

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Fakultät für Maschinenbau
Institut für Mechanik

Masterarbeit

**Passive Schwingungsberuhigung
einer Plattenstruktur mit Hilfe der
Methode der „Akustischen
Schwarzen Löcher“**

Christopher Blech

Oktober 2014

Prof. Dr.-Ing. habil. U. Gabbert

Dr.-Ing. H. Monner

Kurzfassung

In zahlreichen Anwendungen wie Fahrzeugen, Fertigungsmaschinen und Haushaltsgeräten treten dünnwandige Strukturen im Verbund mit tragenden, schwingungserregten Bauteilen auf. Die Körperschallenergie wird in die dünnwandigen Strukturen übertragen, welche dadurch als effektive und meist störende Flächenstrahler auftreten. Ein häufig genutzter Ansatz zur Schwingungsberuhigung solcher Strukturen ist die passive Schwingungsberuhigung mit Hilfe von großflächig eingesetzter passiv dämpfender Folie. Die Methode der Akustischen Schwarzen Löcher bietet durch Strukturveränderungen eine innovative Möglichkeit, die nötige Dämpfungsfolie auf ein Minimum einzuschränken und gleichzeitig das Gewicht eines Bauteiles zu senken. Die in dieser Arbeit durchgeführten Parameterstudien für Akustische Schwarze Löcher in Balken- und Plattenstrukturen hinsichtlich struktureller und akustischer Kenngrößen bilden somit einen essentiellen Schritt auf dem Weg zur Anwendungsreife der Methode.

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbständig und ohne unerlaubte Hilfe angefertigt, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Die Arbeit wurde bisher in gleicher oder ähnlicher Form keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht

Magdeburg, 13. Oktober 2014

Christopher Blech

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|----|
| 1 Einleitung | 1 |
| 2 Stand der Technik | 3 |
| 2.1 Akustische Schwarze Löcher als passive Schwingungsdämpfer | 3 |
| 2.2 Vorliegende Versuchsergebnisse aus Veröffentlichungen | 7 |
| 2.3 Schlussfolgerungen aus dem Stand der Technik | 12 |
| 3 Analytische Vorbetrachtungen | 13 |
| 3.1 Dämpfungsmodelle für Komposite | 13 |
| 3.2 Berechnung des Reflexionskoeffizienten | 15 |
| 3.3 Akustische Kenngrößen | 23 |
| 4 Balkenstrukturen | 28 |
| 4.1 Definition der Testbalken | 28 |
| 4.2 Experimenteller Aufbau der Balkenversuche | 30 |
| 4.3 Experimentelle Ergebnisse der Balken | 31 |
| 4.4 Numerisches Balkenmodell | 41 |
| 4.5 Numerische Ergebnisse der Balken | 45 |
| 5 Plattenstrukturen | 51 |
| 5.1 Numerisches Plattenmodell | 51 |
| 5.2 Numerische Ergebnisse der Platte | 55 |
| 5.3 Experimenteller Aufbau der Plattenversuche | 70 |
| 5.4 Experimentelle Ergebnisse der Platte | 70 |
| 6 Anwendungspotenzial der ASL-Methode | 75 |
| 7 Zusammenfassung | 78 |
| Anhang | i |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Grundprinzip eines Akustischen Schwarzen Loches | 1 |
| 2.1 | Schaubild passiver Schallunterdrückungsmaßnahmen mit Einordnung der ASL-Methode . . . | 3 |
| 2.2 | Wirkprinzip von CLD auf einer Plattenstruktur | 4 |
| 2.3 | Prinzip des akustischen Kurschlusses aus [1] | 5 |
| 2.4 | Wirkprinzip einer auslaufenden Struktur als Akustisches Schwarzes Loch | 6 |
| 2.5 | Erhöhung des Dämpfungsfaktors im Akustischen Schwarzen Loch | 7 |
| 2.6 | Versuchsaufbau und Ergebnis aus [10] | 8 |
| 2.7 | Schnelleverteilungen auf einer elliptischen Platte aus [13]; Links ohne ASL; Rechts mit ASL . . | 9 |
| 2.8 | Schnelleverteilung einer Referenzplatte im Vergleich mit einer Platte mit sechs ASL aus [16]; Links: Modell; Mitte: Ergebnisse ohne ASL; Rechts: Ergebnisse mit ASL | 10 |
| 2.9 | Versuchsaufbau eines thermischen ASL-Systems aus [9] | 11 |
| 3.1 | Struktur mit einseitiger Dämpfungsschicht | 14 |
| 3.2 | Vergleich von Modellen der Kompositdämpfung mit $\alpha = 0,043$ und $\eta_D = 0,3$ | 15 |
| 3.3 | Eindimensionale Ausläufe einer Struktur; von oben: Gerade Struktur, Auslauf mit Schräge, Auslauf mit Polynom als Formfunktion | 17 |
| 3.4 | Variation der ASL-Länge l_{ASL} mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $f = 3000$ Hz und $h_E = 0,05$ mm | 19 |
| 3.5 | Variation der ASL-Länge l_{ASL} mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $f = 3000$ Hz und $h_E = 0,05$ mm | 19 |
| 3.6 | Variation der Endstärke h_E mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $f = 3000$ Hz und $l_{ASL} = 100$ mm | 20 |
| 3.7 | Variation der Endstärke h_E mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $f = 3000$ Hz und $l_{ASL} = 100$ mm | 21 |
| 3.8 | Variation der Frequenz f mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $l_{ASL} = 100$ mm und $h_E = 0,05$ mm | 22 |
| 3.9 | Variation der Frequenz f mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $l_{ASL} = 100$ mm und $h_E = 0,05$ mm | 22 |
| 3.10 | Variation der Frequenz und der ASL-Länge mit $m = 2$, $h_E = 0,05$ mm und $n_{Film} = 1$ | 23 |
| 3.11 | Skizze mit wichtigen Größen für die Berechnung der Rayleigh-Summe | 26 |
| 4.1 | Die drei untersuchten Balken; Von vorne nach hinten: „ASL-Balken quadratisch“ (Formfunktion mit $m = 2$), „ASL-Balken linear“ (Formfunktion mit $m = 1$), „Referenzbalken“ (Balken ohne ASL) | 28 |

Abbildungsverzeichnis

| | | |
|------|---|----|
| 4.2 | Variation der Frequenz und der ASL-Länge mit $m = 2$, $h_E = 0,31$ mm und $n_{Film} = 1$ | 29 |
| 4.3 | Versuchsaufbau mit Balkenaufnahme und Shaker, hier ASL-Balken quadratisch mit Schaumstoff und Klebeband als Dämpfungsvariante | 30 |
| 4.4 | Verschiedene Dämpfungen im ASL; Links: Schaumstoff mit Klebeband (hier offengelegt); Mitte: 25 mm CLD; Rechts: Eingerolltes CLD 100 mm | 31 |
| 4.5 | Mittlere quadratische Admittanz der untersuchten Balken ohne Dämpfung | 32 |
| 4.6 | Eingangsadmittanz der untersuchten Balken ohne Dämpfung | 32 |
| 4.7 | Mittlere quadratische Admittanz der untersuchten Balken mit jeweils 100mm CLD | 34 |
| 4.8 | Eingangsadmittanz der untersuchten Balken mit jeweils 100mm CLD | 34 |
| 4.9 | Ausklingsversuch des Referenzbalkens und des ASL-Balkens quadratisch mit jeweils 100mm CLD | 35 |
| 4.10 | Experimenteller Vergleich von CLD und Schaumstoffdämpfung (mittlere quadratische Admittanz) | 36 |
| 4.11 | Experimenteller Vergleich verschiedener Anzahlen an CLD-Lagen (mittlere quadratische Admittanz) | 37 |
| 4.12 | Experimenteller Vergleich verschiedener Längen der Dämpfungsschicht (mittlere quadratische Admittanz) | 38 |
| 4.13 | Mit CLD verlängerter ASL-Balken quadratisch für bessere Effektivität in niedrigen Frequenzbereichen (mittlere quadratische Admittanz) | 39 |
| 4.14 | Numerischer Vergleich eines feinen Hexaedernetzes mit einem größeren Schalennetz (mittlere quadratische Admittanz) | 41 |
| 4.15 | Für Balkenmodell genutztes FE-Netz mit quadratischen Schalenelementen; unten: Darstellung der Dicke h der Schalenelemente | 41 |
| 4.16 | Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den Referenzbalken ohne Dämpfung | 43 |
| 4.17 | Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den Referenzbalken mit 500 mm CLD | 44 |
| 4.18 | Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den ASL-Balken quadratisch mit 100 mm CLD | 44 |
| 4.19 | Numerischer Vergleich verschiedener Anzahlen von CLD-Lagen (mittlere quadratische Admittanz) | 45 |
| 4.20 | Numerischer Vergleich verschiedener Längen der Dämpfungsschicht (mittlere quadratische Admittanz) | 46 |
| 4.21 | Numerischer Vergleich verschiedener ASL-Längen (mittlere quadratische Admittanz) | 47 |
| 4.22 | Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz) | 48 |
| 4.23 | Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz <u>außerhalb</u> des ASL-Systems) | 50 |
| 4.24 | Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz <u>innerhalb</u> des ASL-Systems) . | 50 |
| 5.1 | Genutztes FE-Netz aus quadratischen Schalenelementen für Plattenmodell mit Randelementen (rot) als Simulation des Stahlrahmens am Prüfstand. | 52 |
| 5.2 | Modellabgleich der Referenzplatte (mittleren quadratischen Admittanz) | 54 |
| 5.3 | FRAC-Kriterium der Referenzplatte mit einer Frequenzverschiebung von 2 Hz | 54 |
| 5.4 | Modellabgleich der Referenzplatte (Schalleistung) | 55 |

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|-----|
| 5.5 Genutztes FE-Netz der Platte mit über verschiedene Dicken der Schalenelemente eingebrauchtem mittigen ASL mit $R_{ASL} = 200$ mm | 56 |
| 5.6 Numerischer Vergleich von geschlossenem und offenem ASL | 57 |
| 5.7 Numerischer Vergleich der Schalleistung einer Platte mit einem ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah) und der Referenzplatte | 59 |
| 5.8 Numerischer Vergleich der Schalleistung einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte | 62 |
| 5.9 Numerischer Vergleich der mittlere quadratische Admittanz einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte | 63 |
| 5.10 Numerischer Vergleich des Abstrahlgrades einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte | 64 |
| 5.11 Pegelsenkung durch ASL unter Variation der Dämpfungslänge | 65 |
| 5.12 Skizze zum Berger'schen Massengesetz aus [24] | 66 |
| 5.13 Für Generierung eines diffusen Schallfeldes genutzte gleichmäßig verteilte Punktschallquellen auf Einheitskugel mit Beispielergebnis bei 700 Hz | 66 |
| 5.14 Schalldämmmaß der gewählten ASL-Platte | 67 |
| 5.15 Schalleistung der ASL-Platte mit erhöhter Ansatzfunktion | 68 |
| 5.16 Prüfstand für ASL-Platte im reflexionsarmen Raum am DLR in Braunschweig | 70 |
| 5.17 Experimenteller Vergleich der ASL-Platte mit der Referenzplatte (Schalleistung) | 71 |
| 5.18 Experimenteller Vergleich der ASL-Platte mit der Referenzplatte (Mittlere quadratische Admittanz) | 72 |
| 5.19 Experimenteller Vergleich des Abstrahlgrades der ASL-Platte und der Referenzplatte | 72 |
| 5.20 Modellvergleich der ASL-Platte (Schalleistung) | 74 |
| 6.1 Prinzipskizze zur Erhöhung des Verlustfaktors durch Anpresskräfte | 76 |
| 6.2 Prinzipskizze zur Vereinfachung eines ASL durch Anbringen eines Zusatzblechs im Bereich eines runden Ausschnitts | 76 |
| A-1 Vergleich von einseitiger und beidseitiger Dämpfungsfolie (jeweils 2x100mm, Mittlere quadratische Admittanz) | i |
| A-2 Vergleich von CLD und Schaumstoffdämpfung (Eingangsadmittanz) | ii |
| A-3 Verschiedene Längen der Dämpfungsschicht (Eingangsadmittanz) | ii |
| A-4 Mit CLD verlängerter Balken für bessere Effektivität in niedrigen Frequenzbereichen (Eingangsadmittanz) | iii |
| A-5 Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für Balken ohne Dämpfung . . | iii |
| A-6 Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für Balken mit 500 mm CLD . . | iv |
| A-7 Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für den quadratischen Balken mit 100 mm CLD | iv |
| A-8 Numerische Variation von h_E (Eingangsadmittanz) | v |
| A-9 Für Plattenmodell genutzte Rayleighdämpfung | v |

Tabellenverzeichnis

| | | |
|-----|--|----|
| 3.1 | Parameter der numerischen Berechnung des Reflexionskoeffizienten | 18 |
| 3.2 | Bewertungskriterien der Schwingungsberuhigung | 24 |
| 4.1 | Massen der genutzten Versuchsbalken | 29 |
| 4.2 | Parameter der numerischen Berechnung des Balkenmodells | 42 |
| 5.1 | Summenpegel der Plattenkonfigurationen mit einem ASL; oben mittlere quadratische Admittanz in grau; unten Schalleistung; Vergleichswert reine Platte mit gleicher CLD-Dämpfung: $h_{\Sigma qm} = 64,9 \text{ dB}$ und $P_{\Sigma} = 80,3 \text{ dB}$ | 58 |
| 5.2 | Summenpegel der Plattenkonfigurationen mit zwei ASL nah und fern; oben mittlere quadratische Admittanz in grau; unten Schalleistung; Vergleichswert reine Platte mit gleicher CLD-Dämpfung: $h_{\Sigma qm} = 63,0 \text{ dB}$ und $P_{\Sigma} = 78,4 \text{ dB}$ | 60 |
| 5.3 | Einfluss eines zweiten ASL-Systems auf das Abstrahlverhalten | 61 |
| 5.4 | Summenpegel der gedämpften Platte - Vergleich zwischen Versuch und Modell | 73 |
| 6.1 | Zuordnung von Anwendungsfeldern und konstruktiver Hinweise für die Umsetzung eines ASL-Systems | 75 |

1 Einleitung

Aufgrund ökologischer und ökonomischer Entwicklungen kommen vor dem Hintergrund des Leichtbaus vor allem in Bereichen der Mobilität aktuell immer mehr leistungsfähige dünnwandige Strukturen zum Einsatz. Außen- und Innenverkleidungen von Automobilen, Zügen und Flugzeugen, Getriebedeckel und Ölwannen sind einige Beispiele. Auch in einfachen Ummantelungen von Maschinen, Schaltkästen oder Haushaltsgeräten finden sich dünne Plattenstrukturen im Verbund mit schwingenden oder anregenden Bauteilen. Aus Sicht der Akustik stellen diese Flächentragwerke meist eine besonders effektive und störende Schallquelle dar. Angeregt von Motoren, Turbinen, Fahrbahnkontakten oder turbulenten Strömungen entstehen auf solchen Strukturen hohe Schnelleamplituden und lassen sie abhängig von den Eigenfrequenzen und dem Abstrahlgrad als effektive Flächenstrahler wirken. Eine Veränderung der anregenden Kräfte ist meist kaum möglich, sodass eine Senkung der Amplituden durch aktive oder passive Maßnahmen direkt am Bauteil den logischen nächsten Schritt darstellt.

Passive Methoden der Schwingungsberuhigung sind besonders interessant, weil sie im Betrieb keine externe Energieversorgung benötigen und meist unkompliziert in die Bauteile integriert werden können. Methoden wie die Anwendung von Dämpfungsfolie, Versteifungen mittels Rippen oder Sicken und Wandstärkerhöhungen kommen häufig zum Einsatz. Seit einigen Jahren findet sich ein neuartiges Konzept in der Literatur, die „Methode der Akustischen Schwarzen Löcher“. Diese Methode verbindet einige bekannte Vorgehensweisen wie eine Wandstärkereduzierung zusammen mit der Applikation von Dämpfungsfolie und erzielt so eine leichtere und leisere Struktur. Durch das Einbringen eines Akustischen Schwarzen Loches (kurz ASL) in Form von spitzen Zuläufen in Balkenstrukturen oder trichterförmigen Querschnittsschwächungen in Plattenstrukturen werden Biegewellen fokussiert und eine lokale Dämpfung ermöglicht. Abbildung 1.1 zeigt dazu das Wirkprinzip - von einer hier dargestellten Einzelkraftanregung werden die Biegewellen in Richtung des ASL gelenkt und können dort absorbiert werden. Anstatt die gesamte Struktur mit Dämpfungsfolie zu belegen, muss lediglich das ASL gedämpft werden. Neben der Gewichtersparnis durch das ASL an sich sind direkte Materialeinsparungen aufgrund des besonders effizient eingesetzten Dämpfers die Folge.

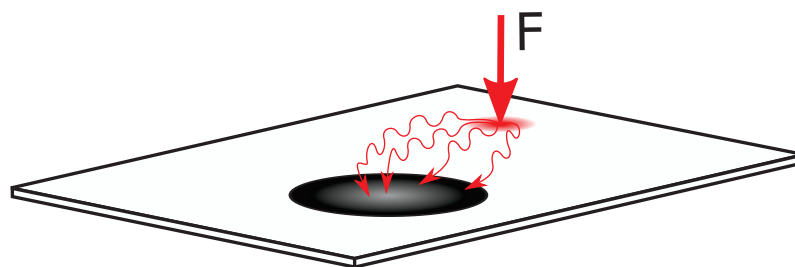


Abbildung 1.1: Grundprinzip eines Akustischen Schwarzen Loches

1 Einleitung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die analytische, numerische und experimentelle Untersuchung der Konstruktionsparameter wie Lage, Größe, Form und Dämpfungsbelegung eines Akustischen Schwarzen Loches in Balken- und Plattenstrukturen. Die Untersuchungen werden aus der Darstellung vorliegender Veröffentlichungen über den Stand der Technik der „Methode der Akustischen Schwarzen Löcher“ abgeleitet. Insbesondere bei den Plattenstrukturen werden über die vorliegenden Veröffentlichungen hinaus in umfangreichen Berechnungen und Versuchen die Auswirkungen der genannten Parameter hinsichtlich akustischer Energiegrößen erarbeitet.

Ausgehend von den Ergebnissen wird die Brücke zur Anwendung in oben genannten Bereichen aufgezeigt und das Potenzial des Einsatzes der Methode für die strukturelle und akustische Schwingungsberuhigung von Serienprodukten abgeschätzt. Es werden Methodiken für die Realisierung eines effizienten ASL-Systems entwickelt und abschließend zusammengefasst.

2 Stand der Technik

Als Einstieg in die Thematik werden passive Methoden der Schwingungsberuhigung betrachtet und die Methode der Akustischen Schwarzen Löcher eingeordnet. Auf eine kurze Beschreibung der Idee aus dem Jahr 1988 folgen weitere aus der Literatur vorliegende theoretische Ergebnisse. Nach einigen experimentellen Beispielen aus aktuellen Veröffentlichungen schließt das Kapitel mit einem Ausblick auf die eigenständigen Untersuchungen in dieser Arbeit ab.

2.1 Akustische Schwarze Löcher als passive Schwingungsdämpfer

Passiv beruhigte Strukturen sind Festkörper, welche im Betrieb ohne externe Energiezufuhr durch Veränderungen der betrachteten Struktur weniger Vibrationen aufweisen oder weniger Schall abstrahlen. In der Schallentstehungskette werden nach [1] die Schallanregung, die Schallübertragung und die Schallabstrahlung aufgeführt. Die Schallanregung sei hier stets als unveränderlich und gegeben angenommen, wohingegen primär die Schallübertragung und sekundär die Schallabstrahlung durch Strukturveränderungen beeinflusst werden können. In gängigen Maschinenkonstruktionen wie zum Beispiel dem Automobil finden sich häufig steife, tragende Strukturen, welche mit dünnen Blechen bestückt sind [2]. Die mitschwingenden Paneele sind hauptverantwortlich für störende Vibration und Schallabstrahlung und werden hier primär betrachtet. Abbildung 2.1 bietet ohne Anspruch auf Vollständigkeit eine Übersicht der Möglichkeiten, die Vibrationen einer Struktur und deren abgestrahlte Schallleistung zu reduzieren.

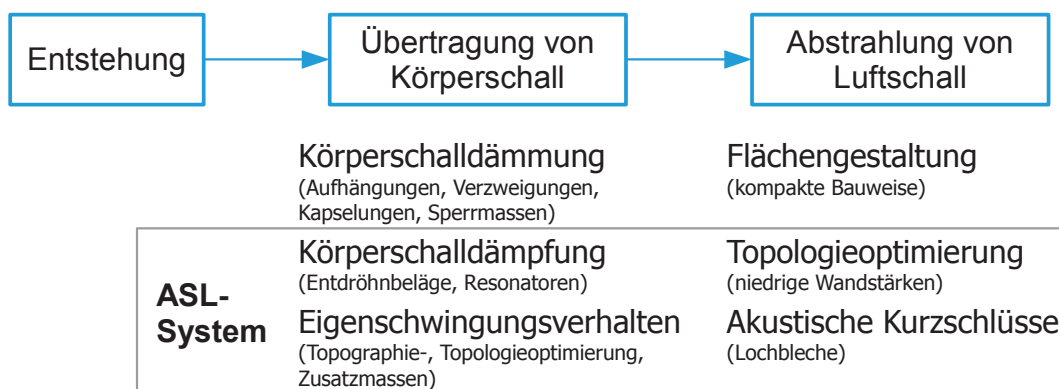


Abbildung 2.1: Schaubild passiver Schallunterdrückungsmaßnahmen mit Einordnung der ASL-Methode

Die **Schallübertragung** innerhalb eines Festkörpers findet in Form von Körperschall statt und kann durch

2 Stand der Technik

Schalldämmung, Schalldämpfung und ein auf die Anregungsfrequenzen abgestimmtes Eigenschwingungsverhalten positiv beeinflusst werden [1].

Eine Schalldämmung bewirkt die Abkopplung von Körperschall und wird durch große Impedanzsprünge im Körper hervorgerufen. Eine Absorption von Energie steht nicht im Vordergrund, sondern vielmehr eine Einführung von „Barrieren“ für die Unterbrechung verschiedener Wellenübertragungswege [3]. Zu den Möglichkeiten der Körperschalldämmung zählen federnde Maschinenaufhängungen wie Gummielemente, Querschnittsänderungen oder Verzweigungen in Bauteilen, elastische Einführungen von Zwischenlagen beziehungsweise Kapselungen und Sperrmassen [3, 1]. Sämtliche Varianten haben die Reflexion von Wellen gemeinsam, sodass nicht die gesamte Energie durchgeleitet wird [3].

Unter Schalldämpfung versteht sich eine Absorption von Körperschall durch Werkstoffdämpfung der Bauteile, Reibungsdämpfung in Fugen und Einsatz von Zusatzmaterialien mit hohen inneren Dämpfungen und möglichst angepasster Impedanz [1]. Sehr gut geeignet als Dämpfungsmaterialien sind Polymere wie Polyvinylchlorid, Polyisobutylen oder Hartgummi, welche aufgrund der Molekülketten über 1000-fache Verlustfaktoren im Gegensatz zu Metallen wie Stahl oder Aluminium aufweisen [3]. Anwendung finden solche Materialien in Form von großflächigen Entdröhnbelägen (z.B. Bitumenmatten, Dämpfungsfolien, Isolierband, etc.), eingezwängten Belägen oder Resonatoren für schmale Frequenzbänder. Für die Experimente in dieser Arbeit wird vor allem wegen der einfachen Anwendung Dämpfungsfolie vom Typ „3M 2552“ genutzt. Abbildung 2.2 zeigt die Folie appliziert auf einer Plattenstruktur und das Wirkprinzip. Der Verbund aus 0,13 mm hochdämpfendem viskoelastischen Polymer und 0,25 mm weichem Aluminium (kurz CLD) kann direkt auf die Struktur geklebt werden. Durch die Steifigkeit des Aluminiums tritt eine Scherung in der Polymerschicht auf und wandelt Dehnungsenergie in Wärme um. Das CLD ist in einem Temperaturbereich von -32 bis 80°C einsetzbar, wobei die maximale Dämpfung zwischen 0 und 60°C erreicht wird [4].

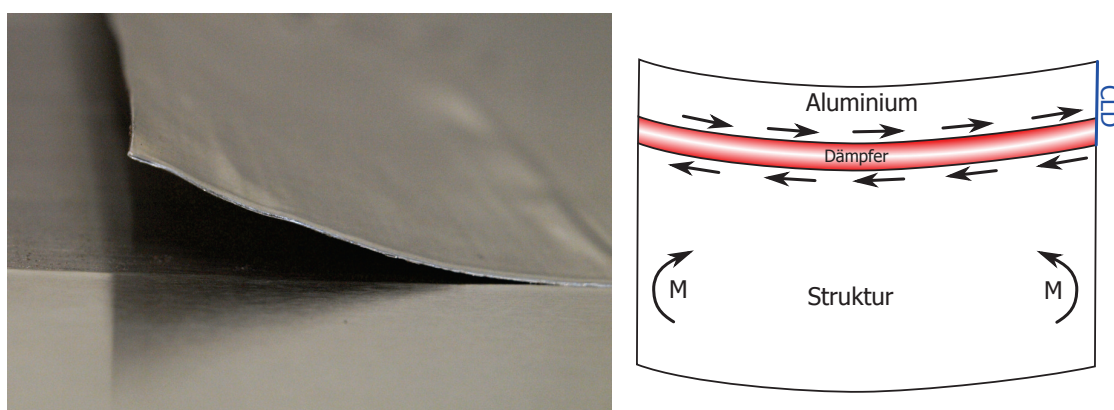


Abbildung 2.2: Wirkprinzip von CLD auf einer Plattenstruktur

Das Eigenschwingungsverhalten wird mittels geeigneten Änderungen der Masse und Steifigkeit einer Struktur positiv verändert, indem zum einen die Eigenfrequenzen eines Systems aus dem interessierenden Frequenzband der Anregung verschoben werden können. Dadurch werden Resonanzerscheinungen auf dem Übertragungsweg reduziert oder umgangen. Zum anderen führen Versteifungen zu Senkungen der Übertragungsdmittanzen in einem System (bzw. Erhöhungen der Impedanzen), d.h. bei gleicher Kraftanregung und in realen Systemen vorhandener Dämpfung verschiebt sich bei Versteifungen die Eigenfrequenz und

2 Stand der Technik

die Amplituden sinken. Konstruktiv können solche Versteifungen und Massenänderungen durch Rippen, Sicken, Verbundkonstruktionen, Zusatzmassen, Wandstärkeverteilungen, kurze Kraftwege und Kraftumleitungen realisiert werden [1].

