteure bei der Integration vibroakustischer Metamaterialien in komplexe mechanische Strukturen unterstützt werden. Als Anwendungsbeispiel dient dabei ein Untersuchungsgehäuse, welches an den Aufbau typischer Komfortaktuatoren angelehnt ist. Hierfür wurden initial die Gehäuse einiger solcher Aktuatoren bezüglich ihres Aufbaus analysiert. Aus den gesammelten Erkenntnissen, den Randbedingungen, die sich durch die Messaufgabe ergeben sowie einer C&C²-Kraftflussanalyse der Schallentstehungskette, wurde dann das Untersuchungsgehäuse synthetisiert.

Da das Untersuchungsgehäuse sowie die VAMM-Resonatoren additiv gefertigt wurden, wurden zu Beginn umfangreiche Versuche zum dynamischen Verhalten additiv gefertigter Bauteile durchgeführt. Der Einfluss der Verfahrensparameter beim 3D-Druck auf die entstehende Mikrogeometrie der Bauteile sowie auf deren dynamisches Verhalten wurde mittels Materialschliffen, dynamisch-mechanischer Analyse und mithilfe einer experimentellen Modalanalyse untersucht und quantifiziert. Hier wurde außerdem auch die prozessbedingte Streuung der dynamischen Parameter betrachtet, indem zahlreiche Druck-Varianten generisch ausgelegter Resonatoren vermessen wurden. Mit den aus der experimentellen Modalanalyse erhaltenen FRFs wurde anschließend ein Parameter-Fitting durchgeführt, um passende Materialkennwerte für die FEM Simulation zu erhalten. Mithilfe des so parametrisierten Material-Modells konnten dann zahlreiche Konzepte zur Auslegung, Platzierung und Ausrichtung der Resonatoren berechnet werden.

Durch eine Parameterstudie wurde der Einfluss der lokalen Anbindungssteifigkeit auf die Resonanzfrequenz der Resonatoren sowie auf das Gesamtsystem untersucht. Hierdurch konnte die erste Forschungsfrage beantwortet werden: Die vereinfachte Auslegung eines einzelnen Resonators mittels FEM und fester Einspannung führte in der Studie lediglich zu Fehlern < 1% der Zielfrequenz und kann somit als zulässig bewertet werden.

Zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage wurden zahlreiche Layout-Varianten synthetisiert und berechnet. Varianten, die in der Simulation zu guten Ergebnissen führten, wurden anschließend physisch aufgebaut und mittels Shaker und PSV vermessen, um die Effektivität der einzelnen Konzepte und Layouts zu validieren. Hierbei wurde eine sehr gute qualitative Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation festgestellt, für die zuvor gefitteten Frequenzbereiche war auch eine gute quantitative Übereinstimmung der Eigenfrequenzen zu

beobachten. Neben der Messung der Oberflächenschwingschnelle mittels PSV wurden für einige Varianten auch Luftschallmessungen durchgeführt. Für den Untersuchungs-Aufbau konnte hierbei eine gute spektrale Korrelation des gemessenen Schalldrucks mit der Oberflächenschwingschnelle festgestellt werden, sodass die Bewertung der Konzepte anhand berechneter Körperschallgrößen insgesamt als zulässig und zielführend bewertet werden kann. D.h. Varianten, die in der FEM Simulation zu verminderten Körperschallamplituden führen, zeigten auch im Realversuch eine Verringerung des abgestrahlten Luftschalls.

Die gemessenen Konzepte wurden anschließend bezüglich ihrer Effektivität bewertet. Dabei wurden unter anderem die erreichbare Körperschallreduktion und die Anzahl der Resonatoren und damit die zusätzliche Masse betrachtet. Die effektivsten Konzepte wurden analysiert und die jeweiligen Varianten-spezifischen Eigenschaften identifiziert. Diese wurden dann abstrahiert und in Konstruktionsregeln übersetzt: Ausgehend vom vibroakustischen Verhalten des Bauteils wird eine Zielfrequenz für das Metamaterial definiert. Mithilfe dieser erfolgt dann die Auslegung eines einzelnen Resonators. Auf Basis der zugrundeliegenden Schwingform erfolgt dann die Platzierung der Resonatoren auf der Trägerstruktur.