Die Beeinflussung der **Abstrahlung von Luftschall** gestaltet sich deutlich komplizierter als die der Körperschallübertragung und wird teilweise sogar gegensätzlich behandelt. Der Abstrahlgrad verändert sich mit Änderungen wie Wandstärkenreduzierungen, weswegen nach einer Systemänderung eine Betrachtung akustischer Größen nötig ist und in dieser Arbeit durchgeführt wird.

Grundsätzlich ist eine möglichst kompakte Bauweise immer von Vorteil, da sich durch weniger Abstrahlflächen das Abstrahlpotenzial von Luftschall reduziert. Geringe Wandstärken sind ebenfalls eine Möglichkeit, eine geringere Abstrahlung von Luftschall zu erreichen. Durch Verringerung der Wandstärke h sinkt die Biegewellenlänge einer Plattenstruktur [1]:

$$\lambda_B = \sqrt{\frac{2\pi}{f}} \sqrt{\frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)\rho}} \quad (2.1)$$

Neben der Frequenz f sind E der E-Modul, ρ die Dichte und μ die Querkontraktionszahl des Materials. Solange die Länge der Biegewellen λ_B kleiner als die Länge der Luftschallwellen λ_L ist, findet ein akustischer Kurzschluss zwischen den von der schwingenden Plattenstruktur erzeugten Druckbereichen statt (siehe Abbildung 2.3). Durch den im akustischen Kurzschluss stattfindenden Druckausgleich wird weniger Schall abgestrahlt. Erst ab der Koinzidenzfrequenz f_c , in welcher $\lambda_B = \lambda_L$ gilt, findet maximale Abstrahlung statt. Durch geringe Wandstärken wird der Frequenzbereich unterhalb der Koinzidenzfrequenz vergrößert, das heißt der Kurzschlussbereich erweitert und somit in einem erweiterten Frequenzband weniger Schall abgestrahlt. Das Prinzip des akustischen Kurzschlusses kann ebenfalls durch Lochbleche forciert werden, welche durch den Druckausgleich zwischen Vorder- und Rückseite weniger Schall abstrahlen.

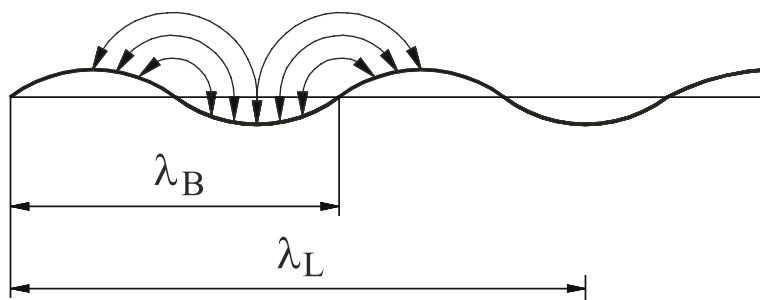


Abbildung 2.3: Prinzip des akustischen Kurzschlusses aus [1]

Maßnahmen wie die Lochung und die Wandstärkenreduzierung führen jedoch durch eine gesenkte Impedanz (bessere Körperschallübertragung) zu erhöhten Schnelleamplituden. Eine primäre Optimierung hinsichtlich der Schwingungsamplituden wird grundsätzlich in der Literatur empfohlen [1]. Bei einem ASL ergibt sich dagegen aus lokal eingesetzten geringen Wandstärken der Vorteil einer bewusst lokal konzentrierten Körperschallenergie [5]. Biegewellen werden so in den Bereich des ASL gelenkt, um dort besonders große Amplituden hervorzurufen. Durch lokale Dämpfungsmaßnahmen wie das beschriebene CLD kann

2 Stand der Technik

insbesondere im Eigentonbereich ein großer Teil der Körperschallenergie in Wärme umgewandelt werden. In Abbildung 2.1 lässt sich demnach die ASL-Methode vor allem als effiziente Kombination aus einer Topologieoptimierung und einer Körperschalldämpfung einordnen. Eine Körperschalldämpfung allein ist meist kostenintensiv, da plattenförmige Strukturen flächendeckend mit Dämpfungsfolie belegt werden müssen. Bei einem ASL-System hingegen kommt die Dämpfung nur lokal zum Einsatz, was erhebliche Einsparungen verspricht. Durch die Methode wird weiterhin der sich aus den geringen Wandstärken ergebende Vorteil der Verbesserung des Abstrahlverhaltens und der sich ebenfalls daraus ergebende vermeintliche Nachteil der durch geringere Impedanzen erhöhten Amplituden ausgenutzt.

Dieser Effekt wird im Jahr 1988 von Mironov in [6] publiziert und im Jahr 2000 von Krylov in [7] als „Acoustic Black Hole effect“ benannt. Es folgen bis heute regelmäßige Veröffentlichungen über das Thema, insbesondere von der Loughborough University in England. Ein Vergleich mit einem stellaren schwarzen Loch liegt nahe: Wenn sich eine Lichtwelle einem stellaren schwarzen Loch nähert, wird sie durch die erhöhte Massenkonzentration bis zum Eintritt angezogen und kann nicht mehr entweichen [8]. Analog funktioniert die „Biegewellenfalle“ bei Akustischen Schwarzen Löchern. Die bereits beschriebenen Effekte einer effizienten Dämpfungsmöglichkeit durch erhöhte Amplituden stellen nur einen wichtigen Aspekt der Methode dar. Die entscheidende Grundlage des Effektes bietet jedoch die Biegewellengeschwindigkeit c_ϕ in einem ASL. Aus Gleichung 2.1 folgt nach Erweiterung um die Frequenz f für $c_\phi = f\lambda_B$ in Plattenstrukturen:

$$c_\phi = \sqrt{2\pi f^4 \frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)\rho}} \quad (2.2)$$

Das Ende einer Struktur gleichmäßig spitz zulaufen zu lassen führt durch die Reduktion von h zu einer Reduzierung der Biegewellengeschwindigkeit, wodurch sich die Welle länger in diesem Bereich aufhält. Mironovs analytische Auswertungen einer Biegewelle in einem solchen Impedanzangleich führen zu der Erkenntnis, dass bei polynomialen Formfunktionen mit Ordnungen $m \geq 2$ für äußere und $m \geq \frac{5}{3}$ für eingeschlossenen ASL die Biegewellen in Richtung einer idealen Kante ($h \rightarrow 0$) in einem bestimmten Abstand zur Kante stehen bleiben und die gesamte Energie der Welle unter minimaler Dämpfung lokal absorbiert werden kann [7]. Abbildung 2.4 zeigt dazu das Wirkprinzip eines ASL. Zu sehen ist der Schnitt durch eine polynomial geformte Strukturkante, in welcher eine Biegewelle auf die Kantenspitze zuläuft. Die Biegewellengeschwindigkeit c_ϕ nimmt stetig ab, wobei die Amplituden A_i zunehmen.

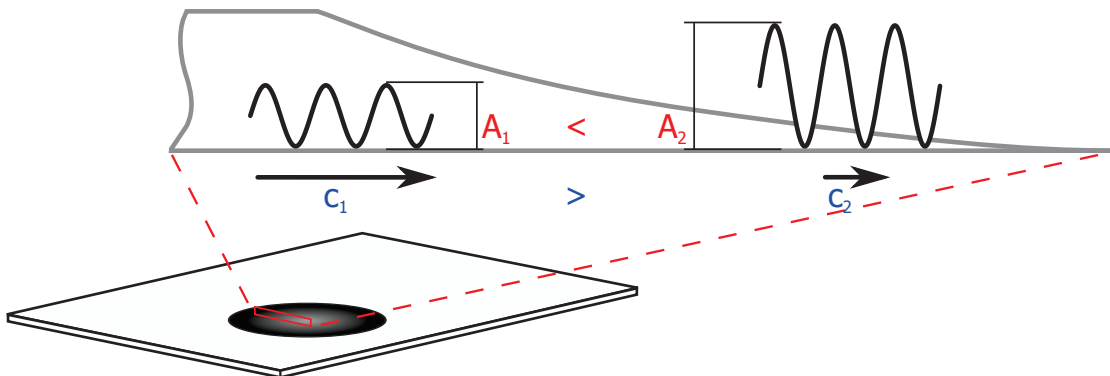


Abbildung 2.4: Wirkprinzip einer auslaufenden Struktur als Akustisches Schwarzes Loch

2 Stand der Technik

Die fertigungstechnische Umsetzung eines ASL kann durch verschieden auslaufende Schichten in Faserverbunden oder durch die spanende Bearbeitung eines homogenen Materials realisiert werden [5]. Eine ideale Kante mit $h \rightarrow 0$ ist nicht möglich, also muss für eine eindeutig definierte Fertigung eine bestimmte Reststärke h_E an Material vorgegeben werden. Die BiegeWellen erreichen demnach lediglich eine endliche Geschwindigkeit und reflektieren an der Strukturkante. Die ASL-Länge wird dadurch zweimal von einer BiegeWellen durchschritten. Hohe Durchlaufzeiten zusammen mit einer gezielten Dämpfung sorgen letztendlich für den ASL-Effekt eines ASL-Systems¹ aus zulaufender Strukturkante und Zusatzdämpfer. In Abschnitt 3.2 werden BiegeWellen in verschiedenen auslaufenden Strukturen analytisch untersucht und mithilfe des Reflexionskoeffizienten verglichen. Dabei quantifiziert der Koeffizient die Effektivität eines ASL-Systems.

Durch die Querschnittsschwächung in einem ASL wird die Struktur zwangsläufig leichter und weicher. Die Anwendung einer zulaufenden Strukturkante ohne Zusatzdämpfung sorgt bei gleichem Energieeintrag lediglich für steigende Amplituden der Schnelle und ist demnach nicht sinnvoll [9]. Die nötige Zusatzdämpfung wird durch die oben beschriebene Dämpfungsfolie (CLD) realisiert und bietet eine hohe Effektivität bei einem sich annähernden Verhältnis zwischen Struktur- und Folienstärke. Mit dem Zulauf der ASL-Spitze werden demnach nicht nur die Wellen langsamer und die Amplituden höher, sondern auch die Gesamtdämpfung im jeweiligen Querschnitt gesteigert. Zusammen mit der Senkung des Abstrahlgrades sind dies vier entscheidende Vorteile eines ASL-Systems, welche aus dem vermeintlichen Nachteil geringer Wandstärken in Bauteilen hervorgehen. Abbildung 2.5 zeigt eine fertigungstechnisch realisierbare Strukturkante mit einer zusätzlichen Dämpfungsschicht und das Prinzip der steigenden Gesamtdämpfung im jeweiligen Querschnitt. Anstelle einer Modellierung der Dämpfungsschicht wird der Verlustfaktor η des Verbundes berechnet. Die genaue quantitative Beschreibung der Zusatzdämpfung erfolgt in Abschnitt 3.1 und wird darauffolgend für die Berechnung des Reflexionskoeffizienten in Abschnitt 3.2 genutzt.

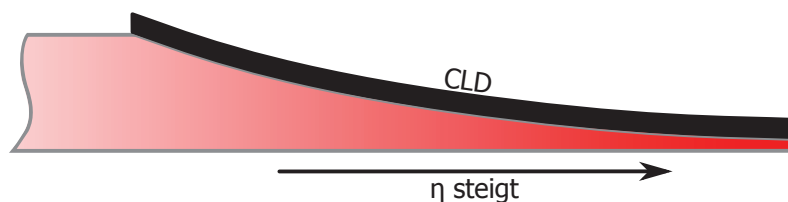


Abbildung 2.5: Erhöhung des Dämpfungsfaktors im Akustischen Schwarzen Loch

2.2 Vorliegende Versuchsergebnisse aus Veröffentlichungen

Krylov und Winward beschreiben in [10] erste experimentelle Untersuchungen an einer exponentiell auslaufenden Stahlplatte der Dicke 4,5 mm. Dabei wird die Platte weich auf Schaumstoff gelagert und mit einem elektromechanischer Erreger (nachfolgend als Shaker bezeichnet) mittig angeregt. Gemessen wird die Eingangsadmittanz als Maß dafür, wie viel Energie am Ende der Platte durch einen gesenkten Reflexions-

¹nachfolgend wird der Verbund aus einer speziell geformten Strukturkante (ASL) und einer Zusatzdämpfung als „ASL-System“ bezeichnet.

2 Stand der Technik

grad absorbiert wird. Als Dämpfung wird ein einfacher Klebestreifen am Ende der Platte eingesetzt, welcher in Abbildung 2.6 zu erkennen ist. Weiterhin ist neben der Abbildung das Messergebnis dargestellt. Zunächst wird beobachtet, dass ein ein ASL allein kaum messbare Wirkungen im Frequenzgang zeigt. Eine Kombination des ASL mit lokaler Dämpfung führt hingegen zu erheblichen Senkungen der Maxima in der Eingangsadmittanz von bis zu 15 dB im mittleren Frequenzbereich von 2 – 6 kHz bei einer Basis von 1 m/s/N. Im Gegensatz dazu ist die Wirksamkeit in niedrigeren Frequenzbereichen eher gering, was allgemeingültig für passive Dämpfersysteme ist. In höheren Frequenzbereichen sind bereits ohne Dämpfung relativ niedrige Pegel im Frequenzverlauf zu erkennen. Mehrere Dämpfungsstreifen übereinander bringen im mittleren Frequenzbereich Verbesserungen von bis zu 3 – 5 dB, jedoch ist die erste Lage passend zu Abschnitt 3.2 am effektivsten.

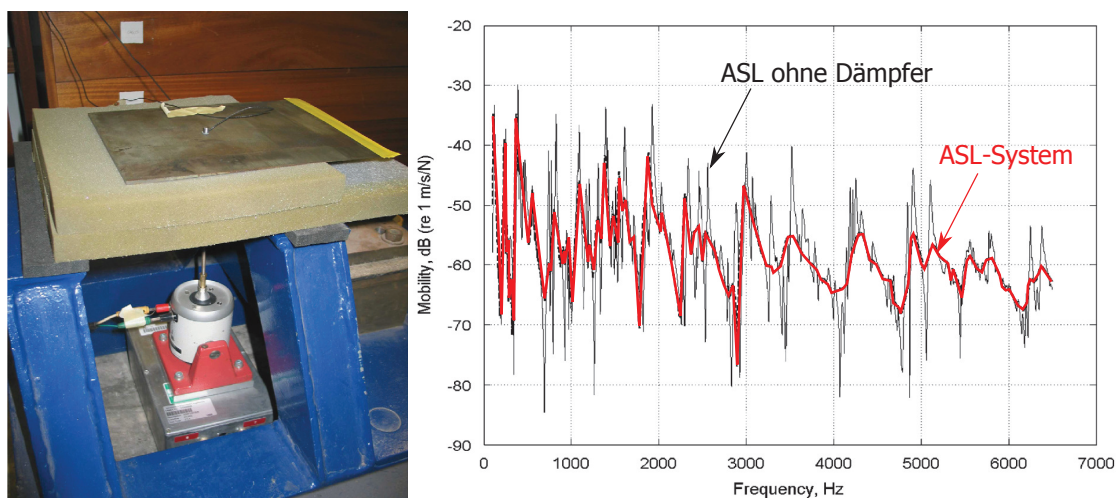


Abbildung 2.6: Versuchsaufbau und Ergebnis aus [10]

Weitere Versuche mit auslaufenden Randstrukturen sind in [11] zu finden. Es werden unterschiedliche Rundstäbe aus Stahl analog zum obigen Versuch angeregt und die Eingangsadmittanz gemessen. Die Formfunktion der Spitzen ist quadratisch, wobei die Länge des ASL variiert wird. Mit steigender ASL-Länge setzt die Dämpfungswirkung bereits in niedrigeren Frequenzlagen ein, so wird bei einer Stablänge von 500 mm und einer ASL-Länge von 100 mm ab circa 2 kHz eine Senkung von über 10 dB erzielt. Als externe Dämpfungen kommen herkömmliches Klebeband, Bitumen, Schaumblöcke und Styroporblöcke zum Einsatz. Die größte Wirkung kann in diesem Versuch mit mehreren Lagen Klebeband am Rundstab mit dem längsten ASL erreicht werden.

[12] beschreibt Versuche, einen Badmintonschläger am Übergang vom Rahmen zum Griff exponentiell zulaufen zu lassen, um den ASL-Effekt zu nutzen. Gemessen wird nach Anregung am Kopf die Strukturantwort am Griff. Als Dämpfungsmaterialien kommt zusätzlich zu oben genannten noch eine Sandfüllung des Griffes vor. Eine Dämpfung allein ist wirksam, erhöht jedoch signifikant das Gewicht des Schlägers. Eine Substitution von vorhandenem Material im Auslauf mit Dämpfern kann nach der ASL-Theorie effektiv sein. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass einige Frequenzbereiche gesenkt, andere wiederum gesteigert werden. Eine klare Tendenz ist nicht erkennbar. Grund dafür kann die Applikation des ASL-Systems im relevanten Bereich des Griffes sein. Durch die Strukturschwächung ist grundsätzlich ein höheres Schwingungsniveau zu erwarten, welches die Dämpfung in diesem Fall nicht kompensieren. Es wird vermutet, dass in ASL-Nähe

2 Stand der Technik

immer eine hohe Körperschalldichte zu erwarten ist, weswegen die zu beruhigenden Bereiche gemieden werden müssen.

Im Jahr 2009 wird in [13] erstmals ein ASL-System innerhalb einer frei hängenden Plattenstruktur experimentell untersucht. Gewählt wird eine elliptische Platte mit den Abmaßen $R1 = 0.195\text{ m}$ und $R2 = 0.15\text{ m}$, dabei wird in einem Fokuspunkt der Ellipse angeregt und in dem anderen Fokuspunkt das ASL-System mit $R_{ASL} = 0.06\text{ m}$ platziert. Durch diese Konstellation sammeln sich die in einem Fokus angeregten BiegeWellen letztendlich im anderen Fokus, wo das ASL-System liegt. Das ASL selbst wird realisiert, indem die Formfunktion $h(x)$ der auslaufenden Struktur in Polarkoordinaten auf den Radius ($h(r)$) bezogen übernommen wird. Das Koordinatensystem liegt in der Mitte des ASL, wodurch sich eine parabelförmige Vertiefung auf der Plattenstruktur ausbildet. Die Ergebnisse zeigen unter anderem das Schnellefeld bei 7613 Hz (Abbildung 2.7). Im linken Bild ist deutlich der durch die Ellipse erzwungene Verlauf der BiegeWellen vom rechten zum linken Fokuspunkt zu sehen. Im rechten Bild ist zu erkennen, wie stark das ASL-System die BiegeWellen fokussiert. Klarer Kritikpunkt an der Vorgehensweise ist jedoch die gezielte Auswahl einer relativ hohen Frequenz, ein Gegenbeispiel bei niedrigen Frequenzen wäre wünschenswert. Durch die Strukturveränderungen verschieben sich die Eigenfrequenzen, wodurch womöglich bei einer anderen (insbesondere niedrigeren) Frequenz der ASL-Effekt weniger wirksam ist oder negative Einflüsse auf das Schwingungsverhalten hat. Als Frequenzverlauf zeigt die Veröffentlichung die Eingangsadmittanz des Systems mit gedämpften ASL im Vergleich zu einer ebenso gedämpften Platte ohne ASL. Es sind signifikante Senkungen des Pegels um über 10 dB ab 2500 Hz zu erkennen, wobei in niedrigeren Frequenzbereichen so gut wie keine Dämpfungswirkung erzielt wird. Die Dämpfung auf der Platte ohne ASL wird gerechterweise in der gleichen Größenordnung an der eigentlichen Stelle des ASL platziert, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Dieses Vorgehen wird als sinnvoll bewertet und für die Versuche in dieser Arbeit übernommen.

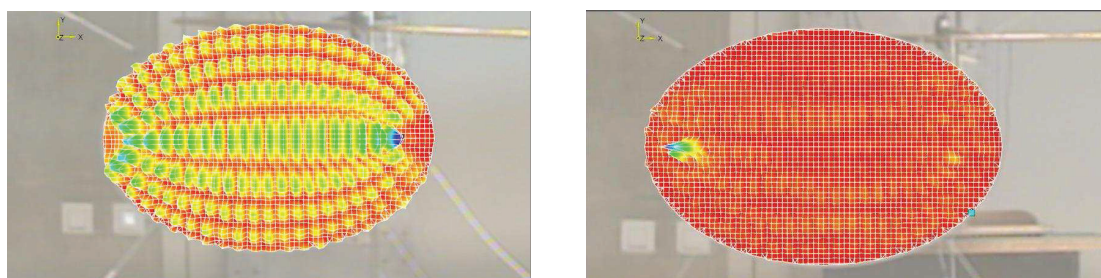


Abbildung 2.7: Schnelleverteilungen auf einer elliptischen Platte aus [13]; Links ohne ASL; Rechts mit ASL

2010 wird in [14] eine frei hängende $300 \times 400 \times 5\text{ mm}$ -Platte aus warmgezogenem Stahl mittig angeregt und in verschiedenen ASL-Konstellationen hinsichtlich der Eingangsadmittanz (Beschleunigung) untersucht. Die ASL mit Dämpfern haben jeweils einen Radius von circa 40 mm und werden mittels einer CNC-Fräse in die Plattenstruktur eingebracht. Weiterhin wird der Einfluss zentraler Bohrungen (Durchmesser 2 mm und 14 mm) im ASL betrachtet. Es werden Probleme wie Abplatzen der dünnen Struktur ($0,4\text{ mm}$) im Lochinneren, Riefenbildung durch die CNC-Verfahrwege und Reißen beim Bohren des mittigen Loches beschrieben. Versuchsergebnisse mit geschlossenen ASL-Strukturen werden nicht gezeigt, sondern auf den geringen bis sogar negativen Effekt von ASL-Systemen ohne mittiger Bohrung verwiesen. Dies entspricht nicht den Ergebnissen in Abschnitt 5.2 und würde Anwendungen ausschließen, die eine geschlossene Plattenstruktur

2 Stand der Technik

fordern. Die elliptische Platte aus [13] würde durch den Effekt der Fokussierung effektiver sein. Die Ergebnisse mit einem ASL-System und 14 mm Bohrung zeigen Senkungen um 3 – 8 dB ab 3 kHz, niederfrequenter ist keine messbare Senkung des Beschleunigungspegels zu verzeichnen. Mit einer zentralen Bohrung von 2 mm kann keine signifikante Dämpfungswirkung erzielt werden. Dies wird in [14] darauf zurückgeführt, dass eine Vergrößerung der Bohrung einen besseren Auslauf der Wellen im Inneren des ASL ermöglicht. Die Vergrößerung der inneren Kante lässt den Auslauf immer mehr einem auslaufenden freien geraden Ende ähneln, weswegen eine erhöhte Dämpfung prognostiziert wird. Eine Erhöhung der ASL-Anzahl auf drei bringt laut den Untersuchungen lediglich eine sehr gering verbesserte Dämpfungsleistung. Die Schlussfolgerungen von Bowyer und Krylov, dass geschlossene ASL keine Wirkung erzielen und dass eine erhöhte Lochanzahl weniger Performance verspricht, wird in dieser Arbeit nicht bestätigt. Die Ergebnisse in Abschnitt 5.4 zeigen, dass auch geschlossene ASL-Systeme zu signifikanten Schwingungsberuhigungen führen. Insbesondere der Ort der Anregung (hier mittig) und die ASL-Positionen sollten variiert werden, um vielversprechendere Konstellationen zu finden.

In [15] und [16] aus den Jahren 2012 und 2013 werden frei hängende Stahlplatten mit den gleichen Abmaßen untersucht. Die ASL-Konstellation umfasst jedoch nun sechs ASL-Systeme mit einem Radius von 55 mm und einer mittigen Bohrung von 14 mm. Abbildung 2.8 zeigt die symmetrische ASL-Konstellation und nebenstehend die Schnelleverteilung der Referenz- und ASL-Platte. Bei einer Frequenz von 2,2 kHz ändert sich die Schwingform, sodass in den ASL-Systemen erhöhte und außerhalb gesenkte Amplituden auftreten. Die Referenzplatte wird hier allerdings ohne Dämpfung untersucht, was die Frage aufwirft, ob sechs Dämpfer an den ASL-Positionen nicht auch die normale Platte signifikant beruhigen würden. Betrachtet wird in dieser Veröffentlichung als Maß für die Schwingungsberuhigung die abgestrahlte Schalleistung der Stahlplatte, welche ab circa 1000 Hz durchgehend gesenkt wird. Die Peaks im Frequenzgang werden insbesondere im Bereich 1 – 3 kHz um 10 – 18 dB gesenkt. [15] und [16] zeigen entgegen [14], dass Systeme aus mehreren ASL zu signifikanten Schwingungsberuhigungen führen.

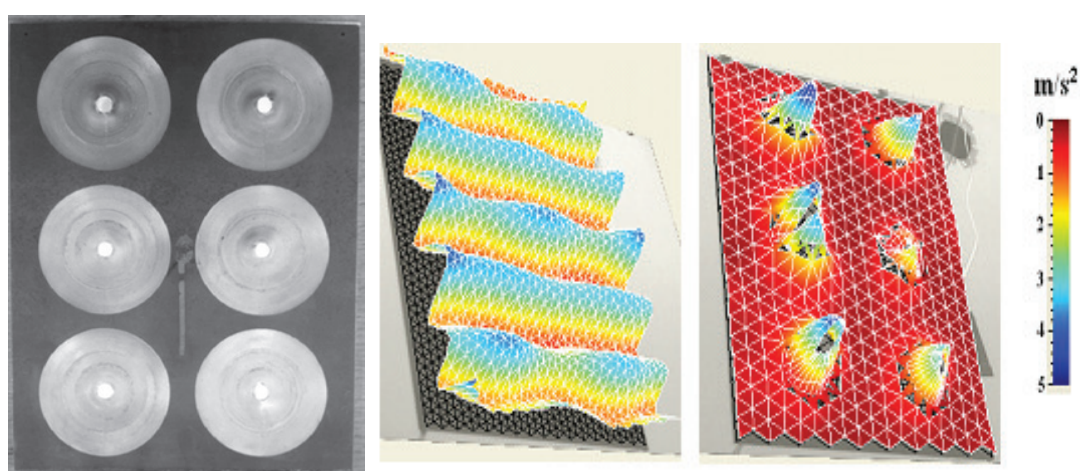


Abbildung 2.8: Schnelleverteilung einer Referenzplatte im Vergleich mit einer Platte mit sechs ASL aus [16]; Links: Modell; Mitte: Ergebnisse ohne ASL; Rechts: Ergebnisse mit ASL

Bowyer und Krylov beschreiben in [17] aus dem Jahr 2014 die Fertigung von verschiedenen Glasfaserplatten sowie deren Untersuchung hinsichtlich der Eingangsadmittanz (Beschleunigung). Es wird unter anderem

2 Stand der Technik

festgestellt, dass die Kompositstrukturen den ASL-Effekt in ähnlicher Weise ausbilden wie die bereits untersuchten Stahl- und Aluminiumplatten. Weiterhin kann ein Verbund zwischen Stahl und Glasfasern geschaffen werden, ohne den ASL-Effekt signifikant negativ zu beeinflussen. Diese Technik könnte an vorhandenen Löchern angewendet werden, um ASL-Ausläufe einzubringen. Ein von einer Faserlage umschlossenes ASL-System bringt ebenfalls keine signifikante negative Beeinflussung des Effektes mit sich. So können geschlossene Strukturen mit glatten Oberflächen genutzt werden. Die effektivste Dämpfungswirkung liefert eine aus zwei Platten zusammengefügte Struktur, wobei jede Faserverbundplatte ein mittiges ASL-System beinhaltet und diese Platten mit der glatten Seite aufeinander geklebt sind. Der Eingangspegel der Beschleunigung wird oberhalb 1000 Hz um mindestens 5 dB gesenkt. Erst unterhalb von circa 500 Hz können keine Pegelsenkungen mehr ausgemacht werden. Die gute Wirkung könnte an dem mittig angebrachten Kleber liegen, welcher unter Scherbelastungen zu einer erhöhten Dämpfung führt.

Eine Sonderstellung nimmt ein Versuch aus [9] ein. Anstelle einer Dämpfungsfolie wird ein Temperaturgradient in einem Polymer-Balken genutzt, um ein ASL-System zu realisieren. Abbildung 2.9 zeigt schematisch den Versuchsaufbau.

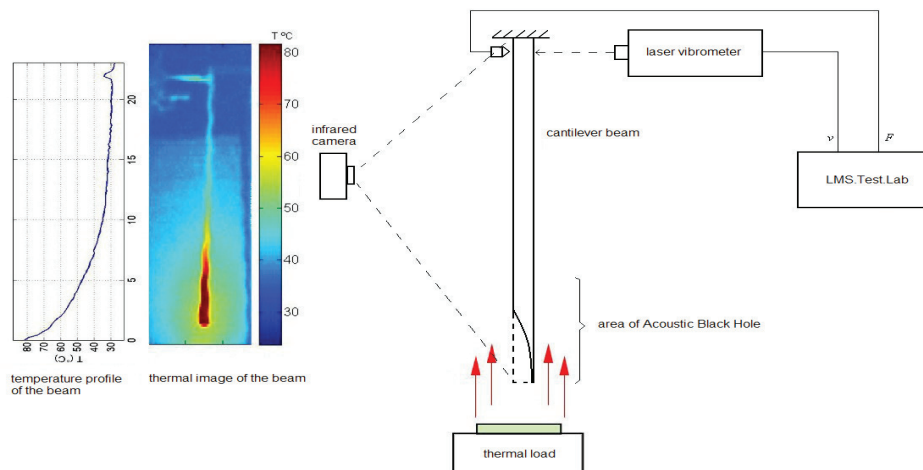


Abbildung 2.9: Versuchsaufbau eines thermischen ASL-Systems aus [9]

Durch eine Hitzequelle unter dem Versuchsbalken wird an der Spitze eine erhöhte Temperatur erzeugt. Dadurch steigt vor allem der Verlustfaktor im ASL an, was ebenfalls zu Pegelsenkungen in der Eingangsdmittanz führt. Weiterhin könnte mit passenden Materialien neben der Steigerung des Verlustfaktors der E-Modul mit der Temperatur gesenkt werden. Dies entspricht prinzipiell der Senkung der Strukturdicke und führt nach Gleichung 2.2 zu einer Senkung der Biegewellengeschwindigkeit. Dadurch würde die Notwendigkeit eines mechanischen ASL wegfallen. Weiterhin wird in [9] die relativ frequenzunabhängige Wirkung eines Temperaturgradienten beschrieben, was thermische ASL besonders in niederfrequenten Anwendungen interessant macht. Thermische ASL werden jedoch aufgrund der kostenintensiven Anwendung an dieser Stelle nicht weiter betrachtet.

2.3 Schlussfolgerungen aus dem Stand der Technik

Die Thematik um Akustische Schwarze Löcher bietet ein großes Anwendungspotenzial, ist jedoch noch nicht anwendungsreif erforscht. Aus dem dargestellten Stand der Technik lassen sich im Folgenden einige Schlüsse für diese Arbeit ziehen:

- Um einen Anwendungsbezug der ASL-Methode zu erreichen, sind als nächster Schritt umfangreiche Parameterstudien nötig, welche in dieser Arbeit numerisch ergänzend zu den dargestellten Publikationen durchgeführt werden. Durch experimentelle Abgleiche unterstützt werden deswegen Lage, Größe, Form und Dämpfung eines ASL-Systems in Balken- und Plattenstrukturen numerisch untersucht.
- Die analytischen Betrachtungen in den vorliegenden Veröffentlichungen und in dieser Arbeit beschränken sich auf die Auswertung des Reflexionskoeffizienten an einem eindimensionalen Strukturende mit einer durchlaufenden Biegewelle. Weitere analytische Berechnungen erscheinen aufgrund der Komplexität des Problems mit auslaufenden Strukturen und Dämpfungsmechanismen nicht sinnvoll.
- Sämtliche experimentellen Versuche der Veröffentlichungen werden an frei gelagerten Strukturen durchgeführt, wodurch Schwingformen auftreten, welche im anwendungsbezogenen Einsatz solcher Strukturen kaum relevant sind. Daneben erfolgt die Anregung meist mittig durch eine Einzelkraft, um den Effekt möglichst einfach zu beschreiben. Um anwendungsnahe und aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, wird deswegen in den Untersuchungen neben einer außermittigen Kraftanregung auch eine Schallfeldanregung der fest gelagerten Strukturen durchgeführt.
- In vielen Versuchen wird auf einer Referenzstruktur eine äquivalente Fläche wie im ASL-System mit Dämpfungsfolie beklebt. Um die Ergebnisse vergleichbar zu gestalten, wird dieses Vorgehen übernommen.
- Die Anwendung eines thermischen ASL ist in dieser Arbeit nicht vorgesehen, erscheint jedoch insbesondere in niedrigen Frequenzbereichen als eine mögliche Alternative.

3 Analytische Vorbetrachtungen

3.1 Dämpfungsmodelle für Komposite

Um ein Akustisches Schwarzes Loch als effektives passives Dämpfungssystem nutzen zu können, muss die Energie im Bereich der fokussierten Körperschallenergie gezielt dissipiert werden. Auf die Struktur wird CLD aus hochdämpfendem Material in Bereichen großer Dehnungen angebracht, wie sie im ASL aufgrund der BiegeWellen vorliegen. Nachfolgend werden zwei Modelle vorgestellt, welche in den analytischen und numerischen Modellen eine vereinfachte Repräsentation der angebrachten Folie über den Strukturdämpfungskoeffizienten erlauben.

Zunächst sei für sämtliche Modelle eine reine Strukturdämpfung verwendet, welche sich als Imaginärteil der Steifigkeit beschreiben lässt [3]:

$$\underline{E} = E(1 + \eta i) \quad (3.1)$$

Der frequenzunabhängige Verlustfaktor η ist das Verhältnis vom Imaginärteil zum Realteil des Elastizitätsmoduls E und stellt meist eine gute Näherung dar [3]. Er beschreibt den Anteil der dissipierten Energie im System und wird weiterhin verwendet. Durch den komplexen Elastizitätsmodul werden die Wellengeschwindigkeit von BiegeWellen c_B und die Kreiswellenzahl k_B ebenfalls komplex [3]:

$$\underline{k}_B(x) = k_B(x) \left(1 - \frac{\eta}{4} i\right) \quad (3.2)$$

$$\underline{c}_B(x) = c_B(x) \left(1 + \frac{\eta}{4} i\right) \quad (3.3)$$

Durch die Komplexität der Wellenzahl nimmt eine ebene Welle exponentiell mit deren Voranschreiten ab [3].

In häufig verwendeten Materialien wie Aluminium oder Stahl liegen sehr geringe Verlustfaktoren η zwischen 0,001 und 0,01 vor, wodurch keine für ein ASL-System ausreichende Dämpfung zustande kommt. Um die Modelle einfach zu halten, wird die zusätzliche Dämpfung von CLD über einen erhöhten Verlustfaktor beschrieben. Die Erhöhung der inneren Dämpfung durch eine solche einseitige Dämpfungsschicht wird von Kollmann in [1] beschrieben. Abbildung 3.1 zeigt dafür eine einseitige Dämpfungsschicht mit den jeweils zugehörigen Parametern der Materialstärken h und s sowie der Verlustfaktoren η_S und η_D .

Nach einem Ansatz von Oberst aus dem Jahr 1952 [18] gelten folgende Bedingungen:

3 Analytische Vorbetrachtungen

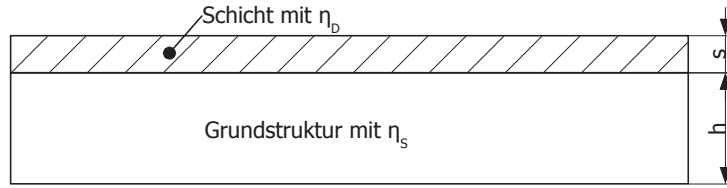


Abbildung 3.1: Struktur mit einseitiger Dämpfungsschicht

- Die Breite der Struktur ist deutlich kleiner als die Biegewellenlänge
- Der Verlustfaktor des Materials ist wesentlich kleiner als eins
- Die Struktur führt zeitlich harmonische Biegewellen aus
- Die Dämpfung des Belages ist deutlich größer als die der Grundplatte

Der neue Dämpfungsfaktor ergibt sich nach Einführung eines komplexen E-Moduls nach Gleichung 3.1 und Betrachtungen der komplexen Biegesteifigkeit [1]:

$$\eta_{neu} = \eta_D \cdot \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha\beta} \cdot \frac{3 + 6\beta + 4\beta^2 + 2\alpha\beta^3 + \alpha^2\beta^4}{1 + 2\alpha(2\beta + 3\beta^2 + 2\beta^3) + \alpha^2\beta^4} \quad (3.4)$$

Dabei ist $\alpha = \frac{E_D}{E_S}$ das Verhältnis der E-Moduln der Dämpfungsschicht und der Struktur und $\beta = \frac{s}{h}$ das Verhältnis aus der Stärke der Dämpfung und der der Struktur. Der neue Verlustfaktor der Verbundstruktur η_{neu} ist von der ursprünglich Dämpfung η_S und der Frequenz f unabhängig und stellt somit eine Näherung dar, weil die meisten Dämpfungen der Praxis stark frequenzabhängig sind [1].

Neben der Näherung von Kollmann wird in vielen Veröffentlichungen (wie [5]) ein um die höheren Potenzen reduziertes und leicht angepasstes Modell genutzt (Modell von Ross-Ungar-Kerwin). Dieses Modell basiert ebenfalls auf dem Ansatz von Oberst aus dem Jahr 1957:

$$\eta_{neu} = \eta_D \cdot \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha\beta} \cdot \frac{3 + 6\beta + 4\beta^2 + 2\alpha\beta^3}{1 + \alpha\beta(3 + 6\beta + 4\beta^2)} \quad (3.5)$$

Weiterhin findet eine linearisierte Variante Anwendung:

$$\eta_{neu} = \eta_D \cdot 3\alpha\beta \quad (3.6)$$

Die vorgestellten Modelle haben einen gemeinsamen Ursprung und sind unabhängig von der Frequenz und dem Verlustfaktor der Struktur. Abbildung 3.2 zeigt das Verhältnis von neuer Dämpfung und Zusatzdämpfung $\frac{\eta_{neu}}{\eta_D}$ aufgetragen über dem Dickenverhältnis zwischen Zusatzschicht und Platte $\frac{s}{h}$. Das lineare Modell weicht bei verhältnismäßig starken Dämpfungsschichten bereits stark ab – eine Abweichung von 100% wird bereits bei einer Dämpfungsschicht mit halber Strukturstärke erreicht. Die Modelle von Ross-Ungar-Kerwin und Kollmann ähneln sich stark mit wachsendem Verhältnis $\frac{s}{h}$ und die Funktionen nähern sich dabei eins an, was realistisch erscheint und dem Fall entspricht, dass das Komposit ausschließlich aus

dem Dämpfungsbelag besteht.

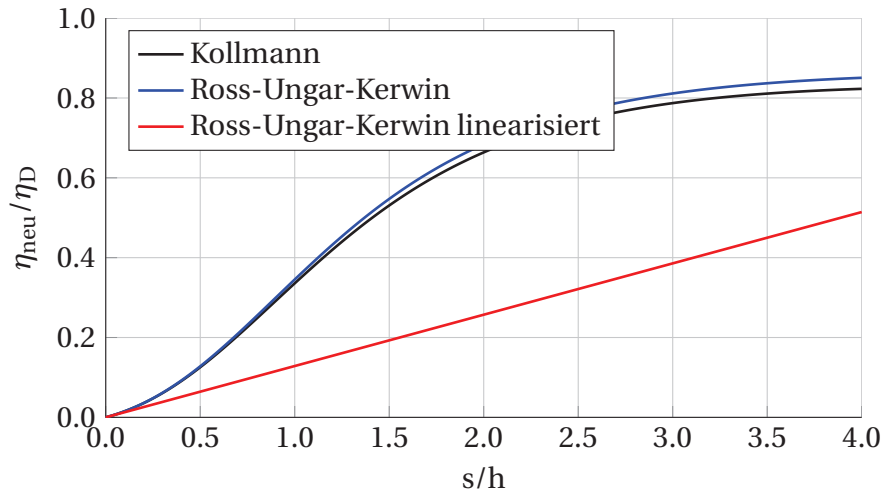


Abbildung 3.2: Vergleich von Modellen der Kompositdämpfung mit $\alpha = 0,043$ und $\eta_D = 0,3$

Neben einer ein- oder zweiseitigen Dämpfungsschicht ist eine eingezwängte Dämpfungsschicht denkbar. Viele Dämpfungsfolien werden mit einer Verstärkung geliefert, um die Dämpfungsschicht zu scheren und so den Effekt zu erhöhen. In [1] ist dieser Mechanismus ebenfalls mit einem Modell von Cremer und Heckel beschrieben. An dieser Stelle wird jedoch das oben beschriebene Modell mit Gleichung 3.5 weitergenutzt und abgeglichen, weiterhin wird auf eine frequenzabhängige Modellierung der Zusatzdämpfung verzichtet mit dem Verweis, dass hier eine Näherung zunächst ausreicht. Erst nachdem der ASL-Effekt ausführlich untersucht ist, stellt die Nutzung von genaueren Dämpfungsmodellen eine Option zur Verbesserung der Berechnung dar.

Das Modell wird nachfolgend für die Berechnung des Reflexionskoeffizienten R_0 und später innerhalb der FE-Modelle genutzt. In Kapitel 4 werden weiterhin Versuche mit verschiedenen ASL-Balken durchgeführt, um die Fehler des Modells abzuschätzen. Dafür werden insbesondere für die vorgestellte Dämpfungsfolie „3M damping foil 2552“ (CLD) die Versuchsergebnisse mit dem FE-Modell verglichen.

3.2 Berechnung des Reflexionskoeffizienten

Dieses Kapitel behandelt die analytische Beschreibung einer Biegewelle, welche durch eine einseitig infinite eindimensionale Struktur läuft und sich dem definierten Ende der Struktur nähert. Am Ende findet eine 100-prozentige Reflexion der Welle statt. Kern der Untersuchung stellt die Variation eines ASL als Auslauf der Struktur dar, um die Einflüsse der einzelnen formgebenden Parameter zu erhalten. Analoge Betrachtungen werden in [13], [19], [7] und vor allem [5] durchgeführt.

Die Biegewellenzahl $k(x)$ ist die Anzahl an Wellenlängen pro Längeneinheit und eignet sich als Ausgangspunkt für die Beschreibung. Sie ist definiert nach [3]:

$$k(x) = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{\omega}{c_\varphi} \quad (3.7)$$

3 Analytische Vorbetrachtungen

Dabei ist λ die Wellenlänge und $\omega = 2\pi f$ die Kreisfrequenz. c_φ ist die bereits behandelte Biegewellengeschwindigkeit nach Gleichung 2.2. Davon ausgehend bildet das Wegintegral über $\frac{1}{c_\varphi}$ die Gesamtzeit für den Durchlauf einer Welle in einem bestimmten Strukturbereich, in diesem Fall die Länge des ASL l_{ASL} [20]:

$$T = \int_{(l_{ASL})} \frac{dx}{c_\varphi} \quad (3.8)$$

Mit c_φ wird die veränderliche Höhe $h(x)$ im ASL berücksichtigt. In zahlreichen Veröffentlichungen wie [5] wird das Integral über diesen bestimmten Weg mit ω ergänzt, um die summierte Phase

$$\phi = \int_{(l_{ASL})} \frac{\omega}{c_\varphi} dx = \int_{(l_{ASL})} k(x) dx \quad (3.9)$$

mittels der Kreiswellenzahl $k(x)$ und daraus nachfolgend den dissipierten Energieanteil zu berechnen. Bei jedem Schwingspiel wird ein Teil der kinetischen Energie in thermische Energie umgewandelt, was quantitativ mit Hilfe des Verlustfaktors η im Reflexionskoeffizienten ausgedrückt wird [5]:

$$R_0 = \exp\left(-2 \cdot \frac{\eta}{4} \cdot \phi\right) \quad (3.10)$$

$$R_0 = \exp\left(-2 \int_{(l_{ASL})} \frac{\eta}{4} \cdot k(x) dx\right) \quad (3.11)$$

Das Integral wird über den Imaginärteil der Kreiswellenzahl nach Gleichung 3.2 gebildet. Mironov hat in [6] als erster dieses Integral mit einer quadratischen Ansatzfunktion für $h(x)$ in Gleichung 2.2 betrachtet und festgestellt, dass die Lösung für $b = 0$ gegen null geht [5]. Das heißt, die betrachtete Welle wird nicht reflektiert. Könnte ein solches Profil mit perfektem Auslauf gefertigt werden, würde die Welle eine Wellenlänge vom Strukturende entfernt stehen bleiben und die komplette Energie mit einer beliebig geringen Dämpfung absorbiert werden [7]. In der Realität ist das nicht möglich, da fertigungstechnisch immer eine gewisse Endstärke der Struktur vorhanden ist. Als Kompromiss wird der teilweise wirkende Effekt mit Zusatzdämpfungen unterstützt, welche den Verlustfaktor im ASL erhöhen.

Für den Verlustfaktor η wird hier für CLD der Ansatz nach Gleichung 3.5 genutzt. Es wird außerdem eine Grunddämpfung des Materials (hier Aluminium) beachtet, um auch den Einfluss eines ASL mit geringer Materialdämpfung und ohne Zusatzdämpfung zu untersuchen. Ohne eine grundsätzliche Materialdämpfung wäre der Reflexionskoeffizient immer eins und die Amplituden unendlich groß. Das Integral wird mit Hilfe von MATLAB näherungsweise numerisch gelöst und ergibt sich mit den aus Abschnitt 3.1 bekannten Parametern:

$$R_0 = \exp\left(-2 \int_{x_1}^{x_2} k(x) \cdot \left(\frac{\eta_S}{4} + \frac{\eta_D}{4} \cdot \frac{\alpha\beta}{1+\alpha\beta} \cdot \frac{3+6\beta+4\beta^2+2\alpha\beta^3}{1+\alpha\beta(3+6\beta+4\beta^2)}\right) dx\right) \quad (3.12)$$

3 Analytische Vorbetrachtungen

Möglichst hohe Durchlaufzeiten T , respektive hohe Phasen ϕ in einem ASL verbunden mit möglichst hohen lokalen Verlustfaktoren η stellen den ASL-Effekt dar und führen zu niedrigen Reflexionskoeffizienten. Das heißt, von der Energie einer ebenen Biegewelle, welche sich auf dem Weg x_1 bis x_2 bewegt, bleibt ein Teil R_0 als Körperschallenergie vorhanden und ein Teil $(1 - R_0)$ wird in Wärme umgewandelt. Das Potenzial der Methode liegt nun in der Formoptimierung des ASL bei gleichzeitiger Erhöhung des Verlustfaktors. Gleichung 3.12 zeigt, dass die absorbierte Energie mit dem Strukturdämpfungsfaktor η steigt.

Im Folgenden werden die möglichen Ansatzfunktionen betrachtet. Abbildung 3.3 zeigt zwei mögliche Ausläufe einer Struktur mit einer polynomialen Ansatzfunktion:

$$h(x) = ax^m + b \quad (3.13)$$

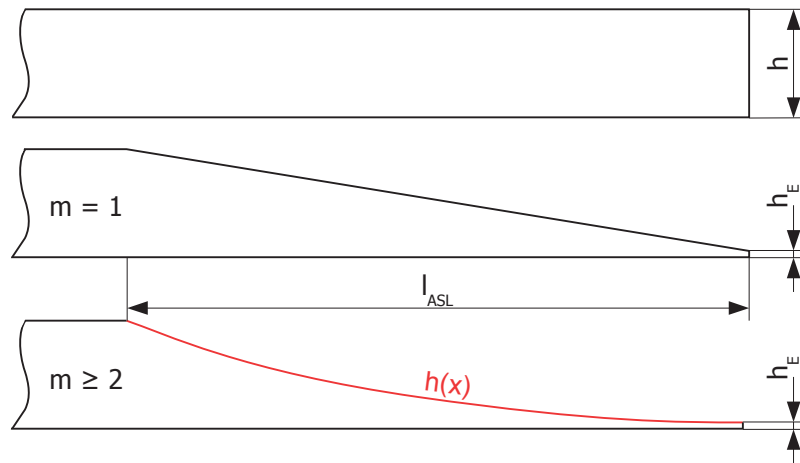


Abbildung 3.3: Eindimensionale Ausläufe einer Struktur; von oben: Gerade Struktur, Auslauf mit Schräge, Auslauf mit Polynom als Formfunktion

Die Parameter a und b werden passend zur Abbildung aus den fertigungstechnisch sinnvolleren Parametern h_E für die Materialstärke am Ende des ASL und l_{ASL} für die Länge des ASL bestimmt:

$$b = h_E \quad (3.14)$$

$$a = \frac{h - h_E}{l_{ASL}^m} \quad (3.15)$$

Nachfolgend wird eine auslaufende Struktur parametrisch nach Gleichung 3.12 betrachtet und der Reflexionskoeffizient als quantitatives Maß für die Wirksamkeit eines ASL-Systems bewertet. Dafür werden die relevanten Systemparameter nach Tabelle 3.1 festgelegt und einzeln variiert, um die jeweiligen Einflüsse abzuschätzen. Die Werte von Aluminium sind einschlägigen Werken und die Werte der Dämpfungsschicht dem Datenblatt von „3M Damping Foil 2552“ [4] entnommen und teilweise vorgezogen mittels der Versuche in Kapitel 4 abgeschätzt. An dieser Stelle sei betont, dass die Betrachtung des Reflexionskoeffizienten als grobe Richtlinie eingeschätzt wird und somit lediglich als Vorbetrachtung dient. Eine eingespannte und

3 Analytische Vorbetrachtungen

somit realistischere Struktur liefert in folgenden FE- und Versuchs-betrachtungen abweichende Resultate.