Um die dritte Forschungsfrage zu beantworten, wurde neben periodischen, gitterförmigen Anordnungen der Resonatoren auch nicht-periodische Anordnungen untersucht. Hierzu wurde u.a. ein evolutionärer Algorithmus implementiert, der die Position der Resonatoren auf einer vorgegebenen Fläche stochastisch variiert und über mehrere Generationen optimiert. Durch dieses Vorgehen konnte in mehreren voneinander unabhängigen Evolutions-Zyklen eine Verbesserung bezüglich erreichbarer Körperschallreduktion erzielt werden. Aus den beobachteten Tendenzen konnte außerdem die Konstruktionsregel bestätigt werden, dass die Resonatoren am effektivsten sind, wenn Sie nahe des Auslenkungsmaximums platziert werden.

Zur Validierung der abgeleiteten Konstruktionsregeln wurde ein weiteres, komplexeres Untersuchungsgehäuse entworfen und aufgebaut. Anschließend wurde die zuvor definierte Methode angewendet, um das neue Gehäuse vibroakustisch zu optimieren. Dies führte ebenfalls zu einer deutlichen Körper- und Luftschallreduktion und die Methode konnte somit validiert und die Forschungshypothese bestätigt werden.

Es bleiben allerdings einige Fragen offen: Die Übereinstimmung von Simulation und experimentellen Daten weist aufgrund der additiv gefertigten Bauteile stellenweise noch große Defizite auf. Hier müssen weitere Untersuchungen mit besser kontrollierbaren Werkstoffen und Fertigungsprozessen durchgeführt werden. Auch

sollten hier metallische Werkstoffe betrachtet werden, die in Antriebssystemen häufig zum Einsatz kommen. Aufgrund der höheren Dichte und dem daher deutlich höheren Energiegehalt metallischer Strukturen ist hier voraussichtlich auch entsprechend mehr Resonator-Masse notwendig. Metallische Resonatoren haben zwar eine entsprechend höhere Masse, weisen allerdings materialbedingt eine deutlich geringere Dämpfung auf, wodurch die Schwingenergie ggf. weniger stark dissipiert werden kann.

Hinsichtlich der Platzierung der Resonatoren sollten weitere Versuche bezüglich des genauen Anregungsmechanismus durchgeführt werden. In den durchgeführten Versuchen wiesen Varianten, bei denen das Federelement an Punkten maximaler Auslenkung platziert wurde, eine höhere Effektivität auf als um 180° gedrehte Varianten, bei denen etwa 4 mm Versatz des Federelements auftrat.

Der Fokus dieser Untersuchung lag weiterhin auf der Reduktion von Körperschall. Oftmals liegt der Fokus aber auf dem daraus resultierenden Luftschall, welcher als störend wahrgenommen wird. Viele Maßnahmen zur lokalen Verminderung von Körperschallamplituden haben den Nebeneffekt, dass sich die Schwingungsenergie dann entsprechend in anderen Bereichen der Struktur ausbreitet, dies ist insbesondere bei versteifenden Maßnahmen typisch. Inwiefern solche Effekte beim Einsatz von VAMM auftreten, und ob die erarbeitete Methodik auch zur effektiven Reduktion von Luftschall eingesetzt werden kann, wurde nicht abschließend untersucht. Hier ist bspw. eine Untersuchung der Anbindungskräfte interessant, um zu beurteilen, ob die Schwingenergie auf die angrenzende Struktur „ausweicht“.

Im Bereich Körperschall können zahlreiche weitere Varianten untersucht werden. So sind bspw. Layouts möglich, bei denen Resonatoren mit unterschiedlichen Abmaßen aber identischer Resonanzfrequenz eingesetzt werden, falls lokal weniger Bauraum zur Verfügung steht. Auch sind Konzepte mit variabler Masse bzw. Resonanzfrequenz bisher nur wenig untersucht, mit denen bspw. eine Verbreiterung des gedämpften Frequenzbereichs erreicht werden kann. Auch können analoge Untersuchungen für andere Resonator-Konzepte als die hier verwendeten Biege Resonatoren erfolgen, bspw. mit Zug-Druck oder Torsionsanregung.