Tabelle 3.1: Parameter der numerischen Berechnung des Reflexionskoeffizienten

| Parameter | Standardwert | Variation |
|---------------------------------|-------------------------|---------------|
| ASL-Länge l_{ASL} | 100 mm | 0 – 500 mm |
| Endstärke h_E | 0,05 mm | 0 – 0,5 mm |
| Polynomordnung m | 2 | 1, 2, 4, 6 |
| Dämpfungslagen n_{Film} | 1 | 0, 1, 2, 3, 4 |
| Frequenz f | 3000 Hz | 0 – 5000 Hz |
| E-Modul Struktur E_S | 70000 N/mm ² | fest |
| Strukturanfangshöhe h | 5 mm | fest |
| Struktur-Verlustfaktor η_S | 0,01 | fest |
| Struktur-Possionzahl ν | 0,34 | fest |
| Struktur-dichte ρ | 2670 kg/m ³ | fest |
| E-Modul Dämpfer E_D | 70000 N/mm ² | fest |
| Dämpferhöhe s | 0,38 mm | fest |
| Dämpfer-Verlustfaktor η_D | 0,2 | fest |

Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 zeigen den berechneten Reflexionskoeffizienten aufgetragen über der variablen ASL-Länge. Sämtliche Verläufe nähern sich für $l_{ASL} \rightarrow 0$ eins und für $l_{ABH} \rightarrow \infty$ null, was realistisch erscheint und in Gleichung 3.12 zu erkennen ist. Der Reflexionskoeffizient sinkt mit steigender ASL-Länge, ein möglichst langes ASL trägt also zur Absorption der Körperschallenergie bei. Mit Polynomordnungen über eins für die Form des ASL sinkt der Koeffizient deutlich schneller ab, der größte Fortschritt ist jedoch mit dem grundsätzlichen Anwenden einer Formfunktion mit $m \geq 2$ zu erwarten. Für eine möglichst kompakte Bauweise (mit kurzen ASL) sind hohe Polynomordnungen anzustreben. Bei den Dämpfungsschichten verhält es sich für das gewählte Dämpfungsmodell noch deutlicher. Die Applikation einer Zusatzdämpfung erhöht den Effekt enorm, wobei weitere Dämpfungsschichten nur geringfügig zur Absorption beitragen. Mit der Materialdämpfung von Aluminium allein (lila) kann der Reflexionskoeffizient nur geringfügig gesenkt werden, ein ASL allein ist somit nicht sinnvoll. Es ist außerdem zu beachten, dass durch mehr Dämpfungslagen neben einer erhöhten Dämpfung auch eine erhöhte Gesamtdicke erreicht wird, wodurch die Impedanzanpassung im ASL gestört würde. Dieser gegensätzliche Effekt wird von dem genutzten Modell nach Gleichung 3.5 nicht beachtet, sondern in [5] ein eher geringer negativer Einfluss dieses Effektes prognostiziert. Ein Modell mit sehr vielen Schichten Dämpfungsfolie besteht im Grunde nur aus Dämpfungsfolie, was jedem Anwendungsfall fern ist und deswegen nicht weiter betrachtet wird. Nach den Ergebnissen von Abbildung 3.5 sind unter der Forderung einer gewissen Effizienz höchstens zwei Schichten sinnvoll.

3 Analytische Vorbetrachtungen

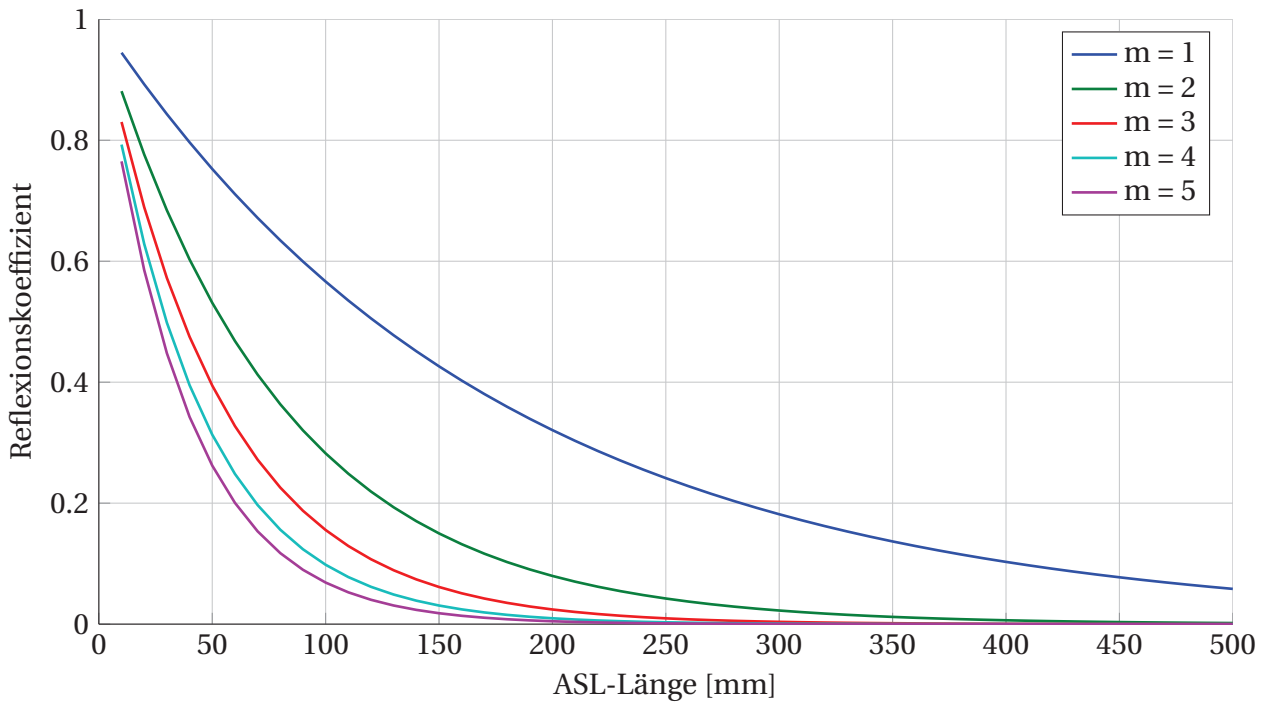


Abbildung 3.4: Variation der ASL-Länge l_{ASL} mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $f = 3000\text{Hz}$ und $h_E = 0,05\text{mm}$

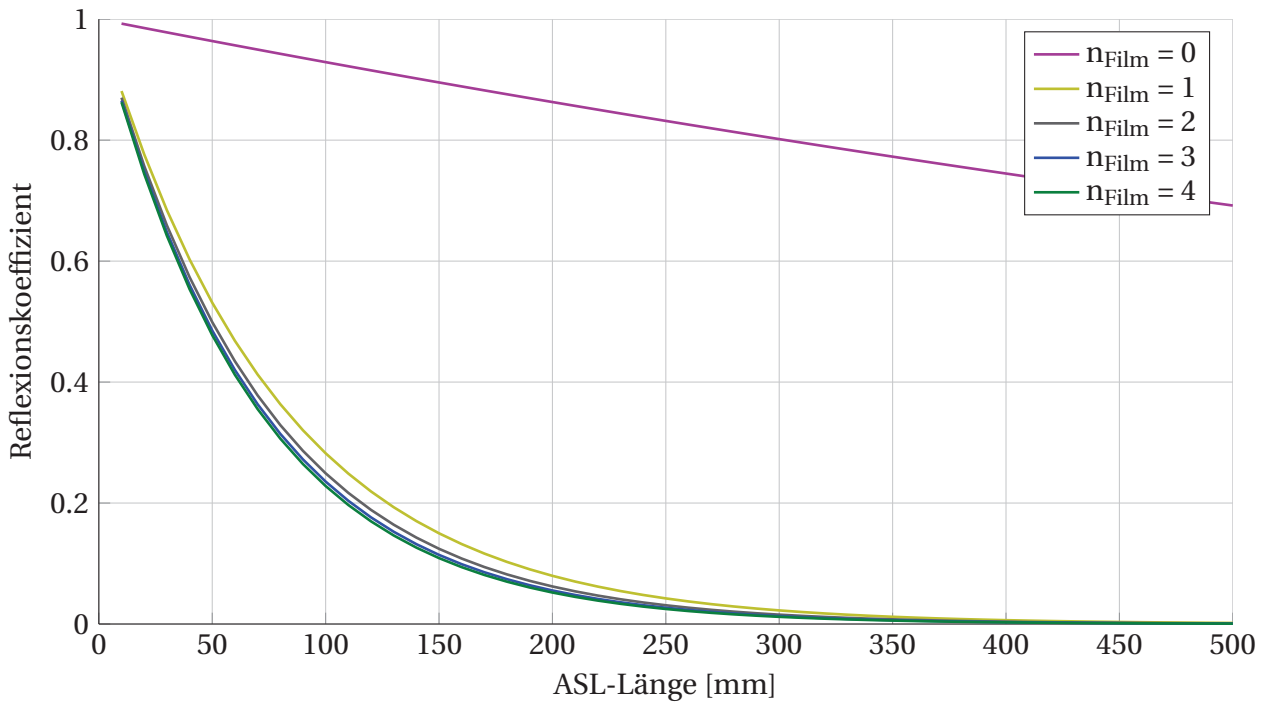


Abbildung 3.5: Variation der ASL-Länge l_{ASL} mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $f = 3000\text{Hz}$ und $h_E = 0,05\text{mm}$

3 Analytische Vorbetrachtungen

Abbildung 3.6 und Abbildung 3.7 betrachten die Variation der Endstärke des Auslaufs h_E der Struktur. In Abbildung 3.6 ist erkennbar, dass R_0 für große Endstärken schnell gegen eins geht. Im Gegensatz dazu ergibt das Integral bei einem sehr kleinen h_E null für Polynomordnungen $m \geq 2$, was bereits Mironov in [6] beobachtet. Bei einem linearen Auslauf hingegen wird dieser Wert nie erreicht, weswegen in keiner vorliegenden Veröffentlichung ein linearer Auslauf im Versuch untersucht wird. Wegen der Attraktivität einer potenziell kostengünstigeren Fertigung eines linearen Auslaufs und der ohnehin vorhandenen Begrenzung von h_E wird in dieser Arbeit in Kapitel 4 unter anderem auch ein Balken mit linearem Auslauf untersucht. Denn solange Werte gegen null nicht gefertigt werden können, bleibt die Beobachtung eines Reflexionskoeffizienten von null reine Theorie. In Abbildung 3.7 ist analog zur Variation der ASL-Länge ein relativ großer Schritt bei der Einführung der ersten Dämpfungsschichten zu erkennen. Weitere Dämpfungslagen bringen jedoch bei größeren Endstärken wie $h_E = 0,4$ mm messbare Senkungen um circa 0,7 in R_0 von der ersten zur zweiten Schicht. Das heißt bei größer angefertigten Strukturen mit Endstärken von 0,3 – 0,5 ist das Aufbringen weiterer Schichten eine effektive Möglichkeit, den Reflexionskoeffizienten zu senken. Trotzdem sei hier nochmal der nicht betrachtete Effekt der Senkung des ASL-Effektes durch eine Schichterhöhung an sich erwähnt, welcher je nach Dämpfungsmaterial variieren wird.

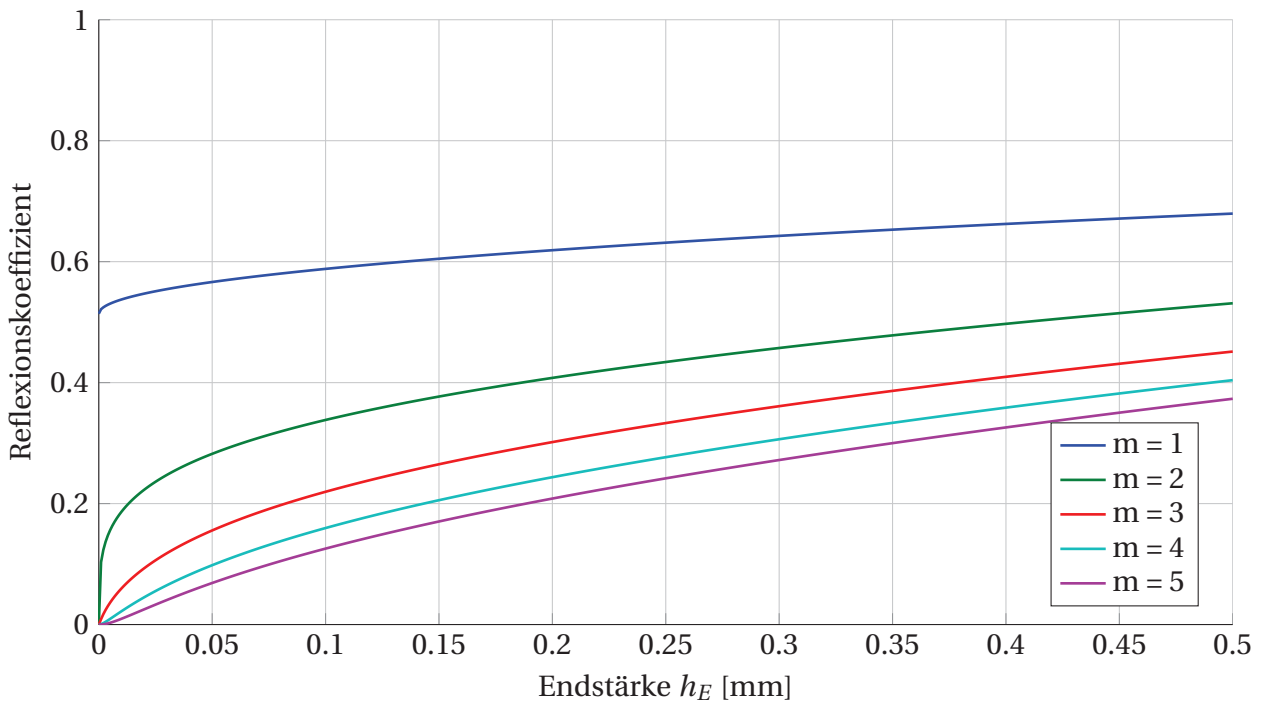


Abbildung 3.6: Variation der Endstärke h_E mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $f = 3000$ Hz und $l_{ASL} = 100$ mm

3 Analytische Vorbetrachtungen

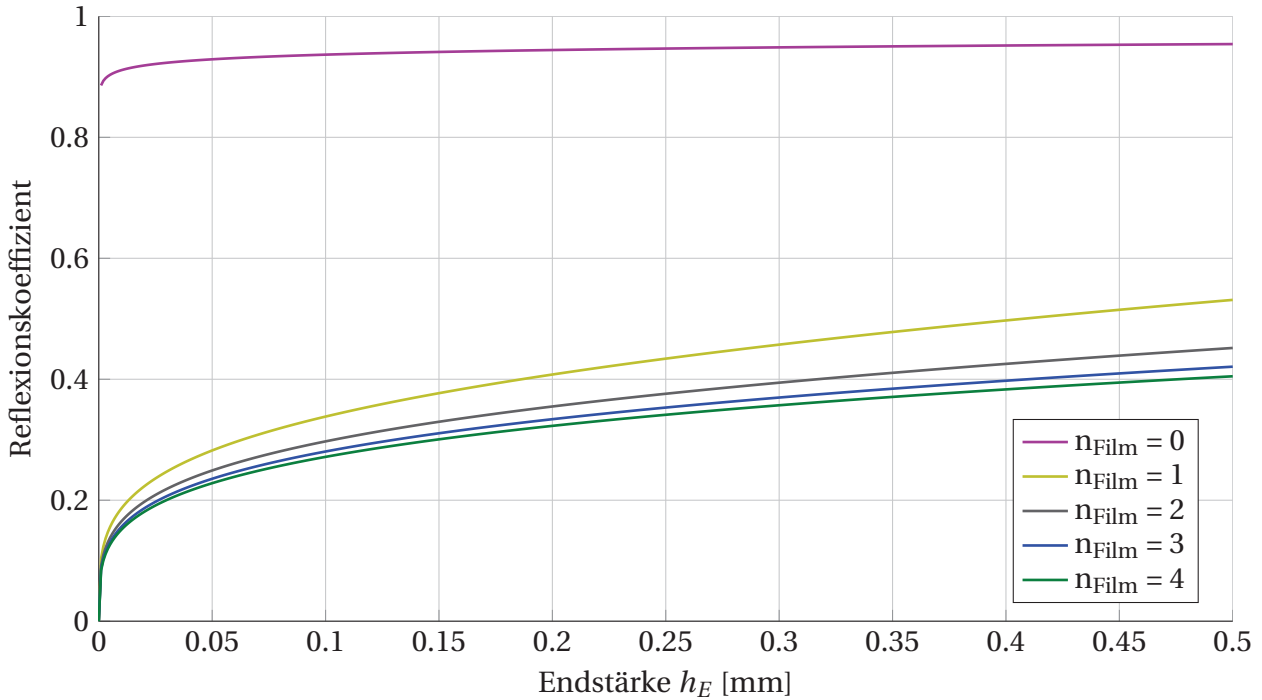


Abbildung 3.7: Variation der Endstärke h_E mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $f = 3000 \text{ Hz}$ und $l_{\text{ASL}} = 100 \text{ mm}$

In Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 wird der Reflexionskoeffizient über der variierten Frequenz bei fester ASL-Länge und Endstärke aufgezeigt. Mit steigender Frequenz sinkt der Koeffizient und nähert sich asymptotisch null an. Bei $500 - 5000 \text{ Hz}$, einer Polynomordnung von zwei und einer Dämpfungsschicht liegt die Reflexionskoeffizient zwischen 0,2 und 0,6, was eine effektive Schwingungsberuhigung voraussagt. Eine Steigerung der Polynomordnung bringt eine relativ konstante Absenkung von R_0 über den betrachteten Frequenzbereich. Eine Steigerung von $m = 2$ auf $m = 3$ senkt den Koeffizienten um circa 0,1 und stellt somit eine nicht zu verachtende Option dar. Abbildung 3.9 zeigt, dass mehrere Filmlagen über den gesamten Frequenzbereich wenig zur Senkung des Reflexionskoeffizienten beitragen. Insgesamt sollte die Erhöhung der Polynomordnung stets der Erhöhung der Lagenanzahl vorgezogen werden.

Abbildung 3.10 zeigt abschließend den wichtigen Zusammenhang zwischen der ASL-Länge und der Frequenz auf. In den roten Bereichen ist eine niedrige Dämpfungswirkung des Systems zu erwarten, wobei in blauen Bereichen eine sehr gute Wirkung des Effekts prognostiziert wird. Im Farbplot sind hyperbolisch verlaufende gleichfarbige Linien zu erkennen, welche einen konstanten Reflexionskoeffizienten aufweisen. Mit wachsendem l_{ASL} werden immer niedrigere Frequenzen gut bedämpft und mit kleinerer ASL-Länge steigt eine denkbare Grenzfrequenz weiter an. Derartige Diagramme können bei bekanntem Frequenzbereich zur Vorauslegung eines ASL genutzt werden.

3 Analytische Vorbetrachtungen

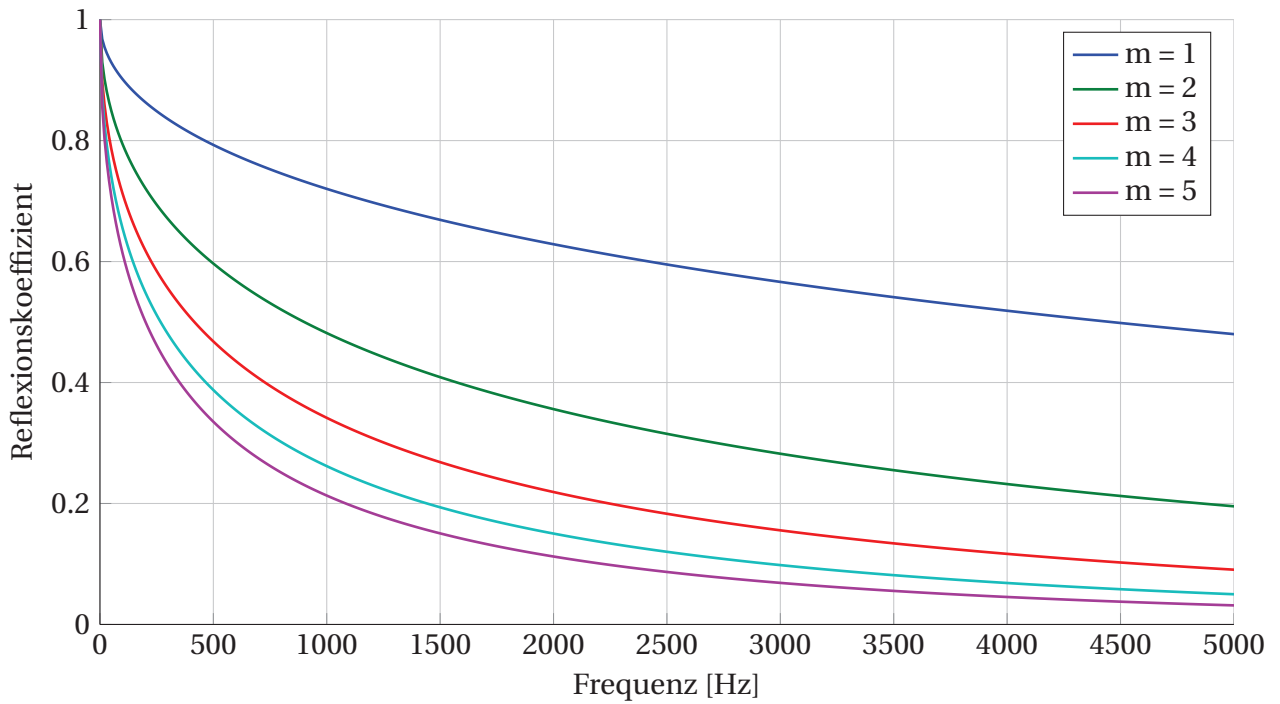


Abbildung 3.8: Variation der Frequenz f mit verschiedenen Polynomordnungen m bei $l_{ASL} = 100\text{ mm}$ und $h_E = 0,05\text{ mm}$

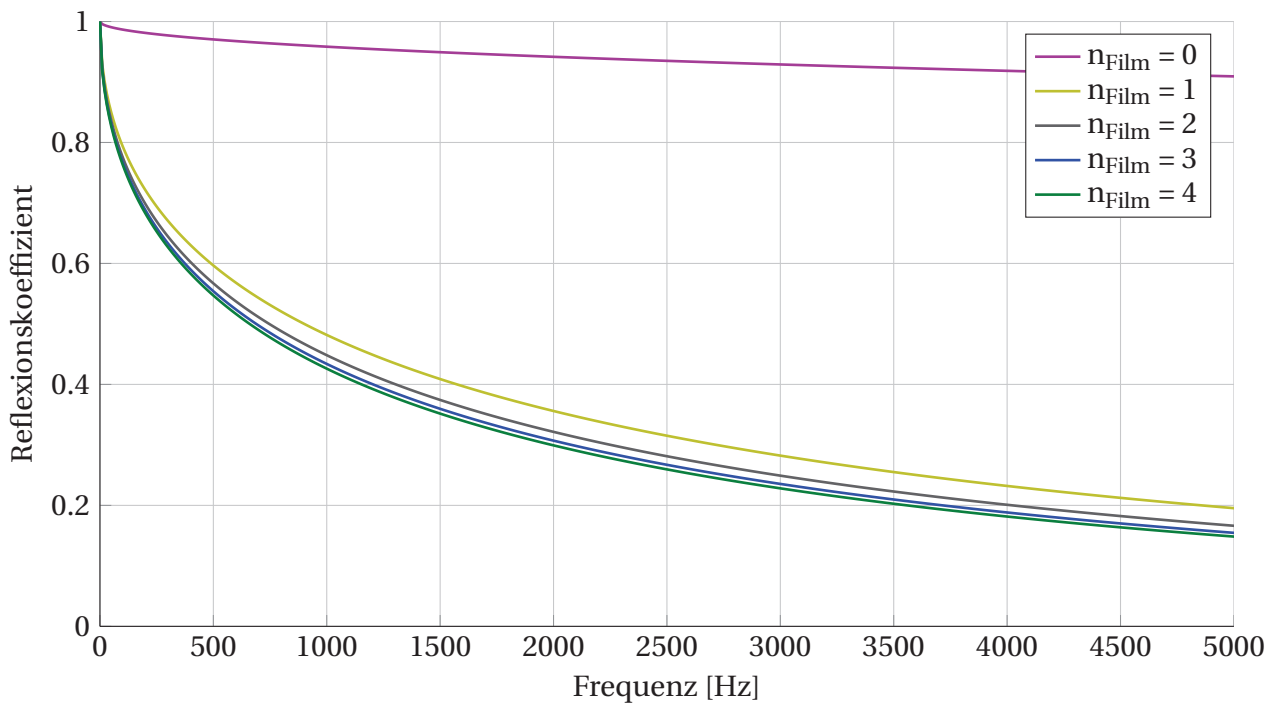


Abbildung 3.9: Variation der Frequenz f mit verschiedenen Anzahlen an Dämpfungslagen n_{Film} bei $l_{ASL} = 100\text{ mm}$ und $h_E = 0,05\text{ mm}$

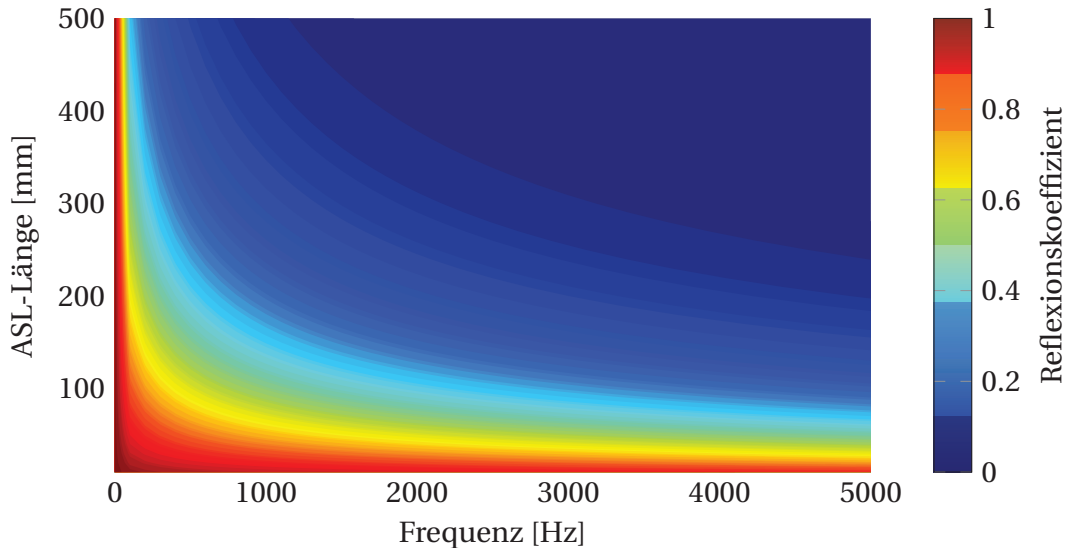


Abbildung 3.10: Variation der Frequenz und der ASL-Länge mit $m = 2$, $h_E = 0,05$ mm und $n_{Film} = 1$

Abschließend ist festzuhalten, dass die Auslegung eines ASL ein Optimierungsproblem darstellt. Die passive ASL-Methode ist der Theorie entsprechend bei sehr niedrigen Frequenzen kaum wirksam. Eine effektive Schwingungsberuhigung in relativ niedrigen Frequenzbereichen erfordert zunächst lange ASL, hohe Polynomordnungen und geringe Endstärken. Viele Filmfolgen haben für das gewählte Dämpfungsmodell in sämtlichen Graphen einen deutlich geringeren Einfluss ergeben. Begrenzende Parameter sind zum einen die Kosten und Probleme der Fertigung aufgrund zu kleiner Endstärken auf lange Teile der Struktur (dazu mehr in Kapitel 4) sowie zum anderen der Bauraum und die natürlichen Dimensionen der Struktur. Es ist undenkbar, an eine Struktur mit der Kantenlänge x ein ASL mit x übertreffenden Dimensionen zu konstruieren. Vielmehr muss ein solches Dämpfersystem möglichst platzsparend untergebracht werden können.

3.3 Akustische Kenngrößen

Das allgemeingültige Ziel, eine Struktur zu beruhigen, muss quantifiziert werden, um im Rahmen einer Optimierung eine besonders sinnvolle Konfiguration eines Problems zu finden. In der Akustik existieren abhängig vom speziellen Ziel verschiedene Feld- und Energiegrößen. In Tabelle 3.2 sind Kriterien der Schwingungsberuhigung festgelegt, welche für die Parameterstudien am ASL-System zur Bewertung herangezogen werden.

Das Ausschwingverhalten eines Körpers kann nach Impulsanregung oder statischer Anfangsauslenkung im Zeitbereich mit Hilfe der Abklingzeit quantifiziert werden. Das Ziel, einen bestimmten Punkt m zu beruhigen, wird mittels der Admittanz beschrieben, welche ein Maß für die frequenzabhängige Schwingbereitschaft ist. Bei der Annahme einer Einzelnormalkraftanregung F_n am Punkt n ist die Admittanz definiert als der Quotient zwischen der betrachteten komplexen Schnelleamplitude \underline{v}_m am Punkt m und der Einzelkraft [1]:¹

¹Komplexe Variablen wie \underline{v} sind in dieser Arbeit mit einem Unterstrich gekennzeichnet, i ist die komplexe Einheit

3 Analytische Vorbetrachtungen

Tabelle 3.2: Bewertungskriterien der Schwingungsberuhigung

| Kriterium | Akustische Größe |
|--|--|
| Ausschwingverhalten | Abklingzeit T_{ab} |
| Strukturelle Beruhigung Punkt | Eingangsadmittanz $\underline{h}(f, \mathbf{x}_n)$ |
| Strukturelle Beruhigung Teil- und Gesamtstruktur | Mittlere quadratische Übertragungsadmittanz $h_{qm}(f)$ |
| Akustische Beruhigung | Abgestrahlte Luftschallleistung $P(f)$, Schalldämmmaß R |

$$\underline{h}_{mn}(f) = \frac{v_m(f)}{F_n} \quad (3.16)$$

Fällt der Krafteinleitungsort mit der betrachteten Schnelle zusammen ($m = n$), ergibt sich die Eingangsadmittanz $\underline{h}(f, \mathbf{x}_n)$ am Krafteinleitungsort n der Struktur. Der Kehrwert bildet die Eingangsimpedanz und beschreibt den frequenzabhängigen Widerstand einer Struktur am Krafteingriffsort [1]:

$$\underline{z}_{mn}(f) = \frac{1}{\underline{h}_{mn}} = \frac{F_n}{v_m(f)} \quad (3.17)$$

In dieser Arbeit wird meist mit einer Einzelkraft angeregt, jedoch werden mehrere Schnellen gemessen. Weiterhin werden meist Amplituden (gekennzeichnet mit einem Hut) betrachtet, wodurch die Admittanz und Impedanz allgemein zu frequenzabhängigen reellen Vektoren werden:²

$$\hat{\mathbf{h}}(f) = \hat{\mathbf{z}}(f)^{-1} = \frac{\hat{\mathbf{v}}(f)}{F_n} \quad (3.18)$$

Nach Definition der örtlich unabhängigen mittleren quadratischen Schnelle (direkt reell über die Schnelleamplituden) [1]

$$v_{qm}(f) = \frac{1}{A} \int_A \hat{v}(f)^2 dA \quad (3.19)$$

wird aus Gleichung 3.16 die mittlere quadratische Übertragungsadmittanz als Maß für die Beruhigung einer Teil- oder der Gesamtstruktur abgeleitet [1]:

$$h_{qm}(f) = \frac{v_{qm}(f)}{F^2} = \frac{\frac{1}{A} \int_A \hat{v}^2 dA}{F^2} \quad (3.20)$$

Für die Beurteilung der Strukturgrößen kommt neben den Frequenzgängen der Amplitude der Eingangsadmittanz $|\underline{h}(\mathbf{x}_0)|$ als Feldgröße und der mittleren quadratischen Admittanz $h_{qm}(f)$ als Energiegröße noch

²Vektoren sind fett gedruckt

3 Analytische Vorbetrachtungen

das FRAC-Kriterium zum Einsatz. Das FRAC-Kriterium nach Gleichung 3.21 bietet die Möglichkeit, die Güte eines Modells hinsichtlich der Frequenzgänge einzelner Freiheitsgrades j zu quantifizieren. Hier wird das FRAC-Kriterium angewendet, um die Freiheitsgrad der Platte im Modell mit einem Versuch abzugleichen. Nach [21] gilt:

$$FRAC(j) = \frac{({}_V H_j(f))^T \cdot {}_{FE} H_j(f)}{({}_V H_j(f))^T \cdot {}_V H_j(f) ({}_{FE} H_j(f))^T \cdot {}_{FE} H_j(f)} \quad (3.21)$$

Dabei sind ${}_V H_j(f)$ und ${}_{FE} H_j(f)$ die ermittelten, zu vergleichenden Frequenzgänge des jeweiligen Freiheitsgrades j aus dem Versuch und des FE-Modells. In den Versuchen wird für einen vereinfachten Vergleich jeder Eckknoten des FE-Netzes als Messpunkt genutzt. Die Bildung des Skalarproduktes und anschließende Normierung ergeben bei einem idealen Modell ein FRAC von eins und bei einem komplett abweichenden Modell null. Nach [21] gilt jedoch, dass mit minimalen Abweichungen in der Dämpfung und den Eigenfrequenzlagen bereits ein deutlich gesenktes FRAC erreicht wird, sodass ein Wert von eins zwar erstrebenswert, im Rahmen dieser Untersuchungen aber nicht gefordert wird.

Die untersuchten Plattenstrukturen in Kapitel 5 werden außerdem hinsichtlich der Fluidschwingungen untersucht. Wird jeder Plattenpunkt nach [1] als ein einzelner Kugelstrahler angenommen, so kann mit Hilfe des Rayleigh-Integrals jeder Punkt der Platte als ein solcher Kugelstrahler idealisiert und ein beliebiger Druckpunkt im Halbraum oberhalb der Platte berechnet werden. Die Plattendimension bestimmt dabei die Genauigkeit in niedrigen Frequenzbereichen. Je größer die Wellenlängen werden, desto ungenauer wird das Rayleighintegral, da Kopplungseffekte mit der Rückseite der Platte nicht beachtet werden. Stattdessen wird die Platte in einer schallharten Wand modelliert. Bei Versuchen und FE-Berechnungen werden die entscheidenden Schnellen auf der Plattenoberfläche stets diskret ausgegeben, wodurch kein kontinuierliches Integral mehr Anwendung findet. Stattdessen ergibt sich abgeleitet aus [3] die in dieser Arbeit genutzte Rayleigh-Summe:

$$\underline{p}_D = \frac{i\Omega\rho}{2\pi} \sum_{u=1}^n \frac{\underline{v}_u r_{uD} \exp(-ikr_{uD})}{r} dA \quad (3.22)$$

Der gesuchte Druck \underline{p}_D wird durch die Summe des Druckanteils aller schwingenden diskreten Punkte auf der Rechteckplatte gebildet, wobei n die Gesamtanzahl der genutzten Punkte ist. dA stellt das Flächenelement dar, welches zu dem jeweiligen schwingenden Punkt gehört, $k = \frac{\Omega}{c}$ beschreibt die Kreiswellenzahl und r_{uD} ist der Abstand vom Plattenpunkt $(x_u, y_u, 0)$ zum Druckpunkt (x_D, y_D, z_D) nach

$$r_{uD} = \sqrt{(x_D - x_u)^2 + (y_D - y_u)^2 + z_D^2} \quad (3.23)$$

Die Druckberechnung direkt auf einem schwingenden Plattenpunkt führt nach Gleichung 3.22 zu einer Singularität, da der Abstand null wird. Deswegen wird der Druck an einem verhältnismäßig kleinen Abstand über der Platte berechnet (hier $z_D = 0,001\text{ mm}$). Wenn die gesuchten Drücke \underline{p}_D im Vektor $\underline{\mathbf{p}}$ und die Schnellen \underline{v}_u im Vektor $\underline{\mathbf{v}}$ zusammengefasst werden, ergibt sich als lineare Abbildung die frequenzab-

3 Analytische Vorbetrachtungen

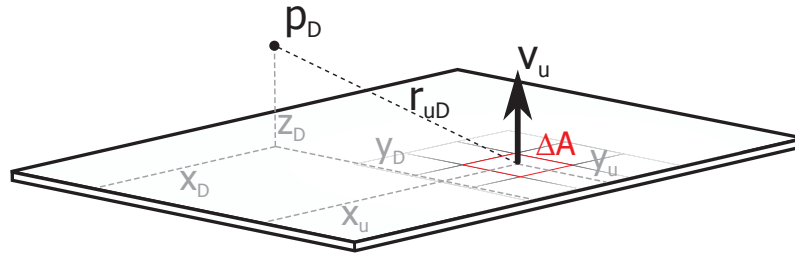


Abbildung 3.11: Skizze mit wichtigen Größen für die Berechnung der Rayleigh-Summe

hängige Admittanzmatrix \mathbf{R} .³ Diese führt in numerischen Programmen wie MATLAB am effizientesten zum benötigten frequenzabhängigen Druckvektor, bei gleicher Plattenpunkte- und Druckpunkteanzahl ist diese Matrix quadratisch.

$$\underline{\mathbf{p}} = \mathbf{R}\underline{\mathbf{v}} \quad (3.24)$$

Diskret auf der Platte verteilt liegen die frequenzabhängigen Drücke $\underline{\mathbf{p}}$ und Schnellen $\underline{\mathbf{v}}$ mit jeweils $D = u$ vor, woraus die abgestrahlte Schalleistung der Plattenstruktur nach [3] berechnet wird:

$$P(f) = \sum_{u=1}^n \operatorname{Re} \left\{ \underline{p}_u \cdot \underline{v}_u^* \right\} dA \quad (3.25)$$

Dabei steht Re für den Realteil, \underline{v}_n^* ist die Komplexkonjugierte der Schnelle und n die Gesamtzahl von gewählten Punkten auf der Platte. Die Frequenzabhängigkeit der Vektoren wird zugunsten der Übersichtlichkeit nicht markiert. Die nach Gleichung 3.25 ermittelte Schalleistung wird in dieser Arbeit für die Beurteilung der akustischen Beruhigung einer optimierten Plattenstruktur bei Einzelkraftanregung genutzt.

Häufig werden dünnwandige Plattenstrukturen von Schallfeldern erregt und strahlen einen Teil der aufgenommenen Schallenergie auf der anderen Plattenseite wieder ab. Zahlreiche Anwendungen wie Häute von Flugzeugen, Karossen von Automobilen oder auch Verkleidungen von Haushaltsgeräten geben Anlass zur quantitativen Beurteilung des Transmissionsverhaltens solcher Strukturen. Nach [22] ist der Transmissionsgrad als Verhältnis der abgegebenen Schalleistung (Ausgangsleistung P_a) zur auftreffenden Schalleistung (Eingangsleistung P_e) definiert:

$$\tau(f) = \frac{P_a(f)}{P_e(f)} \quad (3.26)$$

Daraus abgeleitet ergibt sich nach [22] das Schalldämmmaß als Pegel:

$$R(f) = 10 \cdot \lg(\tau^{-1}) \quad (3.27)$$

Für die maximale Eingangsleistung wird ein Hallraum angenommen, es liegt ein diffuses Schallfeld vor. Nach [22] wird die Leistung in diesem Raum über den effektiven örtlich gemittelten Schalldruck \bar{p} berech-

³Je nach Betrachtungsweise auch als Impedanzmatrix bezeichnet

3 Analytische Vorbetrachtungen

net:

$$P_e(f) = \frac{\tilde{p}^2 A}{4\rho c} \quad (3.28)$$

Dabei ist A die Fläche des Hallraumes, die Ausgangsleistung wird nach Rayleigh berechnet (Freifeld). Das Schalldämmmaß wird in dieser Arbeit für die Beurteilung der Schallminderung einer optimierten Plattenstruktur bei zufälligen Druckfeldanregungen genutzt.

4 Balkenstrukturen

Die Berechnung des Reflexionskoeffizienten hat bereits vielversprechende Ergebnisse erbracht, nachfolgend wird der ASL-Effekt anhand einfacher Versuche an Balkenstrukturen untersucht und mit den analytischen Berechnungen verglichen. FE-Berechnungen in ANSYS dienen darauffolgend zum qualitativen Nachweis, dass der Effekt auch in einem FE-Modell abgebildet werden kann. Dieses wird für weitere parametrische Untersuchungen genutzt.

4.1 Definition der Testbalken

Es wird ein Aluminiumbalken der Länge 500 mm mit einem ASL von 100 mm gewählt. Neben einem Referenzbalken mit einer durchgehenden Stärke von 5 mm finden Balken mit quadratisch und linear geformtem Auslauf Anwendung. Abbildung 4.1 zeigt die drei Balkenenden mit den folgend verwendeten Bezeichnungen „Referenzbalken“, „ASL-Balken linear“ und „ASL-Balken quadratisch“. Tabelle 4.1 zeigt zudem die Massen der Versuchsbalken. Mit dem quadratischen Profil ist eine Gewichtsersparnis von 13,2% verbunden. Insbesondere als Orientierung vor allem für die Plattenstruktur ist eine solche Gewichtsreduktion signifikant, wenn bedacht wird, dass dadurch die Struktur leiser wird.

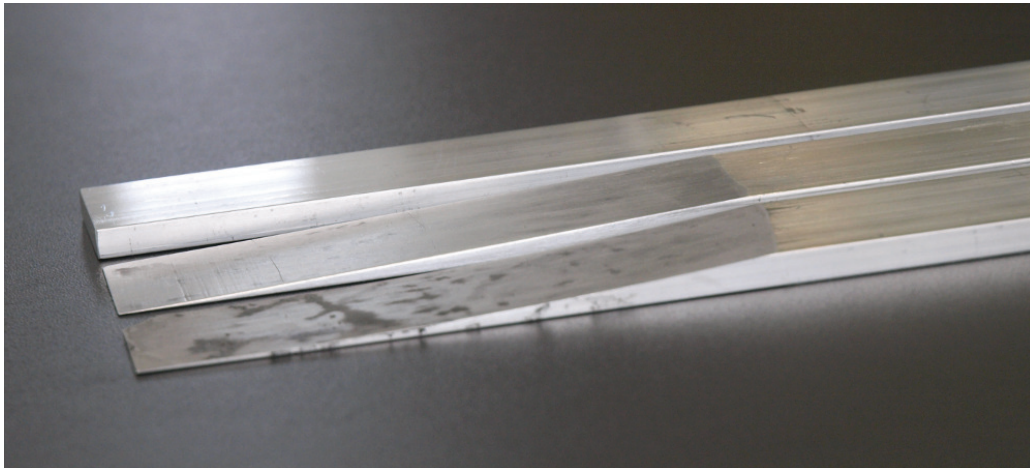


Abbildung 4.1: Die drei untersuchten Balken; Von vorne nach hinten: „ASL-Balken quadratisch“ (Formfunktion mit $m = 2$), „ASL-Balken linear“ (Formfunktion mit $m = 1$), „Referenzbalken“ (Balken ohne ASL)

Die Fertigung erfolgt mittels Drahterodieren. Durch die hohen Temperaturen in der Nähe des Drahtes ergeben sich Probleme mit dem Ende des quadratischen Auslaufs. Dieser dünne Teil der Struktur verbiegt sich so unterhalb einer gewissen Minimalstärke, dass der Draht das Balkenende abtrennt. Ein weiterer Grund ist neben der Temperatur die Tatsache, dass kaltgezogene Aluminiumprofile verwendet werden, wodurch

4 Balkenstrukturen

Tabelle 4.1: Massen der genutzten Versuchsbalken

| Versuchsbalken | Masse (schwingender Bereich) | Massereduktion relativ zum Referenzbalken |
|------------------------|------------------------------|---|
| Referenzbalken | 0,202 kg | 0 % |
| ASL-Balken linear | 0,182 kg | 10 % |
| ASL-Balken quadratisch | 0,175 kg | 13,2 % |

Eigenspannungen im Werkstoff für eine Neigung der Struktur in Richtung des Drathes sorgen. Es ergibt sich abhängig von den genutzten Maschinen eine minimale Endstärke des Balkens, hier kann für den ASL-Balken quadratisch ein Auslauf mit einer Stärke an der Spitze von $b = 0,31$ mm fertigungstechnisch erreicht werden.

Abbildung 4.2 zeigt den Reflexionskoeffizienten für die gefertigte Balkenversion mit quadratischem Profil, berechnet nach Gleichung 3.12 und aufgetragen als Farbplot über der ASL-Länge und der Frequenz. Für das genutzte CLD werden Annahmen über den Dämpfungsfaktor aus Abschnitt 4.4 genutzt. Bei der vorhandenen ASL-Länge von 100 mm sind ab circa 2000 Hz Reflexionskoeffizienten von unter 0,5 zu erwarten. Das heißt, es ist nach dem Modell mit einem deutlichen Dämpfungseinfluss über 2000 Hz zu rechnen. Zwischen 500 und 2000 Hz liegt der Reflexionskoeffizient mit Werten zwischen 0,5 und 0,8 in einem weniger gedämpften Bereich, darüber hinaus ist unter 200 Hz eine relativ geringe Effektivität des ASL-Effektes zu erwarten.

Für den ASL-Balken linear gelten ähnliche Aussagen wie den ASL-Balken quadratisch. Durch die dickere Struktur ergeben sich grundsätzlich höhere Reflexionskoeffizienten, beziehungsweise die gleichen Größenordnungen bei höheren Frequenzen oder längeren ASL.

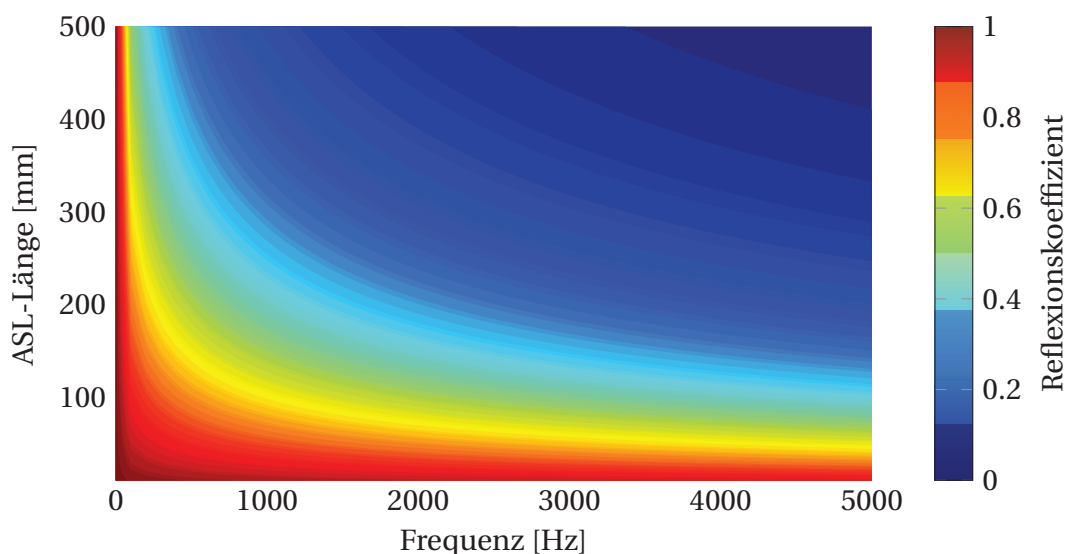


Abbildung 4.2: Variation der Frequenz und der ASL-Länge mit $m = 2$, $h_E = 0,31$ mm und $n_{Film} = 1$

4.2 Experimenteller Aufbau der Balkenversuche

Um nicht nur den ASL-Effekt an sich zu zeigen sondern auch eine realitätsnahe und damit praxisrelevante Umgebung zu schaffen, wird für den Balken eine einseitige feste Einspannung gewählt. Eine 20 mm starke Stahlvorrichtung spannt 120 mm des Balkens fest ein, um annähernd Verschiebungen und Verdrehungen zu verhindern. Die Länge des Balkens beträgt ab der Einspannung 500 mm, es ergibt sich mit dem eingespannten Teil eine Gesamtlänge von 620 mm. Die Balken werden senkrecht aufgehängt und mit einem Shaker bei $x_F = 125$ mm mittig angeregt, dass möglichst nur Biegewellen auftreten. Abbildung 4.3 zeigt den Versuchsaufbau. Die Vorrichtung ist an einem relativ steifen und schweren, freistehenden Aluprofilrahmen in einem reflexionsarmen Raum am DLR in Braunschweig befestigt, wodurch lediglich niederfrequente Stör- einflüsse zu erwarten sind. Gemessen werden die Strukturantworten mit einem Laser-Scanning-Vibrometer „Polytec PSV-400“. Nach Tabelle 3.2 werden das Ausschwingverhalten (Abklingzeit), die Beruhigung des Kraftangriffspunktes (Eingangsadmittanz) sowie die Beruhigung der Gesamtstruktur (mittlere quadratische Admittanz) ausgewertet. Die akustische Beruhigung ist erst bei den Plattenstrukturen relevant, da der Balken durch die geringe Fläche und den dadurch auftretenden akustischen Kurzschluss zwischen Vorder- und Rückseite keinen effektiven Strahler darstellt. So tritt auch die Relevanz des genutzten Versuchsraumes erst bei den Plattenuntersuchungen in den Vordergrund.



Abbildung 4.3: Versuchsaufbau mit Balkenaufnahme und Shaker, hier ASL-Balken quadratisch mit Schaumstoff und Klebeband als Dämpfungsvariante

Neben dem eigentlichen ASL-Effekt werden auch die Wirksamkeiten verschiedener passiver Dämpfungsbeläge und -konstellationen untersucht. Neben dem hauptsächlich angewendeten CLD kommen hier auch mit Klebeband umwickelter Schaumstoff zum Einsatz. Weiterhin werden verschiedene CLD-Längen genutzt, um die deutlich erhöhte Wirksamkeit im Bereich der dünnen Spitze zu zeigen. Außerdem wird das

4 Balkenstrukturen

ASL mittels CLD auf die doppelte Länge erweitert und platzsparend eingerollt. Dies ist keineswegs als ökonomisch sinnvolle Lösung zu betrachten, sondern zeigt die Wirkung größerer ASL-Längen. Abbildung 4.4 bietet von links nach rechts Eindrücke der beschriebenen Varianten.