Literaturverzeichnis

3M Company. (2021). *3M™ Thinsulate™ Acoustic Insulation SF Series Technical Data Sheet*. Verfügbar unter:
<https://multimedia.3m.com/mws/media/7846690/3m-thinsulate-acoustic-insulation.pdf>

Arivazhagan A. & Masood S. H. (2012). Dynamic mechanical properties of ABS material processed by fused deposition modelling. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2, 2009–2014.

Ahn, S.-H. (2001). Material Characterization of Fused Deposition Modeling (FDM) ABS by Designed Experiments. In *Proceedings of Rapid Prototyping and Manufacturing Conference*.

Ahn, S.-H., Montero, M., Odell, D., Roundy, S. & Wright, P. K. (2002). Anisotropic material properties of fused deposition modeling ABS. *Rapid Prototyping Journal*, 8(4), 248–257. <https://doi.org/10.1108/13552540210441166>

Albers, A. (2010). Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In I. Horvath, F. Mandorli & Z. Rusak (Hrsg.), *Proceedings of TMCE 2010 Symposium* (Bd. 1, S. 343–356). Ancona, Italien.

Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S. & Matros, K. (2016). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In U. Lindemann (Hrsg.), *Handbuch Produktentwicklung* (S. 541–568). München: Carl Hanser Verlag.

Albers, A., Behrendt, M., Schroeter, J., Ott, S. & Klingler, S. (2013). X-in-the-Loop: A Framework for Supporting Central Engineering Activities and Contracting Complexity in Product Engineering Processes. In U. Lindemann, S. Venkataraman, Y. S. Kim & S. W. Lee (Hrsg.), *Proceedings of ICED 13* (S. 379–389). Glasgow: Design Society.

Albers, A., Ohmer, M. & Eckert, C. (2004). Engineering design in a different way: cognitive perspective on the contact and channel model approach. In *Proceedings of Third International Conference Visual & Spatial Reasoning in Design* (S. 3–22). Cambridge, USA.

- Bopp, M. & Albers, A. (2022b). Vibroacoustic metamaterials as add-on solution for noise reduction in existing housing structures. In *INTER-NOISE 2022 Conference Proceedings* (Bd. 264, n.p.). Glasgow.
- Bopp, M. & Behrendt, M. (2020). Dynamic Mechanical Analysis of FFF Printed Parts in ABSplus. In *INTER-NOISE 2020 Conference Proceedings* (Bd. 262, n.p.). Seoul.
- Bopp, M., Joerger, A., Behrendt, M. & Albers, A. (2021). Variance Quantification of Different Additive Manufacturing Processes for Acoustic Meta Materials. In *INTER-NOISE 2021 Conference Proceedings* (Bd. 263, S. 2708–2723). Washington.
- Brillouin, L. (2003). *Wave propagation in periodic structures. Electric filters and crystal lattices* (Dover phoenix editions, 2nd ed. with corrections and additions). Mineola N.Y.: Dover Publications.
- Butz, T. (2011). *Fouriertransformation für Fußgänger* (Studium, 7., aktualisierte Aufl.). Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- Chartoff, R. P., Menczel, J. D. & Dillman, S. H. (2009). Dynamic Mechanical Analysis (DMA). In J. D. Menczel & R. B. Prime (Hrsg.), *Thermal Analysis of Polymers* (S. 387–495). Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc.
<https://doi.org/10.1002/9780470423837.ch5>
- Claeys, C., Deckers, E., Pluymers, B. & Desmet, W. (2016). A lightweight vibro-acoustic metamaterial demonstrator: Numerical and experimental investigation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71, 853–880.
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.08.029>
- Claeys, C., Vergote, K., Sas, P. & Desmet, W. (2013). On the potential of tuned resonators to obtain low-frequency vibrational stop bands in periodic panels. *Journal of Sound and Vibration*, 332(6), 1418–1436.
<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.09.047>
- Continental Automotive GmbH. (2022). *2020-07-09 Parking Brake Spare Parts*. Verfügbar unter:
<https://www.ate.de/unternehmen/presse/pressemitteilungen/2020-07-09-parking-brake-spare-parts/>