Abbildung 4.4: Verschiedene Dämpfungen im ASL; Links: Schaumstoff mit Klebeband (hier offengelegt); Mitte: 25 mm CLD; Rechts: Eingerolltes CLD 100 mm

4.3 Experimentelle Ergebnisse der Balken

Abbildung 4.5 zeigt den gemessenen Frequenzgang der mittleren quadratischen Admittanz $h_{qm}(f)$ der drei Balkenstrukturen (Abbildung 4.1) ohne Zusatzdämpfung nach Gleichung 3.20. Der Balken ohne ASL wird nachfolgend als Referenzbalken bezeichnet und ist in diesem Kapitel als Vergleich durchgehend grau in die Graphen eingezeichnet. Die Strukturschwächung durch die Querschnittsschwächung an den Balkenspitzen führt bei beiden ASL-Varianten zu einem höheren energetischen Grundniveau sowie höheren Spitzenwerten des Pegels im gesamten Frequenzbereich ($0 - 5000 \text{ Hz}$, $\Delta f = 2 \text{ Hz}$). Die Grundniveaus der roten und blauen Kurve des ASL-Balkens linear und des ASL-Balkens quadratisch liegen jedoch bis 3500 Hz unterhalb der ursprünglichen Spitzenwerte des Referenzbalkens. Das heißt, mit einer lokalen besonders effektiv angebrachten Dämpfung kann das Niveau der Spitzenwerte in den modifizierten Balken unter das des Referenzbalkens sinken. Wichtig ist an dieser Stelle festzuhalten, dass eine zu große Strukturschwächung in Form eines ASL dazu führt, dass selbst eine unendlich große Dämpfung keine Verbesserung im Vergleich zum vollen Balken bringt. Es liegt also ein Optimierungsproblem zwischen einer sinnvollen Querschnittsschwächung und passender Dämpfungswahl vor. Von $3500 - 5000 \text{ Hz}$ liegt der Grundpegel der ASL-Balken oberhalb der Spitzenwerte des Referenzbalkens, wodurch in diesem Bereich auch mit Dämpfung eine Erhöhung des Pegels der Gesamtstruktur zu erwarten ist. Die Amplituden sind in diesen Frequenzbereichen allerdings sehr niedrig, weswegen für eine Beruhigung unterhalb 3500 Hz dieser Nachteil in Kauf genommen wird.

In Abbildung 4.6 ist die Amplitude der Eingangsadmittanz $|\underline{h}(\mathbf{x}_0)|$ über der Frequenz aufgetragen. Auch hier sind analog dazu leicht höhere Pegelspitzen der ASL-Balken zu erkennen, welche durch eine passende Dämpfung im Vergleich zum Referenzbalken mehr als ausgeglichen werden müssen.

4 Balkenstrukturen

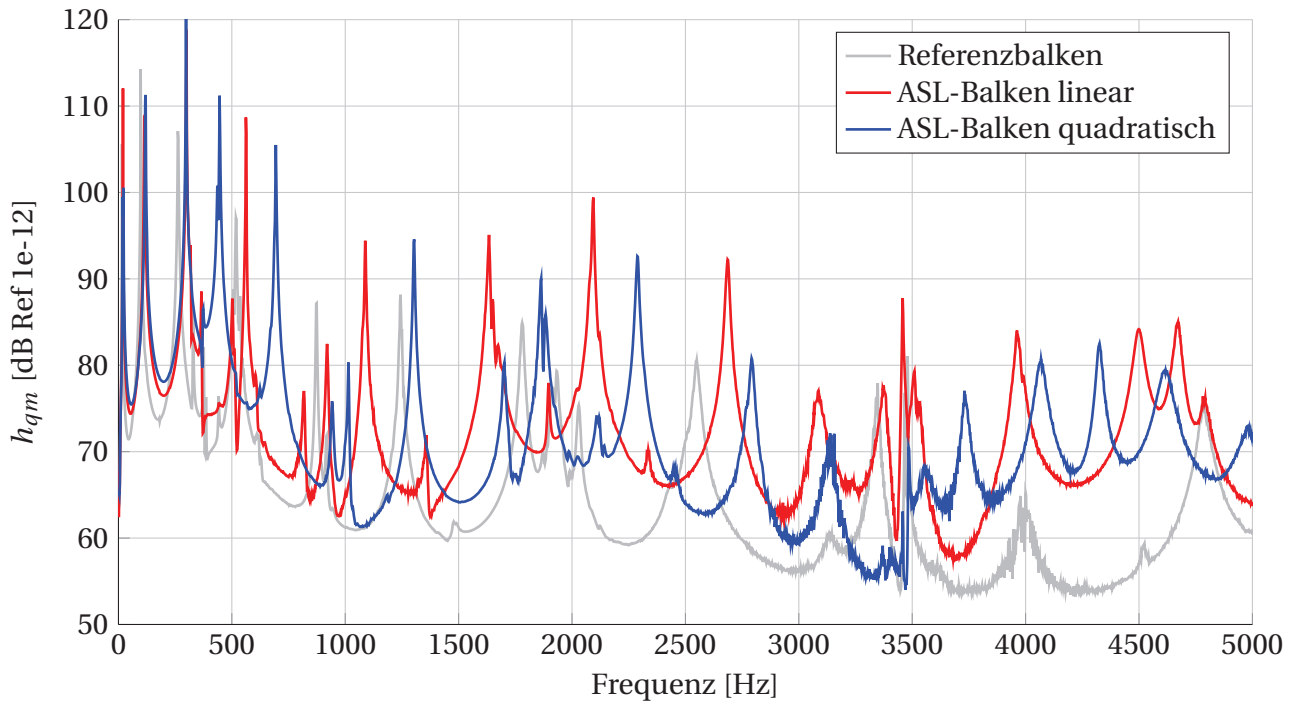


Abbildung 4.5: Mittlere quadratische Admittanz der untersuchten Balken ohne Dämpfung

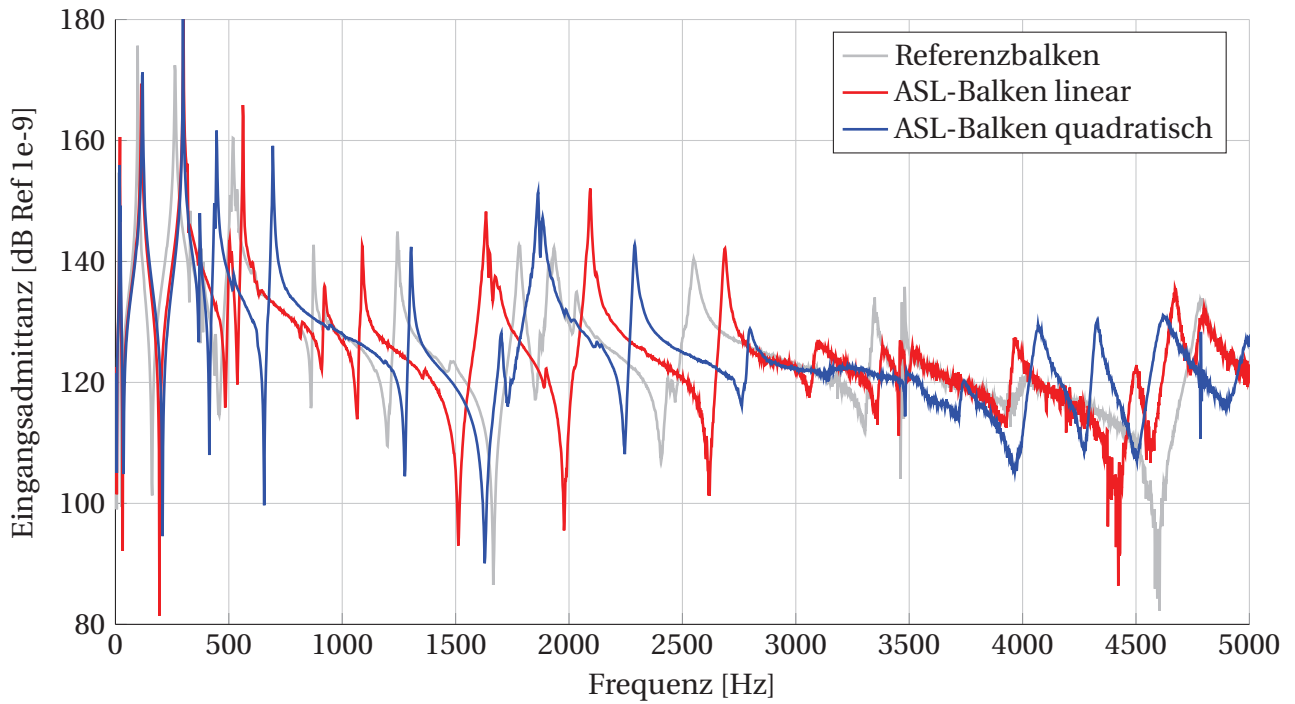


Abbildung 4.6: Eingangsadmittanz der untersuchten Balken ohne Dämpfung

4 Balkenstrukturen

Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 zeigen die Frequenzgänge von $h_{qm}(f)$ und $|\underline{h}(\mathbf{x}_0)|$ für die drei untersuchten Balken (Abbildung 4.1) mit jeweils 100 mm CLD am Balkenende. Entsprechend der Theorie ist die Dämpfung im ASL angebracht und zum Vergleich beim Referenzbalken am Ende. Die mittlere quadratische Admittanz $h_{qm}(f)$ verläuft bei allen Strukturen niedriger als im ungedämpften Fall, wobei das ASL-System mit zunehmender Frequenz eine bessere Wirksamkeit zeigt. Die Strukturantwort des quadratischen Profils (blau) ist ab 800 Hz deutlich beruhigt und kann im Frequenzbereich von 800 bis 3500 Hz bis auf unbeeinflusste Spitzenwerte bei 1860 Hz und 3484 Hz unterhalb der Pegel des gedämpften Referenzbalkens (grau) gesenkt werden. Es treten Pegelsenkungen von 11 – 13 dB auf, was einer signifikanten Schwingungsberuhigung entspricht. Bei Frequenzen oberhalb 3500 Hz werden die Spitzenwerte des Referenzbalkens von denen des ASL-Balkens quadratisch um 2 – 3 dB überschritten, was mit der vorherigen Prognose übereinstimmt. Die lineare Struktur (rot) hingegen zeigt weniger effektive Ergebnisse mit mehreren deutlich sichtbaren Pegelspitzen, was mit der höheren durchschnittlichen Höhe des ASL zu begründen ist. Beim quadratischen Profil sind durch die relativ schlanke Struktur mehr Frequenzbereiche besser gedämpft. Die bereits hier beschriebenen Effekte wie die bessere Wirksamkeit höherer Polynomordnungen und die geringere Wirksamkeit in niedrigen Frequenzbereichen passen qualitativ zu der vorangestellten ASL-Theorie mit der Berechnung des Reflexionskoeffizienten.

Der Spitzenwert bei 1860 Hz ist ebenfalls in der Eingangsadmittanz (Abbildung 4.8) zu erkennen. Weder beim ASL-Balken linear noch beim ASL-Balken quadratisch kann bei dieser Frequenz der Pegel gesenkt werden, was mit einer besonderen Schwingform zu begründen ist. Die in Abbildung 4.7 gezeigte Eigenform ähnelt stark einem beidseitig eingespannten Balken und kann von dem ASL nicht beeinflusst werden, da sich die Wellen auf der anderen Seite der Krafteinleitung ausbreiten.

Abbildung 4.8 zeigt weiterhin eine Torsionsschwingform, welche bei 3484 Hz auftritt und in sämtlichen nachfolgenden Frequenzgängen für die mittlere quadratische Admittanz kaum beeinflussbar erscheint. Dies entspricht den Erwartungen und wird nicht weiter verfolgt, da sich diese Arbeit auf die Dämpfung von BiegeWellen beschränkt.

Der Übersichtlichkeit halber befindet sich Abbildung A-1 im Anhang, welche den geringen Einfluss der gewählten Dämpfungsseite zeigt. In dem hier genutzten Kompositdämpfungsmodell (Gleichung 3.5) wird die Balkenseite, an der die Dämpfung angebracht wird, nicht berücksichtigt. Die Grafik zeigt $h_{qm}(f)$ des ASL-Balkens linear mit zwei einseitig übereinandergeliebten CLD-Lagen (rot) und jeweils einer CLD-Lage pro Seite (blau). Die Abweichungen der Frequenzgänge sind kaum erkennbar und scheinen marginal, wenn zusätzlich bedacht wird, dass jeder Auftrag eines CLD-Streifens eine unterschiedliche Effektivität verursachen kann. Der Einfluss ist im Rahmen der Untersuchungen vernachlässigbar klein, sodass im Modell nicht unterschieden werden muss, auf welcher Seite die Dämpfungsfolie klebt und ob sie übereinander geklebt wird. Ab einer bestimmten Höhe wird sich der Einfluss zwar verstärken, hier jedoch werden lediglich bis zu zwei CLD-Lagen pro Seite verwendet.

4 Balkenstrukturen

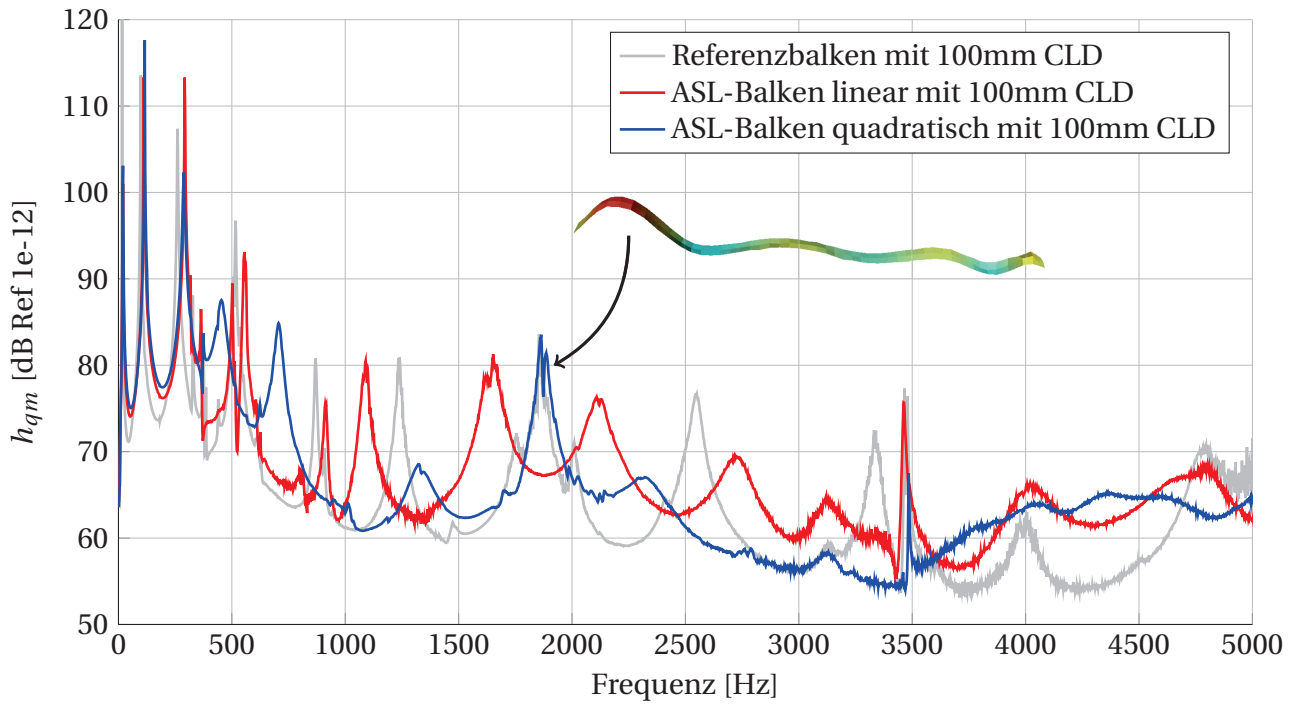


Abbildung 4.7: Mittlere quadratische Admittanz der untersuchten Balken mit jeweils 100mm CLD

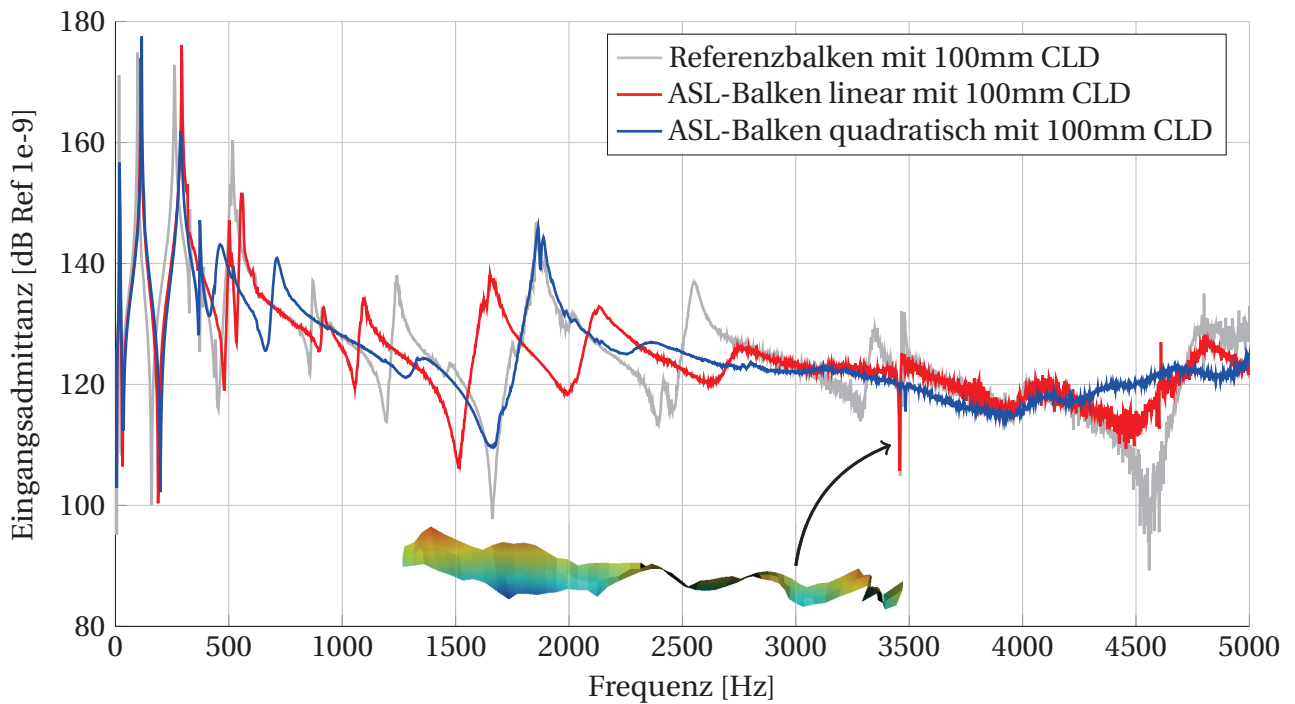


Abbildung 4.8: Eingangsadmittanz der untersuchten Balken mit jeweils 100mm CLD

4 Balkenstrukturen

Um das ASL-System des ASL-Balkens quadratisch mit dem gedämpften Referenzbalken hinsichtlich des Ausschwingverhaltens zu vergleichen, wird in beide Systeme ein Impuls am Krafteinleitungsort eingebracht und Beschleunigungen $a(t)$ gemessen. Das Signal eines am Krafteinleitungsort angebrachten Beschleunigungsaufnehmers wird dazu normiert über der Zeit ausgewertet. Abbildung 4.9 zeigt die zugehörigen Kurven. Entscheidend sei hier, ab welchem Zeitpunkt sämtliche folgenden Werte unter 10% der Anfangsbeschleunigung liegen, was in den beiden Diagrammen mit einer grauen senkrechten Linie gekennzeichnet ist. Die Abklingzeiten der Balken betragen:

$$T_{nor} = 0,6 \text{ s} \quad (4.1)$$

$$T_{ASL} = 0,057 \text{ s} \quad (4.2)$$

Die Abklingzeit des gedämpften Referenzbalkens liegt über dem zehnfachen Wert der Abklingzeit des ASL-Balkens. Die Biegewellen der Balkenstruktur müssen bei jeder Schwingung durch den jeweiligen Bereich der Dämpfung hindurch. Durch den beim ASL-System deutlich kleineren Reflexionskoeffizienten wird bei jedem Wellendurchlauf mehr Energie absorbiert. Dies führt letztendlich zu einem verbesserten Abklingverhalten im Gegensatz zum äquivalent gedämpften Referenzbalken, wodurch sich das hier genutzte ASL-System gut eignet, um Stoßanregungen schnell zu beruhigen. Trotz des einfachen Beispiels können ASL-Systeme an dieser Stelle als eine gute Möglichkeit der Optimierung des Abklingverhaltens anwendungsrelevanter Systeme (zum Beispiel Fahrzeuge) bewertet werden.

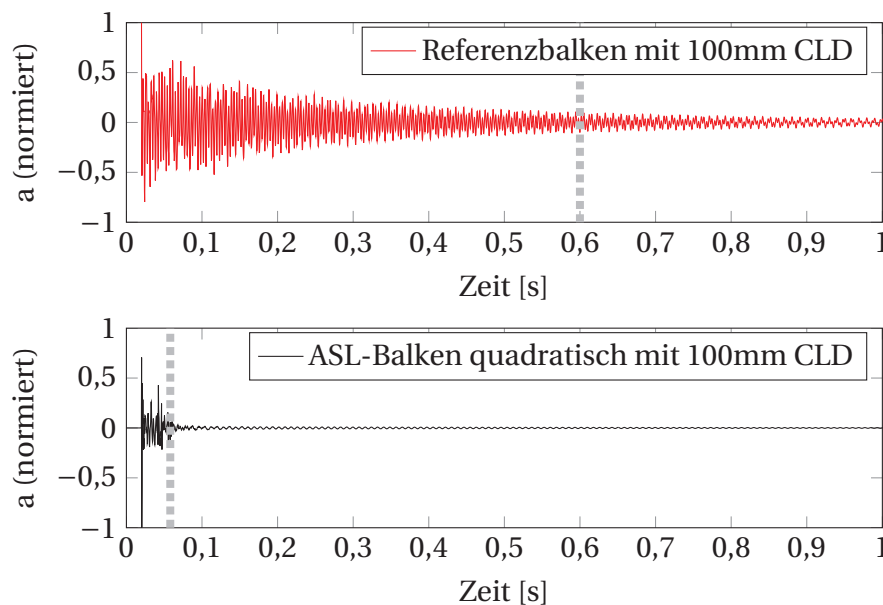


Abbildung 4.9: Ausklingversuch des Referenzbalkens und des ASL-Balkens quadratisch mit jeweils 100mm CLD

Neben der CLD-Dämpfung wird eine mit Klebeband umwickelte Schaumstoffdämpfung der gleichen Länge getestet. Eine Lage Schaumstoff pro Seite ist umwickelt mit zwei Lagen Klebeband, wodurch der Schaumstoff auf den Balken gepresst wird. Abbildung 4.4 zeigt dazu links eine halbfertig umwickelte Balkenspitze. Schaumstoff oder Klebeband allein zeigen im Gegensatz zum Verbund jeweils keine signifikante Dämpfungswirkung. In Abbildung 4.10 ist der Frequenzgang von $h_{qm}(f)$ dargestellt, wobei die Schaumstoffdämp-

4 Balkenstrukturen

fung in blau und die CLD-Dämpfung in rot aufgetragen ist. Die leichtere und kostengünstigere Schaumstoff-Klebeband-Kombination bewirkt einen über den gesamten Frequenzbereich niedrigeren Pegel. Es wird vermutet, dass insbesondere die Pressung durch das Klebeband eine erhöhte Dämpfungswirkung erzeugt, sodass grundsätzlich empfohlen wird, Dämpferstrukturen mit Anpresskräften am ASL zu befestigen. Dies könnte in Form von aufgestecktem Vollgummi oder der Versenkung in einem Sandbett passieren. Eine Umwicklung der Struktur wie in dem hier genutzten Beispiel ist in dieser Form leicht bei Balkenstrukturen anzuwenden. Bei den in Kapitel 5 untersuchten geschlossenen Plattenstrukturen ist dies schwer möglich. In Kapitel 6 sind dazu einige Ideen dargelegt.

Zum Vergleich ist im Anhang die Eingangsadmittanz des Versuchs unter Abbildung A-2 zu finden.