- Cooley, J. W. & Tukey, J. W. (1965). An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. *Mathematics of Computation*, 19(90), 297–301. <https://doi.org/10.1090/S0025-5718-1965-0178586-1>
- Craster, R. V. (2013). *Acoustic metamaterials. Negative refraction, imaging, lensing and cloaking* (Springer series in materials science, vol. 166). Dordrecht: Springer.
- Crealty 3D EU. (2020). *Crealty 3D Ender 3 v2*. Verfügbar unter: <https://www.crealty3dshop.eu/collections/ender-series-3d-printer/products/creality3d-upgraded-ender-3-v2-3d-printer>
- Cuan-Urquizo et al. (2019). Characterization of the Mechanical Properties of FFF Structures and Materials. *Materials (Basel, Switzerland)*, 12(6). <https://doi.org/10.3390/ma12060895>
- De-Academic. (2022). *Harmonic Partial on Strings*. Verfügbar unter: https://de-academic.com/pictures/dewiki/72/Harmonic_partials_on_strings.svg
- DEGA. (2006). *DEGA-Empfehlung 101 – Akustische Wellen und Felder*. Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. Verfügbar unter: <https://www.dega-akustik.de/publikationen/online-publikationen/dega-empfehlung-101/>
- DIN, 1320 (2009). *DIN 1320*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN ISO/ASTM 52900:2022-03. *DIN EN ISO/ASTM 52900:2022-03*: Beuth Verlag GmbH.
- Droste, M., Manushyna, D., Riess, S., Atzrodt, H., Druwe, T., Melzer, S. et al. (2022). Application of vibroacoustic metamaterials in a vehicle door. In *Proceedings of DAGA22* (Bd. 48, S. 233–235). Stuttgart, Germany.
- Economou & Sigalas. (1993). Classical wave propagation in periodic structures: Cermet versus network topology. *Physical Review. B, Condensed Matter*, 48(18), 13434–13438. <https://doi.org/10.1103/PhysRevB.48.13434>
- Efimtsov, B. M. & Lazarev, L. A. (2001). Sound Transmission Loss of Panels with Resonant Elements. *Acoustical Physics*, 47(3), 291–296. <https://doi.org/10.1007/BF03353582>

- Ehrenstein, G. W., Riedel, G. & Trawiel, P. (2004). *Thermal analysis of plastics. Theory and practice*. Munich, Cincinnati: Hanser Publishers.
- Ehrlenspiel, K. & Meerkamm, H. (2017). *Integrierte Produktentwicklung. Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit* (6., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage). München, Wien: Hanser.
- Ferry, J. D. (1980). *Viscoelastic properties of polymers* (3d ed.). New York: Wiley.
- FESI. (2001). Grundlagen der Akustik. European Federation of Associations of Insulation Contractors, (3., überarbeitete Auflage), 1–44. Verfügbar unter: <https://www.fesi.eu/uploads/pdf/a2-basic-of-acoustics-german-english-version-july13.pdf>
- Fischer, J. (2018). Methoden für die Validierung des Fahrzeuginnengeräusches von Elektrofahrzeugen in Bezug auf tonale Geräusche aufgrund torsionaler Anregung durch den Elektromotor. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 106). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000080314>
- Görne, T. (2007). *Mikrofone in Theorie und Praxis. Mit 23 Tabellen* (8. neue, überarb. und erw. Aufl.). Aachen: Elektor-Verl.
- Grauberger, P., Wessels, H., Gladysz, B., Bursac, N., Matthiesen, S. & Albers, A. (2019). The contact and channel approach – 20 years of application experience in product engineering. *Journal of Engineering Design*, 81(1), 1–25. <https://doi.org/10.1080/09544828.2019.1699035>
- Grimm, T. (2004). *User's guide to rapid prototyping*. Dearborn, Mich.: Society of Manufacturing Engineers.
- Hebda, M., McIlroy, C., Whiteside, B., Caton-Rose, F. & Coates, P. (2019). A method for predicting geometric characteristics of polymer deposition during fused-filament-fabrication. *Additive Manufacturing*, 27, 99–108. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2019.02.013>
- Huf Hülsbeck & Fürst GmbH & Co. KG. (2022). *huf 3 Actuator 2-stage-bi-directional motor*. Verfügbar unter: <https://www.huf-group.com/de/produkte/heckklappenschloesser-aktuatoren-schliessbuegel-fuer-autos>