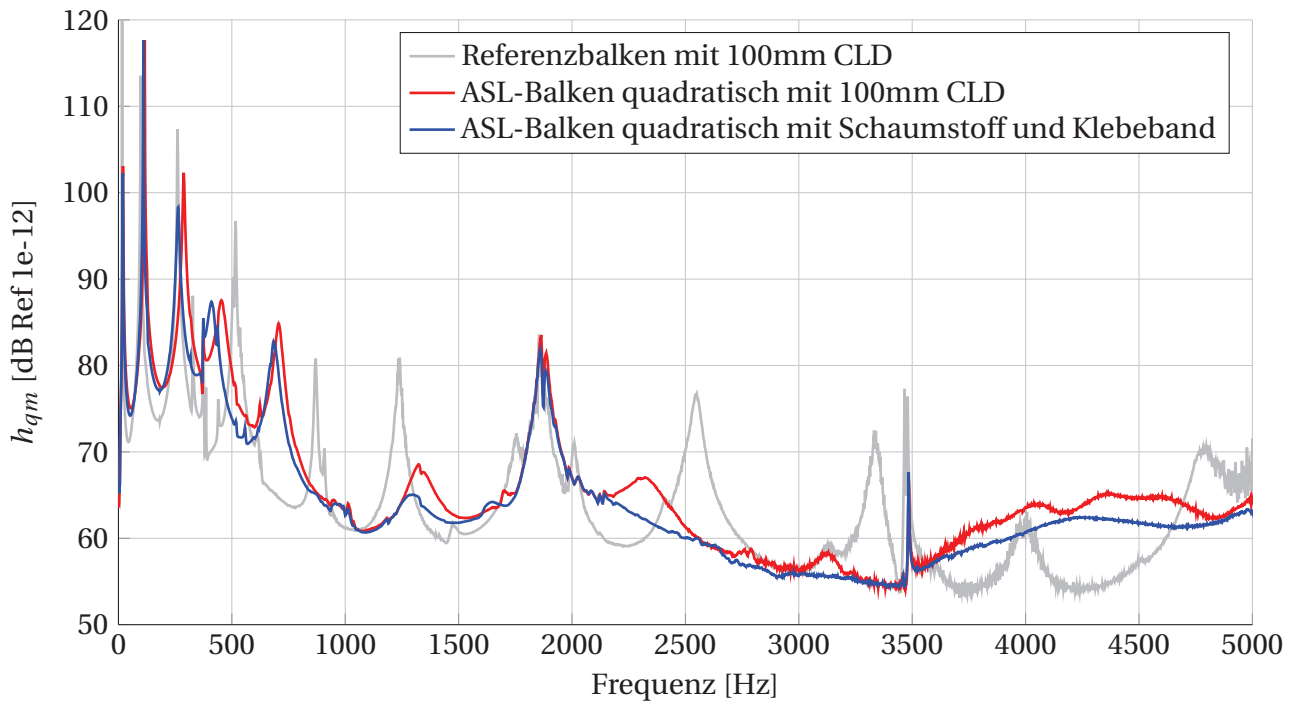


Abbildung 4.10: Experimenteller Vergleich von CLD und Schaumstoffdämpfung (mittlere quadratische Admittanz)

In Abbildung 4.11 wird die Anwendung von verschiedenen Anzahlen an CLD-Lagen am ASL-Balken linear aufgezeigt. Eine Steigerung der Lagenanzahl ist insbesondere in den Resonanzen der Balkenstruktur effektiv und erzielt bei einer Veränderung der Lagenanzahl von eins auf drei im Frequenzbereich von 1000–5000 Hz Pegelsenkungen von 3–7 dB. Es ist auch ersichtlich, dass die Pegelsenkungen bei jeder weiteren Steigerung der Lagenanzahl immer geringer ausfallen, was den Schluss zulässt, dass ein ASL-System hinsichtlich der Dämpfung eine Sättigungsgrenze anstrebt. Bei dem ASL-Balken quadratisch zeigt sich eine schnelle „Sättigung“ durch eine Lage CLD, wodurch eine erhöhte Lagenanzahl die Effizienz des Systems senkt. Dies ist auch an den Berechnungen des Reflexionskoeffizienten (vgl. Abbildung 3.9) zu erkennen und damit zu begründen, dass jede CLD-Schicht das Balkenmaterial um 0,38 mm erhöht, somit dem ASL-Effekt („Einschnürung der Wellen an der Balkenspitze“) entgegenwirkt und keine elegante Lösung darstellt. Erneut zeigt sich, dass eine gute Kombination aus Materialreststärke h_E (für ausreichende Steifigkeit) und möglichst geringem Dämpfungsaufwand (für gute Wirtschaftlichkeit) eine entscheidende Rolle spielt. Ei-

4 Balkenstrukturen

ne Lage CLD reicht bei quadratischen Formfunktionen meist aus, um den Großteil des Effektes zu nutzen. Beim ASL-Balken linear hingegen werden erst mit mehreren Lagen CLD bessere und brauchbare Wirkungen erzielt, da die Balkenstärke über weite Bereiche relativ hoch und somit die Dämpfungswirkung niedrig ist. Hier werden die Einsparungen in der Fertigung durch eine einfache langgezogene Fase mit einem erhöhten Dämpfungsaufwand ausgeglichen. Diese Ergebnisse gelten nur für das hier genutzte CLD, bei anderen Dämpfungssystemen müsste jeweils eine optimale Dämpfungsmenge gefunden werden, um möglichst kostengünstig eine hohe Wirkung zu erzielen. In Frequenzbereichen unter 800 Hz werden keine signifikanten Änderungen durch die Dämpfungserhöhung erzielt, was bestätigt, dass hier der ASL-Effekt oder allgemein passive Dämpfer kaum wirksam sind.

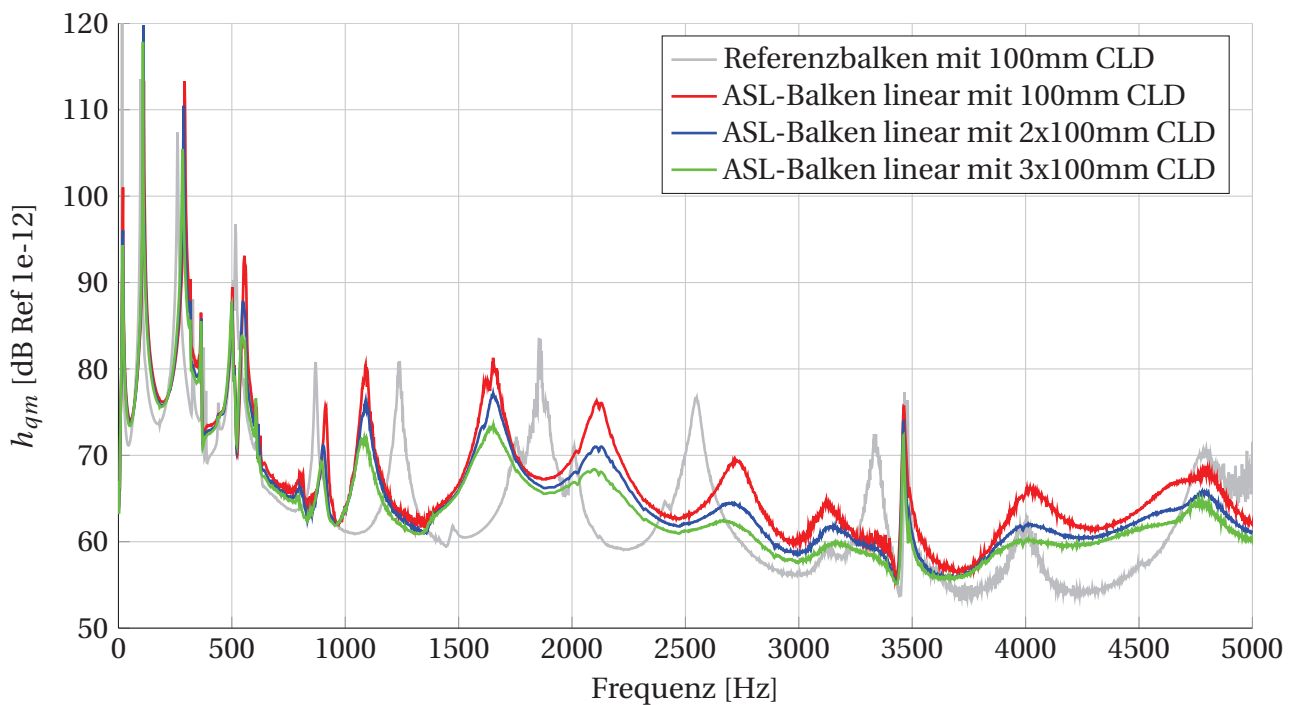


Abbildung 4.11: Experimenteller Vergleich verschiedener Anzahlen an CLD-Lagen (mittlere quadratische Admittanz)

Abbildung 4.12 zeigt die Variation der Länge der Dämpfungsschicht auf dem ASL-Balken quadratisch im Vergleich zum Referenzbalken mit 100 mm CLD. Sämtliche Dämpfungen werden am spitzen Ende des Balkens angebracht. Über 2500 Hz sind keine signifikanten Unterschiede zwischen den hier genutzten CLD-Längen 25, 50 und 100 mm zu erkennen. Im gesamten Frequenzbereich 2500 Hz sind keine relevanten Differenzen zwischen 50 mm und 100 mm CLD auszumachen, dies bestätigt die ASL-Theorie in der besonderen Wirksamkeit an der Spitze des Auslaufs. Hier finden sich eine besonders niedrige Wellenausbreitungsgeschwindigkeit und gleichzeitig eine erhöhte Dämpfungswirkung durch die niedrige Balkenstärke. Deutlich hervorzuheben ist die Effizienz einer kurzen Dämpfung von 25 mm, welche erst unterhalb von 1500 Hz Abweichungen von 3 dB zu 100 mm CLD übersteigt. Abbildung 4.4 zeigt dazu mittig die Konstellation, welche lediglich 25% der ASL-Länge (und der Dämpfungslänge des Referenzbalkens) nutzt, um eine erhebliche Dämpfungswirkung des Gesamtsystems zu erzielen. In Frequenzen unterhalb 800 Hz schließt sich das Ergebnis den Vorangegangenen mit einer geringen Wirksamkeit an, da hier zu niedrige Wellendurchlaufzeiten

4 Balkenstrukturen

herrschen. Das Ergebnis dieses Versuchs bestätigt die behandelte Theorie in der Hinsicht, dass eine Dämpfung am auslaufenden Ende des ASL den größten Effekt hat und genau dort die Vorteile eines ASL-Systems im Vergleich zu normalen Dämpfungen zur Geltung kommen.

Im Anhang findet sich Abbildung A-3 zum Vergleich mit dem Frequenzgang der Eingangsadmittanz.

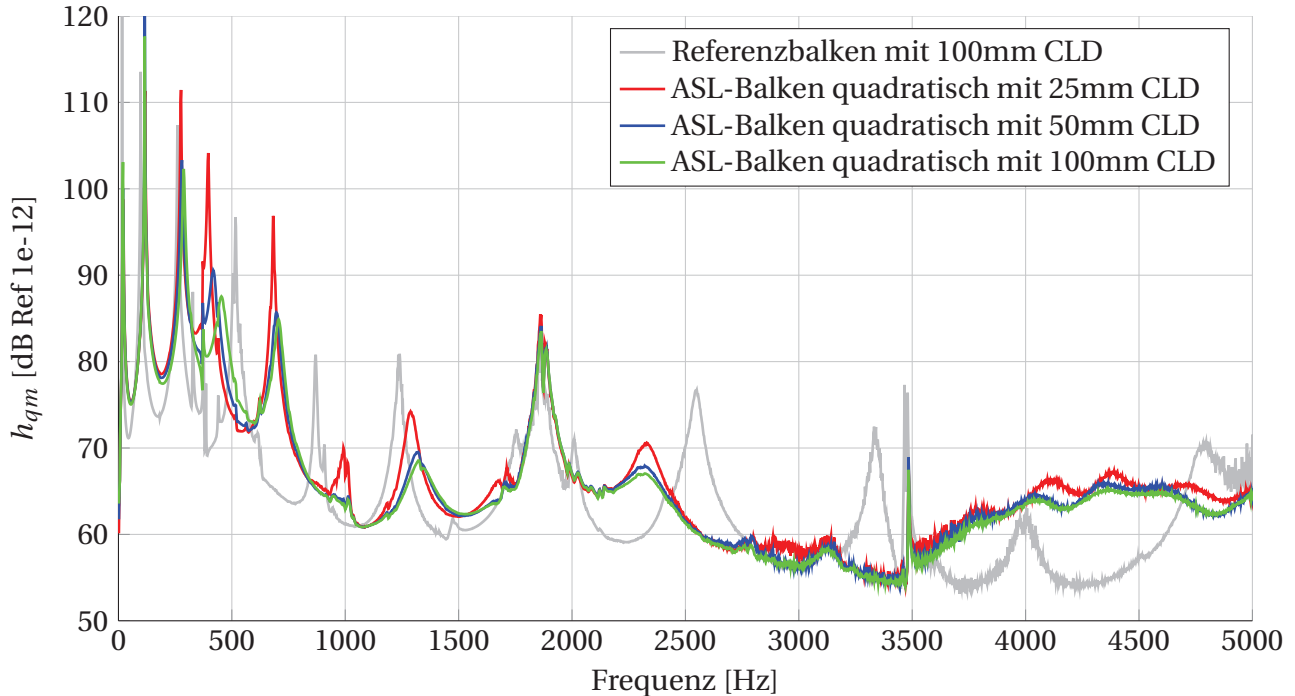


Abbildung 4.12: Experimenteller Vergleich verschiedener Längen der Dämpfungsschicht (mittlere quadratische Admittanz)

In den bis hier untersuchten ASL-Systemen ergibt sich eine geringe Dämpfungswirkung in Frequenzbereichen unterhalb 800 Hz, Kriterien wie mehr oder längere CLD-Lagen können den Effekt in diesem Frequenzbereich kaum beeinflussen. Nach der Berechnung des Reflexionskoeffizienten in Abschnitt 3.2 bringt neben einer Senkung der Endstärke h_E (vgl. Abbildung 3.6) insbesondere die Steigerung der ASL-Länge l_{ASL} (vgl. Abbildung 3.10) eine bessere Wirksamkeit mit sich. Der Farbplot in Abbildung 3.10 prognostiziert bei einer ASL-Länge von 200 mm bereits ab circa 250 Hz einen Reflexionskoeffizienten unterhalb 0,5. In den gefertigten Balkenstrukturen wird deshalb mit Hilfe von 200 mm CLD pro Balkenseite der ASL-Auslauf künstlich verlängert, davon jeweils 100 mm im ASL auf dem Balken und 100 mm überstehend aufeinander geklebt. Dieser Überstand von 100 mm hat eine Dicke von 0,76 mm (2 CLD-Lagen) und erzielt im ausgestreckten sowie eingerolltem Zustand (siehe dazu Abbildung 4.4) ähnliche Ergebnisse. Die eingerollte Konfiguration mit 2x200 mm CLD („Schnecke“) wird in Abbildung 4.13 mit 2x100 mm CLD am ASL-Balken quadratisch und 500 mm CLD am Referenzbalken (komplett beklebt) verglichen. Es zeigt sich im Frequenzbereich über 800 Hz keine merkliche Änderung des Pegelverlaufs im Vergleich zum ASL-Balken quadratisch mit 2x100 mm, unterhalb dieser Frequenz jedoch eine deutliche Verbesserung von bis zu 23 dB bei 100 Hz. Der Balken mit angebrachter „Schnecke“ benötigt weniger CLD, ist leichter als der komplett gedämpfte Referenzbalken und liefert trotzdem über einen weiten Frequenzbereich niedrigere Pegel. Insbesondere die Wirksamkeit im niedrigeren Frequenzbereich kann durch eine Erhöhung von l_{ASL} analog zur Theorie gesteigert werden.

4 Balkenstrukturen

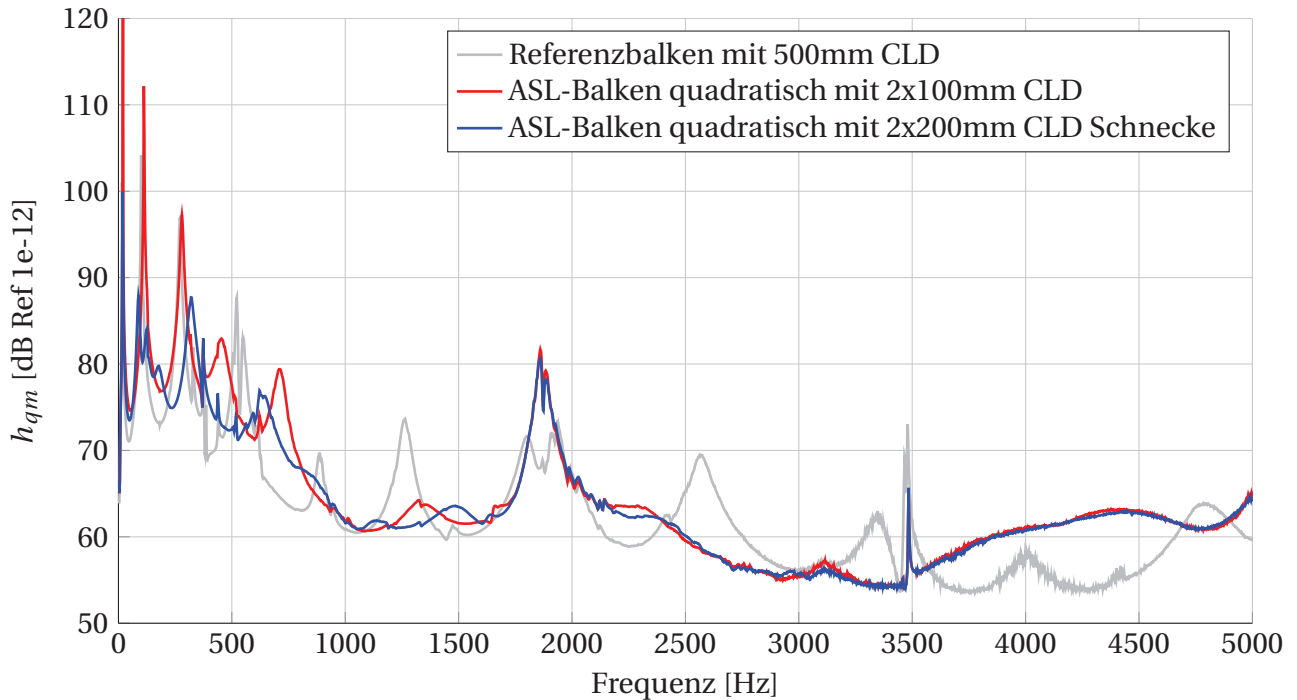


Abbildung 4.13: Mit CLD verlängerter ASL-Balken quadratisch für bessere Effektivität in niedrigen Frequenzbereichen (mittlere quadratische Admittanz)

Im Anhang findet sich zum Vergleich die Eingangsadmittanz des untersuchten Systems (Abbildung A-4).

Durch die Versuche wird die Theorie qualitativ in folgenden Erkenntnissen bestätigt:

- Es liegt ein Optimierungsproblem zwischen Querschnittsschwächung und Dämpfungskonstellation vor.
- Höhere Polynomordnungen für die Formfunktion des ASL sind effektiver, jedoch schwieriger zu fertigen. Sie schwächen zudem die Referenzstruktur über größere Bereiche.
- Die Wirksamkeit von ASL-Systemen steigt mit der Frequenz, ist jedoch durch das Pegelgrundniveau und der Wirksamkeit von Dämpfern in der Nähe von Eigenfrequenzen begrenzt.
- Es ist nicht ausschlaggebend, auf welcher Seite das CLD angebracht wird und ob bis zu zwei Lagen übereinander geklebt werden.
- Das Abklingverhalten einer Balkenstruktur wird durch ein ASL-System deutlich verbessert.
- Eine Erhöhung der CLD-Lagenanzahl des genutzten Dämpfers wird mit steigender CLD-Lagenanzahl weniger effektiv. Um ein effizientes ASL-System zu konzipieren, reichen beim ASL-Balken quadratisch ein bis zwei Lagen CLD und beim ASL-Balken linear zwei bis drei Lagen CLD aus.
- Passive Dämpfer ergänzen auslaufende Strukturen optimal an dessen spitzen Ende zu einem effizienten und konkurrenzfähigen ASL-System.
- Eine Verlängerung des ASL erzielt eine erhöhte Wirksamkeit in niedrigen Frequenzbereichen, jedoch keine signifikante Änderung in hohen Frequenzbereichen.

4 *Balkenstrukturen*

Die systematischen experimentellen Untersuchungen an den Balkenstrukturen in diesem Kapitel weisen zusammen mit dem vorangegangenen analytischen Modell die Funktionalität der ASL-Methode nach und zeigen qualitativ die wichtigsten Einflussfaktoren auf. Nachfolgend wird ein FE-Modell des Balkens für die Erprobung des Dämpfungsmodells und Nachbildung des Effektes mit Hilfe der FEM vorgestellt. Insgesamt dienen die Balkenuntersuchungen als Grundlage für die zielgerichtete Anwendung der Erkenntnisse an einer numerischen parametrischen Plattenstruktur.

4.4 Numerisches Balkenmodell

Für das numerische Balkenmodell wird ein FE-Netz aus zweiknotigen Schalenelementen mit quadratischer Ansatzfunktion in ANSYS (Version 14.5, Elementtyp Shell281) genutzt. Es ergeben sich mit einem gewählten Netzabstand von 0,5 mm in Längsrichtung des Balkens 6642 Freiheitsgrade, was aus einer Netzstudie hervorgeht. An dieser Stelle wird repräsentativ für eine durchgeführte Netzstudie ein Vergleich an einem Balkenmodell aus 20-knotigen Hexaederelementen mit quadratischer Ansatzfunktion gezeigt. Das Hexaedernetz wird deutlich feiner mit zwei Elementen über die Balkenhöhe und drei Elementen über die Balkentiefe ausgeführt und liefert mit 28869 Freiheitsgraden annähernd den gleichen Frequenzverlauf wie das größere Schalennetz, wie Abbildung 4.14 zeigt. Die Berechnung wird wie sämtliche folgenden FE-Berechnungen im Frequenzbereich durchgeführt. Für die Berechnung in Abbildung 4.14 ist bereits ein ASL-System an der Balkenspitze appliziert, da dies den relevanten Fall darstellt. Die Knoten der Hexaederelemente liegen dabei genau auf der Formfunktion des ASL, wohingegen die Schalenelemente ein jeweils konstantes h aufweisen. Es entsteht eine Treppenförmige Modellierung des zulaufenden ASL, was sich im Vergleich mit den Hexaederelementen nicht auf den Frequenzgang auswirkt. Abbildung 4.15 zeigt das genutzte Schalennetz des Balkens. Die einfache Modellierung des ASL mittels des Parameters h der Schalenelemente wird in sämtlichen folgenden FE-Modellen genutzt.

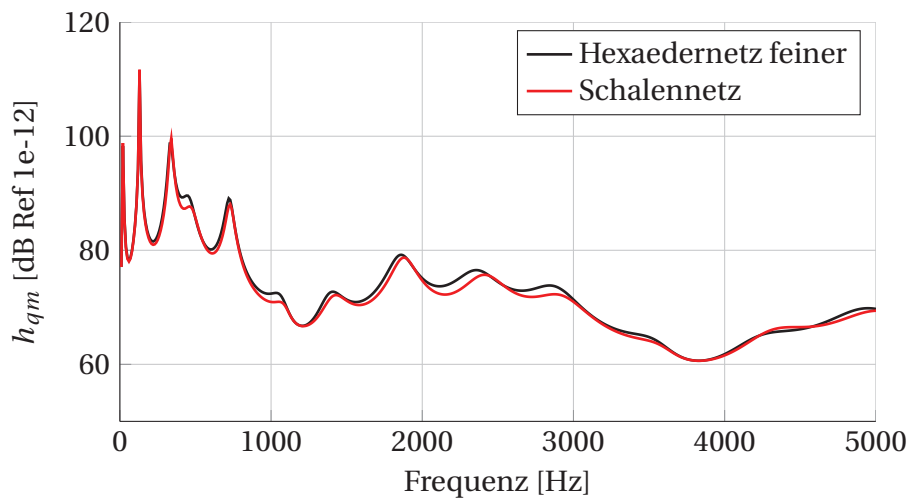


Abbildung 4.14: Numerischer Vergleich eines feinen Hexaedernetzes mit einem größeren Schalennetz (mittlere quadratische Admittanz)

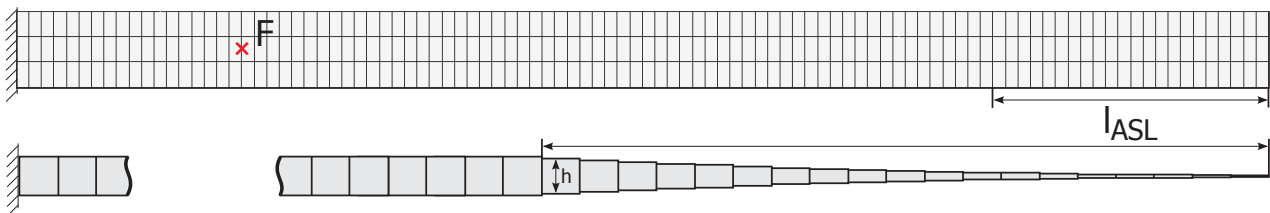


Abbildung 4.15: Für Balkenmodell genutztes FE-Netz mit quadratischen Schalenelementen; unten: Darstellung der Dicke h der Schalenelemente

4 Balkenstrukturen

Nach dem genutzten Kompositdämpfungsmodell aus Abschnitt 3.1 wird mit dem im ASL sinkenden Parameter h der Schalenelemente die Dämpfung höher. Neben einer konstanten Dämpfung von $\eta_S = 0,01$ wird der zusätzliche Dämpfungsfaktor η_{neu} bei der Nutzung von CLD nach Gleichung 3.5 berechnet. Die Dämpfungsfolie wird also als ein zusammenhängender Belag angenähert und mit einem erhöhten Verlustfaktor im Material abgebildet. Der erhöhte Verlustfaktor steigt analog der Berechnung des Reflexionskoeffizienten in Abschnitt 3.2 insbesondere mit dem Verhältnis $\beta = \frac{s}{h}$ zwischen der Dämpfungsbelagstärke zum Grundmaterial an. Tabelle 4.2 zeigt wichtige hier genutzten ASL-Parameter, angepasst an die Versuchsbalken und fast identisch mit denen für die Berechnung des Reflexionskoeffizienten. Die Materialdaten finden sich in Tabelle 3.1.

Tabelle 4.2: Parameter der numerischen Berechnung des Balkenmodells

| Parameter | Standardwert | Variation |
|---------------------------|--------------|-----------------------|
| ASL-Länge l_{ASL} | 100 mm | 50 – 100 – 200 mm |
| Endstärke h_E | 0,031 mm | 0,1 – 0,31 – 1 – 3 mm |
| Polynomordnung m | 1,2 | - |
| Dämpfungslagen n_{Film} | 1 | 0 – 1 – 2 – 3 |
| Frequenz f | | 0 – 5000 Hz |

Für die Ermittlung des Dämpfungsfaktors der Dämpfungsfolie η_D wird in einem Versuch der gesamte Balken mit CLD beklebt und die Eingangsdmittanz im gesamten Frequenzbereich gemessen. Im FE-Modell werden verschiedene Verlustfaktoren η_S für den Balken getestet, um einen komplett beklebten Balken zu simulieren. Der passende Frequenzverlauf wird ausgewählt. Da die Dämpfung des CLD normalerweise frequenzabhängig ist, stellt dieses Vorgehen einen vereinfachten Kompromiss da. Der ermittelte passende Verlustfaktor für den Balken von $\eta_D = 0,05$ führt abzüglich der eigentlichen Strukturdämpfung auf ein $\eta_{neu} = 0,04$. Nach Umstellung von Gleichung 3.5 und Einsetzen der nun bekannten Parameter für η_{neu} , α und β folgt:

$$\eta_{CLD} = \eta_{neu} \cdot \left(\frac{\alpha\beta}{1 + \alpha\beta} \cdot \frac{3 + 6\beta + 4\beta^2 + 2\alpha\beta^3}{1 + \alpha\beta(3 + 6\beta + 4\beta^2)} \right)^{-1} \quad (4.3)$$

$$\eta_D = \eta_{CLD} \approx 0,2 \quad (4.4)$$

Der angenäherte Parameter η_{CLD} kann nun auch für andere Parameter h genutzt werden, um den Gesamtverlustfaktor zu berechnen und wird folgend für die FE-Berechnungen verwendet.