- Jiménez, N., Umnova, O. & Groby, J.-P. (2021). *Acoustic Waves in Periodic Structures, Metamaterials, and Porous Media* (Bd. 143). Cham: Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-84300-7>
- Kano, N., Seraku, N., Takahashi, F. & Ichi Tsuji, S. (1984, 15. April). Attractive Quality and Must-Be Quality. Kano, Noriaki; Seraku, Nobuhiko; Takahashi, Fumio; Ichi Tsuji, Shin. *Journal of the Japanese Society for Quality Control*, 14(2), 147–156. Verfügbar unter: <http://ci.nii.ac.jp/naid/110003158895/en/>
- Klein, B. (2014). *FEM. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau* (10. Aufl.). Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Koch, C., van Hulle, L. & Rudolph, N. (2017). Investigation of mechanical anisotropy of the fused filament fabrication process via customized tool path generation. *Additive Manufacturing*, 16, 138–145. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.06.003>
- Kollmann, F. G., Schösser, T. F. & Angert, R. (2006). *Praktische Maschinenakustik* (VDI). Berlin, Heidelberg: Springer.
- Kushwaha, Halevi, Dobrzynski & Djafari-Rouhani. (1993). Acoustic band structure of periodic elastic composites. *Physical Review Letters*, 71(13), 2022–2025. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.71.2022>
- Leutenecker-Twelsiek, B. (2019). *Additive Fertigung in der industriellen Serienproduktion: Bauteilidentifikation und Gestaltung*. <https://doi.org/10.3929/ETHZ-B-000347164>
- Leutenecker-Twelsiek, B., Klahn, C. & Meboldt, M. (2016). Considering Part Orientation in Design for Additive Manufacturing. *Procedia CIRP*, 50, 408–413. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.05.016>
- Lighthill, M. J. (1980). *Introduction to Fourier analysis and generalised functions* (Cambridge monographs on Mechanics and Applied Mathematics).
- Lindemann, U. (Hrsg.). (2016). *Handbuch Produktentwicklung*. München: Carl Hanser Verlag.
- Lohmeyer, Q. (2013). Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der

- Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 59). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000035102>
- Maier, T. (2011). Ein Beitrag zur Erstellung komplexer strukturdynamischer Simulationsmodelle und deren Validierung mittels der 3D-Laservibrometrie. Dissertation. In A. Albers (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden, Prozesse* (Bd. 53). Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://doi.org/10.5445/IR/1000028774>
- Manushyna, D., Atzrodt, H. & Deschauer, N. (2020). Conceptual development of vibroacoustic metamaterial structures for thin-walled composite structures for aerospace applications. In *2020 Fourteenth International Congress on Artificial Materials for Novel Wave Phenomena (Metamaterials)* (S. 409–411). IEEE.
- Marz, J., Burkhardt, N. & Albers, A. (2004). *Methodisch unterstützter Entwurf mechanischer Mikrosysteme*. <https://doi.org/10.5445/IR/1000000445>
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Hölz, K., Nelius, T., Bremer, F., Wettstein, A. et al. (2018). Modellbildung mit dem C&C²-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese. *KIT Scientific Working Papers*, 58. <https://doi.org/10.5445/IR/1000080744>
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Nelius, T. & Hoelz, K. (2017). Methodische Unterstützung des Erkenntnisgewinns in der Produktentwicklung durch Konstruktionshypothesen. *KIT Scientific Working Papers*, 61. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.5445/IR/1000071901>
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Nelius, T. & Hölz, K. (2017). *Methodische Unterstützung des Erkenntnisgewinns in der Produktentwicklung durch Konstruktionshypothesen*. <https://doi.org/10.5445/IR/1000071901>
- Melo Filho, N. de, van Belle, L., Claeys, C., Deckers, E. & Desmet, W. (2019). Dynamic mass based sound transmission loss prediction of vibro-acoustic metamaterial double panels applied to the mass-air-mass resonance. *Journal of Sound and Vibration*, 442, 28–44. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.10.047>

- Möser, M. (2009). *Technische Akustik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89818-4>
- A. Nateghi, L. Sangiuliano, C. Claeys, E. Deckers, B. Pluymers & W. Desmet. (2019). Design and experimental validation of a metamaterial solution for improved noise and vibration behavior of pipes. *Journal of Sound and Vibration*, 455, 96–117. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.05.009>
- Pisarcuiuc, C. (2019). Assessing the influence of significative parameters used in 3D Fused Filament Deposition. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 682, 12015. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/682/1/012015>
- Polytec. (2022). *Laser-Doppler-Vibrometrie*. Verfügbar unter: <https://www.polytec.com/de/vibrometrie/technologie/laser-doppler-vibrometrie>
- Rehbein, N., Lohmann, H., Keuchel, S. & Zaleski, O. (2022). Optimierung von Metamaterialien. In *Proceedings of DAGA22* (Bd. 48, S. 257–260). Stuttgart, Germany.
- Richard, H. A., Schramm, B. & Zipsner, T. (Hrsg.). (2017). *Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen* (SpringerLink Bücher). Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-17780-5>
- Robert Bosch GmbH. (2022). *Komfort-Antriebe*. Verfügbar unter: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/de/loesungen/aktuatoren/sitzverstellantrieb/>
- Samykan, M., Selvamani, S. K., Kadirgama, K., Ngui, W. K., Kanagaraj, G. & Sudhakar, K. (2019). Mechanical property of FDM printed ABS: influence of printing parameters. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 102(9-12), 2779–2796. <https://doi.org/10.1007/s00170-019-03313-0>
- Sessner, V., Jackstadt, A., Liebig, W. V., Kärger, L. & Weidenmann, K. A. (2019). Damping Characterization of Hybrid Carbon Fiber Elastomer Metal Laminates using Experimental and Numerical Dynamic Mechanical Analysis. *Journal of Composites Science*, 3(1), 3. <https://doi.org/10.3390/jcs3010003>
- Shannon, C. E. (1949). Communication in the Presence of Noise. *Proceedings of the IRE*, 37(1), 10–21. <https://doi.org/10.1109/JRPROC.1949.232969>

- Shaour, B., Abuabiah, M., Abdel-Fattah, S., Juaidi, A., Abdallah, R., Abuzaina, W. et al. (2021). Gaining a better understanding of the extrusion process in fused filament fabrication 3D printing: a review. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 114(5-6), 1279–1291. <https://doi.org/10.1007/s00170-021-06918-6>
- Sheng, P. & Chan, C. T. (2005). Classical wave localization and spectral gap materials. *Zeitschrift für Kristallographie - Crystalline Materials*, 220(9-10), 757–764. <https://doi.org/10.1524/zkri.2005.220.9-10.757>
- Stampfl, J. & Hatzenbichler, M. (2021). Additive Manufacturing Technologies. In S. Potluri, K. S. Rao & S. N. Mohanty (Hrsg.), *Cloud security. Techniques and applications* (De Gruyter series on smart computing applications, volume 1, S. 20–27). Berlin Germany: De Gruyter. https://doi.org/10.1007/978-3-642-20617-7_6492
- Stratasys. (2021, 18. Märza). *Dimension Elite User Guide*. Verfügbar unter: <https://support.stratasys.com/sitecore/api/downloadazurefile?id=59005a10-cd4d-4a74-ac84-da83ec5e8ce9>
- Stratasys. (2021, 18. März b). *Objet260 Connex1 User Guide*. Verfügbar unter: <https://support.stratasys.com/sitecore/api/downloadazurefile?id=e2bb8fba-c3ef-4e77-8238-07db8d4d82b6>
- SuperSlicer. (2022). *SuperSlicer GitHub*. Verfügbar unter: <https://github.com/supermerill/SuperSlicer>
- Tronvoll, S. A., Welø, T. & Elverum, C. W. (2018). The effects of voids on structural properties of fused deposition modelled parts: a probabilistic approach. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 97(9-12), 3607–3618. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2148-x>
- Veselago, V. G. (1968). The electrodynamics of substances with simultaneously negative values of ϵ and μ . *Soviet Physics Uspekhi*, 10(4), 509–514. <https://doi.org/10.1070/PU1968v010n04ABEH003699>
- Wei, W., Chronopoulos, D. & Meng, H. (2021). Broadband Vibration Attenuation Achieved by 2D Elasto-Acoustic Metamaterial Plates with Rainbow Stepped Resonators. *Materials (Basel, Switzerland)*, 14(17). <https://doi.org/10.3390/ma14174759>

- Weicker, K. (2015). *Evolutionäre Algorithmen* (Springer eBook Collection, 3., überarb. u. erw. Aufl. 2015). Wiesbaden: Springer Vieweg.
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-09958-9>
- Yang, S., Page, J. H., Liu, Z., Cowan, M. L., Chan, C. T. & Sheng, P. (2004). Focusing of sound in a 3D phononic crystal. *Physical Review Letters*, 93(2), 24301. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.93.024301>
- Zeller, P. (2012). *Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen Auslegung Berechnung Versuch* (SpringerLink Bücher, 2., überarbeitete Auflage). Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>
- Zhao, X. (2004). *Evolutionäre Strategien. Vorlesungsunterlagen UniUlm*. Verfügbar unter: <http://www.informatik.uni-ulm.de/ni/Lehre/SS04/ProsemSC/ausarbeitungen/Zhao.pdf>

**Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser
Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am
Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor
cobetret wurden**

Guo, Y. (2020). *Konzept und Aufbau eines Prüfstandes zur Bewertung akustischer Metamaterialien*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Huang, J. (2018). *Psychoakustische Analyse von NVH Phänomenen bei Parkbremsenaktuatoren*. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Sleiman, F. (2020). *Einflussanalyse der Druckparameter im FFF Verfahren auf das dynamische Verhalten von ABSplus*. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe.

Glossar

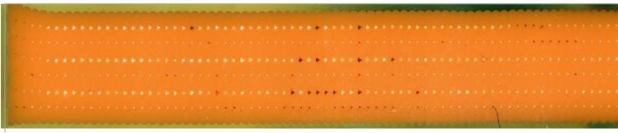
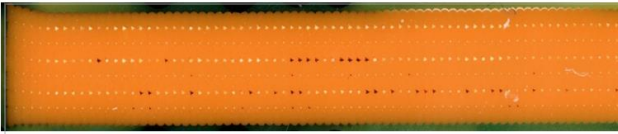
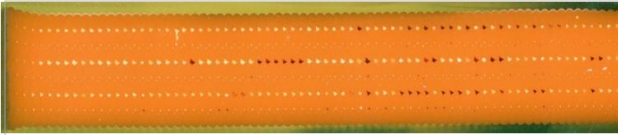
Layout

Als Layout wird in dieser Arbeit der Parametersatz bezeichnet, der alle Informationen zur Platzierung der Resonatoren enthält: Anzahl, Winkel und die jeweilige Position aller Resonatoren (bzw. Gitter-Abstand oder Polar-Koordinaten)

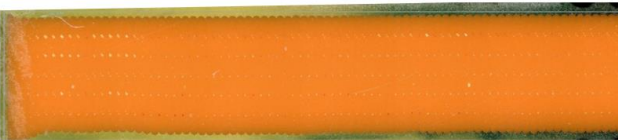
Anhang A

Materialschnitte aller analysierter AM-Proben

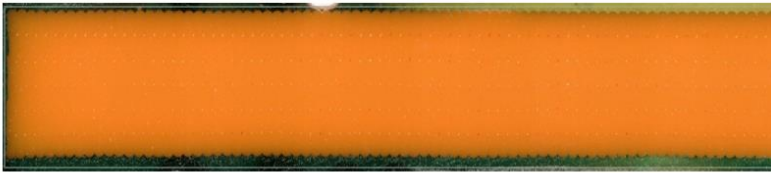
1 L 0.1778 W 0.3556 G 0



3 L 0.1778 W 0.4548 G -0.0254



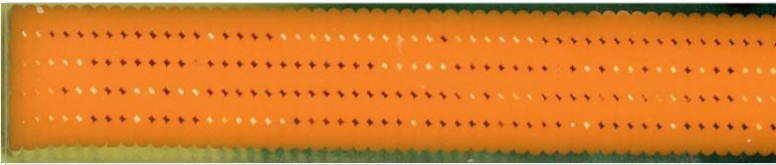
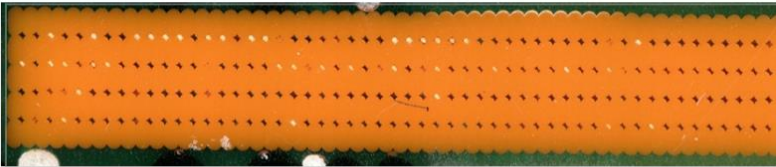
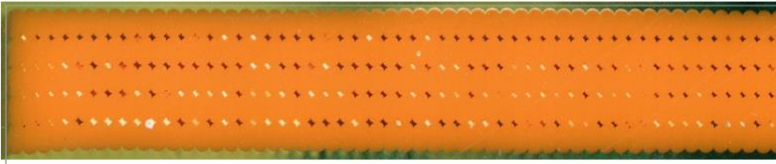
4 L 0.1778 W 0.4548 G -0.0508



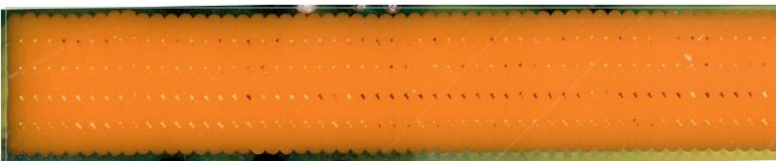
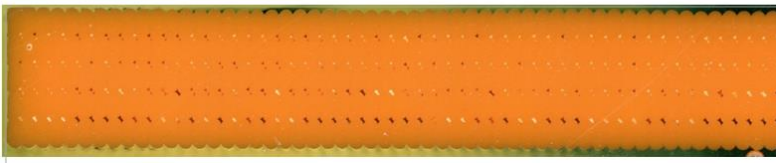
5 L 0.1778 W 0.5 G -0.0254



6 L 0.2540 W 0.5080 G0

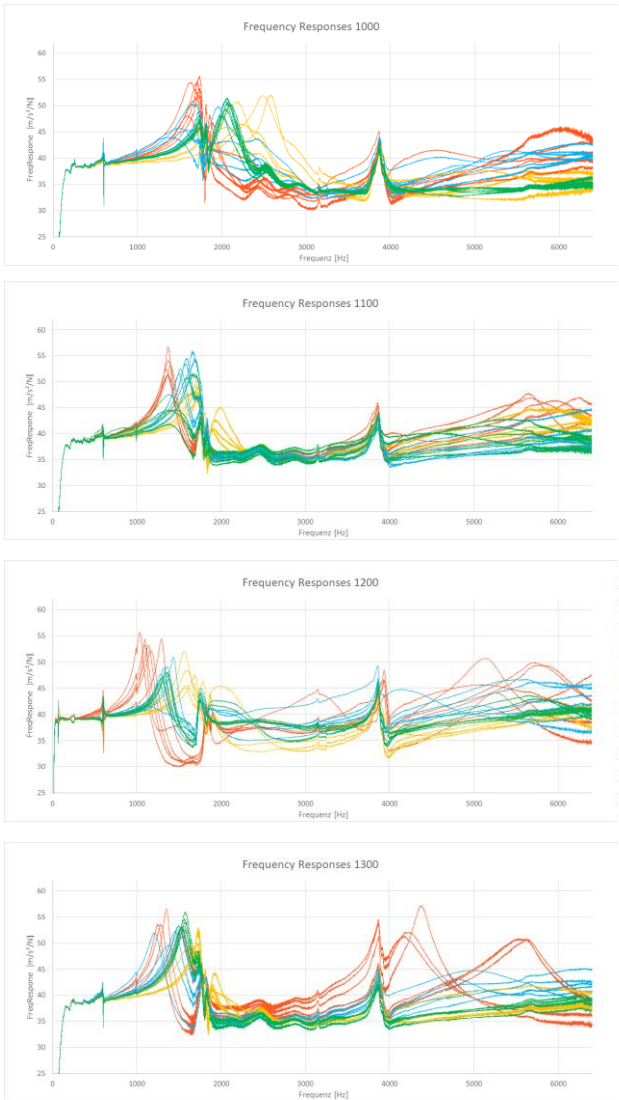


7 L 0.2540 W 0.5080 G -0.0254



Anhang B

FRFs aller gemessener Resonatoren, gruppiert nach Geometrie



Anhang B