Abbildung 4.16 zeigt die Eingangsdmittanz des Referenzbalkens ohne zusätzliche Dämpfung, jedoch mit dem nach Tabelle 3.1 gewählten konstanten Verlustfaktor für Aluminium. Beim FE-Modell sind die Eigenfrequenzen tendenziell höher, was an der festen Einspannung liegt. Weiterhin ist der Einfluss des Shakers im Versuch relativ hoch, wodurch der Aufwand für ein angepasstes FE-Modell an dieser Stelle zu hoch ein-

4 Balkenstrukturen

geschätzt wird. Das vorliegende Modell bildet in einer für die Aussagen dieses Kapitels guten Qualität das Verhalten des Balkens ab.

In Abbildung 4.17 ist jeweils das FE-Modell und der Balken im Versuch mit 500mm CLD (komplett beklebt) dargestellt. Der gewählte Parameter von $\eta_{CLD} = 0,05$ stimmt so mit dem Versuch überein, dass qualitative Aussagen über das Verhalten der ASL-Struktur möglich sind. Die Abweichung beträgt über den gesamten Frequenzbereich weniger als 5 dB.

Abbildung 4.18 stellt die Eingangsadmittanz des quadratischen Balkens mit angenähertem $\eta_D = 0,2$ dar. Die bereits beschriebene Abweichung bei 1860Hz ist mit dem erhöhten Einfluss der Masse des Shakers als Lagerung zu begründen. Die Tendenz im weiteren Verlauf wird gut abgebildet, die Annäherung des Dämpfungsfaktors wird weiterhin verwendet. Die größten Abweichungen treten von 2500 bis 3000Hz auf und werden im Rahmen der Ziele der Untersuchungen akzeptiert.

Abbildungen A-5, A-6, und A-7 befinden sich im Anhang und beinhalten die passenden mittleren quadratischen Admittanzen. Auch durch die Energiegröße wird die Balkenstruktur in den Eigenfrequenzen und Pegelspitzen nicht genau nachgebildet, jedoch in einem ausreichenden Maß, um die qualitativen Tendenzen der ASL-Methode ergänzend zu den Versuchen aufzuzeigen.

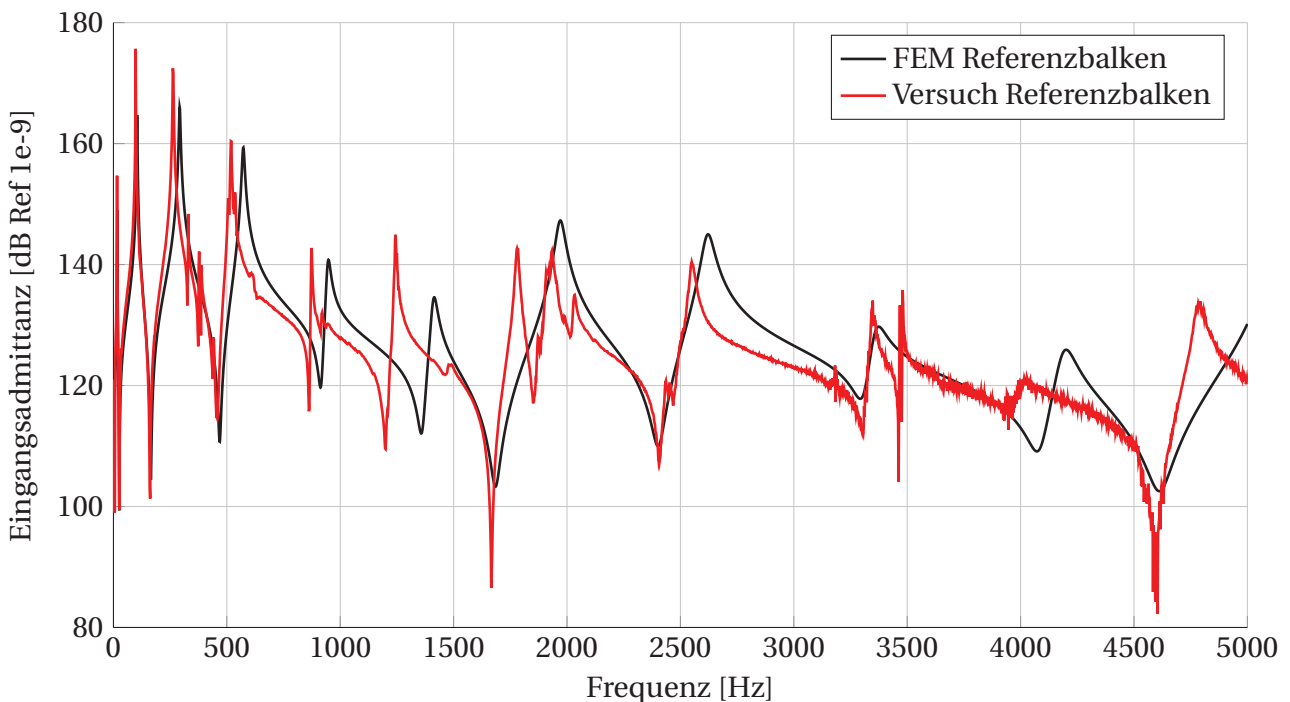


Abbildung 4.16: Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den Referenzbalken ohne Dämpfung

4 Balkenstrukturen

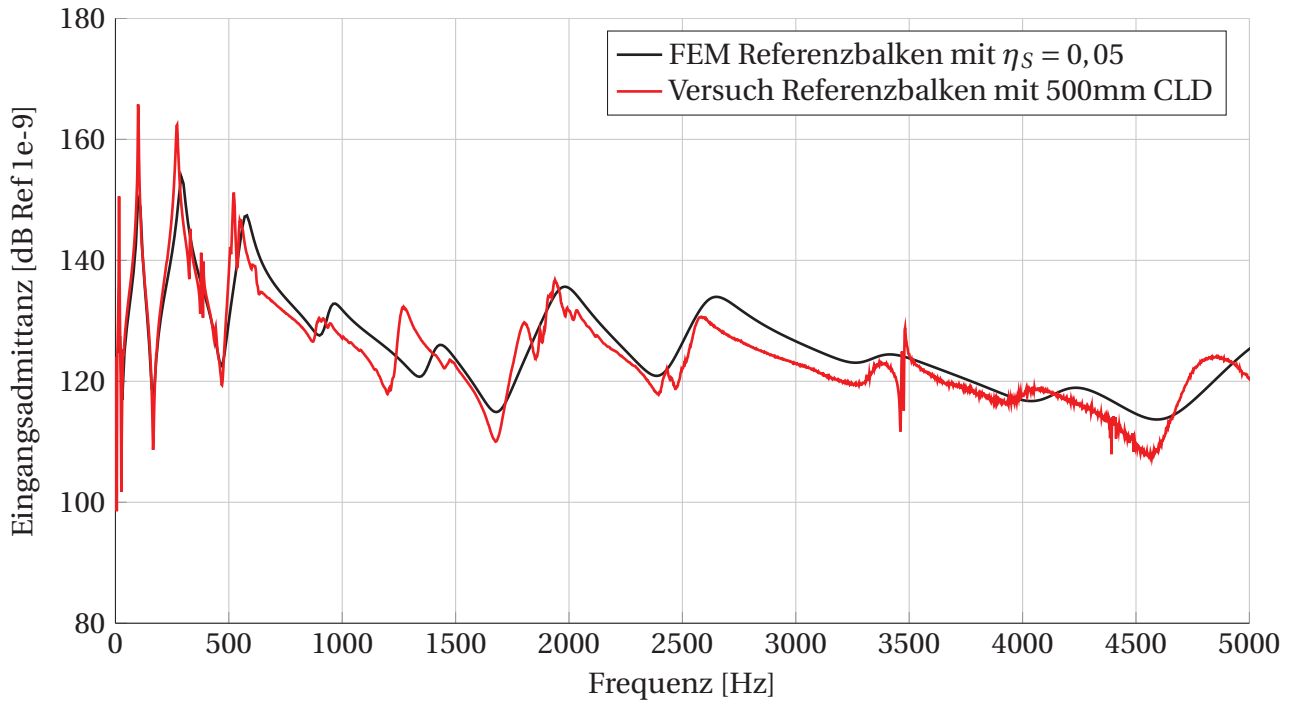


Abbildung 4.17: Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den Referenzbalken mit 500mm CLD

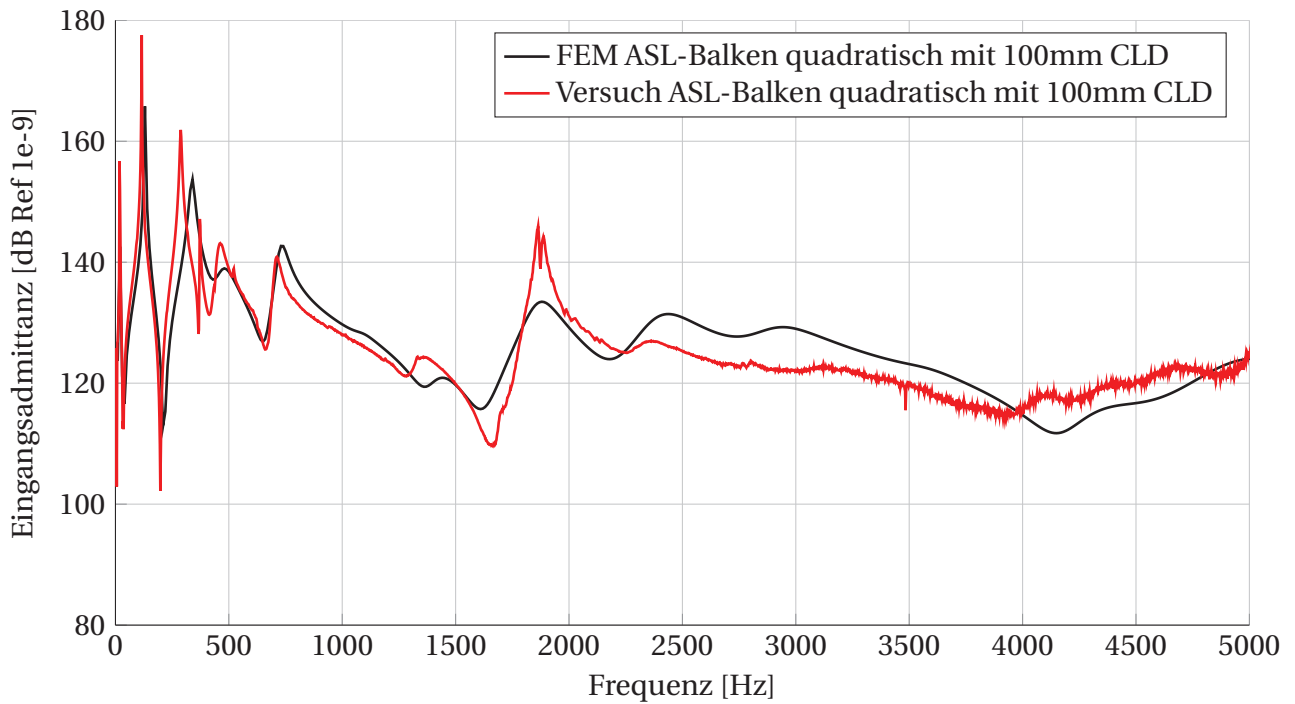


Abbildung 4.18: Modellabgleich der berechneten Eingangsadmittanz für den ASL-Balken quadratisch mit 100mm CLD

4.5 Numerische Ergebnisse der Balken

Mit dem vorgestellten FE-Modell werden nachfolgend ergänzend zu den Versuchen einige Punkte numerisch im Frequenzbereich untersucht. Neben einem kurzen Vergleich der Auswirkungen von Dämpfungslänge und Lagenanzahl werden die ASL-Länge l_{ASL} und die Endstärke h_E variiert. Letztere Parameter können in den experimentellen Balkenversuchen nicht untersucht werden, da weitere Versuchsbalken im zeitlichen Rahmen der Arbeit nicht angefertigt werden können.

In Abbildung 4.19 ist der Frequenzgang der mittleren quadratischen Admittanz des ASL-Balkens linear mit CLD-Dämpfung verschiedener Lagenanzahlen zu sehen. Mit einer Lage CLD treten Senkungen der Pegelspitzen um maximal 6 – 7 dB auf, unterhalb 1000 Hz jedoch kaum Senkungen und teilweise Erhöhungen des Pegels. Die geringe Wirksamkeit des linearen Profils bestätigt sich somit auch im FE-Modell. Weitere Lagen CLD äußern sich im Modell im Faktor β , im Frequenzgang treten durch mehrere Lagen jedoch analog zum Versuch kaum Pegelsenkungen auf. Die Senkung der Pegelspitzen beträgt bei einer Erhöhung auf zwei Lagen lediglich 1 – 2 dB, bei einer Erhöhung von zwei auf drei Lagen sind kaum Änderungen zu beobachten. Das lineare ASL ist aufgrund der einfachen Fertigung besonders interessant, kann jedoch trotz Variationen verschiedener Parameter keine ausreichende Effektivität erzeugen. Neben den hier vorgestellten Parametern werden weitere Einflüsse wie die ASL-Länge untersucht, jedoch durchgehend ohne Erfolg. Das lineare ASL wird deswegen an dieser Stelle als eine einfache Möglichkeit zur Gewichtsreduktion (hier 10%) bei ähnlichen Schwingungspegeln gewertet, kann jedoch kaum die Struktur beruhigen.

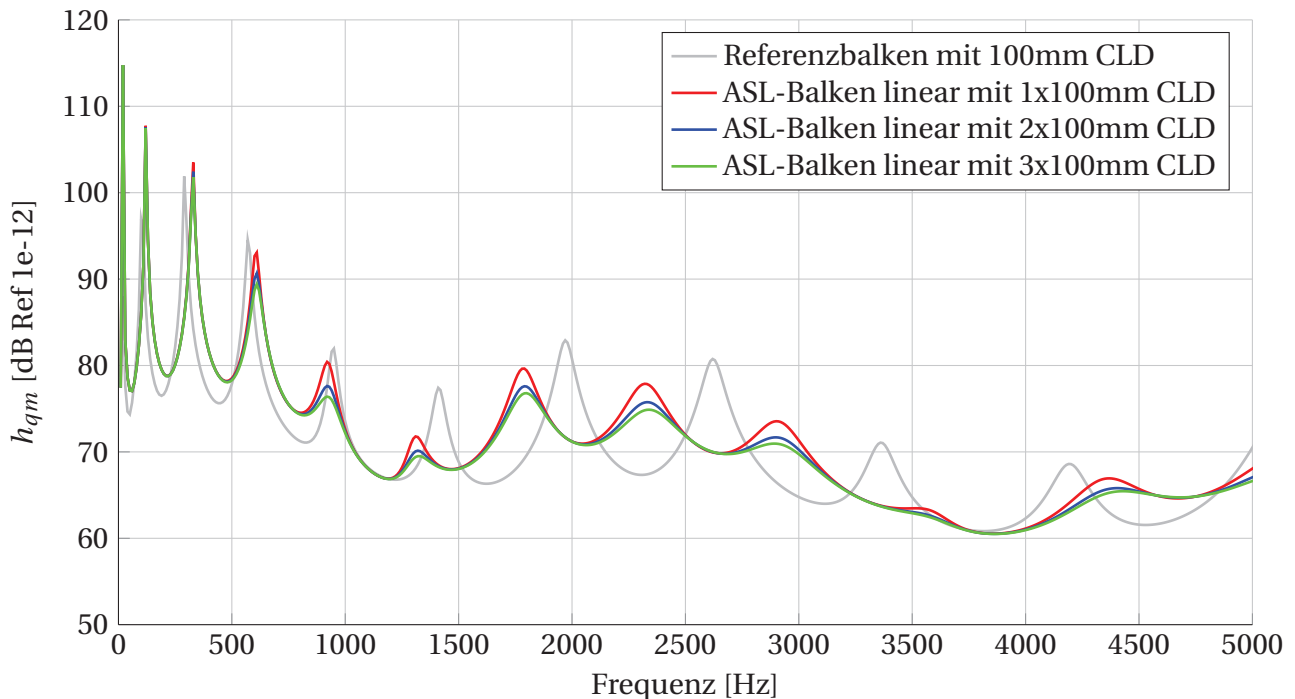


Abbildung 4.19: Numerischer Vergleich verschiedener Anzahlen von CLD-Lagen (mittlere quadratische Admittanz)

Abbildung 4.20 zeigt im Vergleich zum Versuch (Abbildung 4.12) den numerischen Einfluss der Dämpfungslänge auf den ASL-Balken quadratisch. Mit 25 mm CLD an der ASL-Spitze sind im Modell kaum Senkungen

4 Balkenstrukturen

der Pegelspitzen zu erkennen. Im Versuch hingegen zeigt sich bei hohen Frequenzen eine zu den längeren Dämpfungslagen vergleichbare Effektivität. Erst bei Dämpfungen ab 50 mm werden beim ASL-Balken quadratisch Pegelsenkungen über 5 dB festgestellt. Beim Versuch werden mit 11 – 13 dB deutlich höhere Pegelsenkungen erzielt. Der qualitative Effekt, dass mit zunehmender Dämpfungslänge die Effizienz abnimmt, wird jedoch auch im FE-Modell gut abgebildet. Dementsprechend gilt auch hier die besondere Wirksamkeit an der Spitze des ASL. Ein besser abgeglichenes Modell wäre nötig, um auch quantitative Vergleiche zuzulassen. Da sich die Wirksamkeit der Dämpfung zeigt und die Verläufe oberhalb 2000 Hz bereits relativ flach sind, wird hier die Ursache für die Abweichungen nicht im Dämpfungsmodell gesucht. Vielmehr wird bei den Untersuchungen der Plattenstruktur ein Modell gewählt, welches hinsichtlich der Steifigkeit und vor allem der Randbedingungen besser abgeglichen ist. Des Weiteren wird im Plattenversuch ein geringerer störender Einfluss des im Vergleich zum Balken relativ schweren Shakers erwartet.

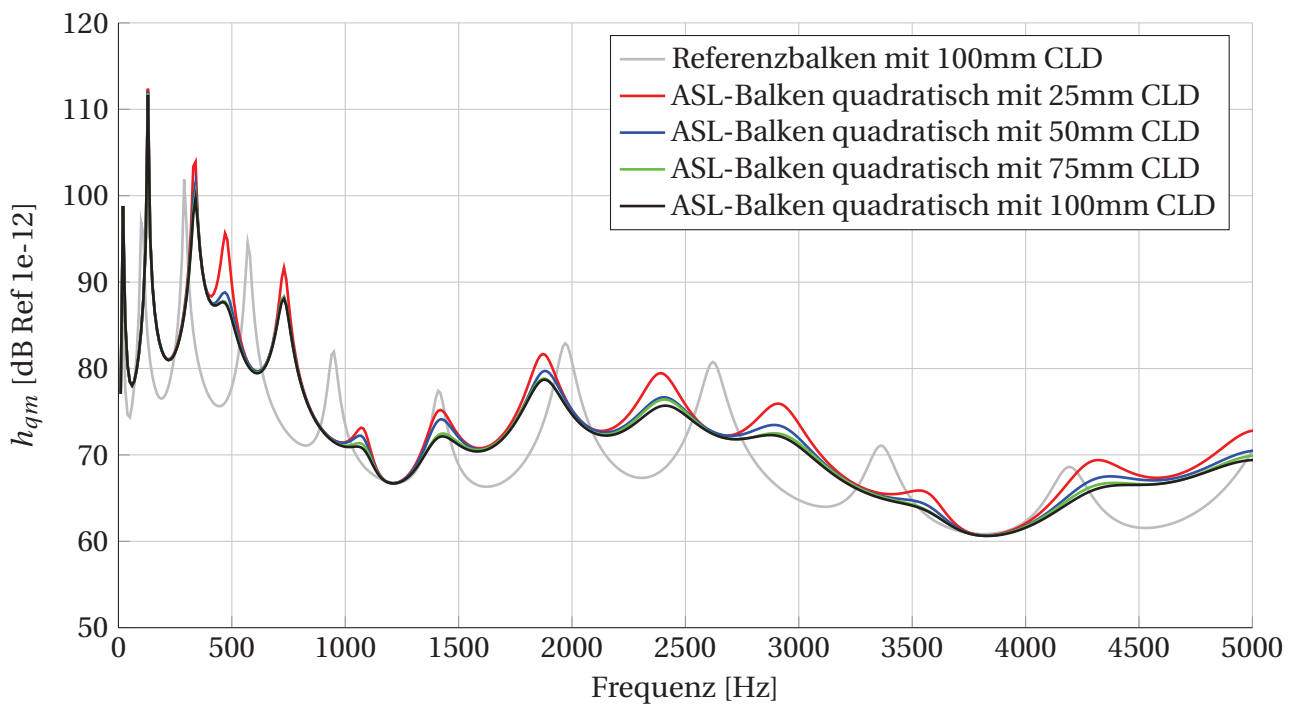


Abbildung 4.20: Numerischer Vergleich verschiedener Längen der Dämpfungsschicht (mittlere quadratische Admittanz)

Im Versuch werden Balken mit einer ASL-Länge von 100 mm untersucht, Abbildung 4.21 zeigt den Einfluss der ASL-Länge auf den Frequenzgang von h_{qm} . Wie bereits in der Theorie angesprochen und im Versuch bestätigt, zeigt auch das FE-Modell des Balkens eine erhöhte Wirksamkeit in niedrigen Frequenzen durch eine Verlängerung des ASL. Längere Durchlaufzeiten in der auslaufenden Struktur sorgen für eine bessere Dämpfungswirkung und werden auch im Frequenzbereich abgebildet. Das veränderte Strukturverhalten erschwert den Vergleich der einzelnen Pegelspitzen. Festzustellen sind jedoch deutliche Unterschiede von 8 – 12 dB im Frequenzbereich unterhalb 500 Hz zwischen dem 200 mm-ASL und dem 50 mm ASL und ähnliche Pegelniveaus bei Frequenzen oberhalb 3000 Hz. Auch zwischen dem 100 mm-ASL und dem 50 mm-ASL ist diese Tendenz zu erkennen, wodurch die Theorie hier abgebildet wird.

4 Balkenstrukturen

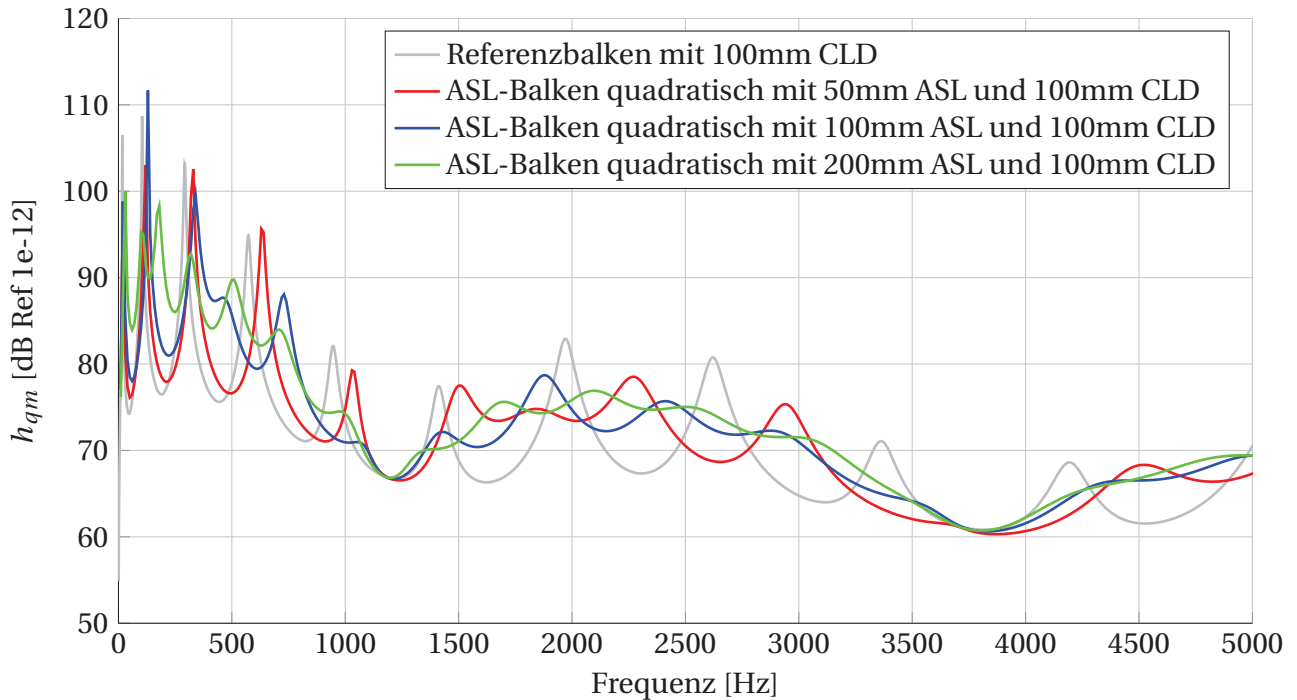


Abbildung 4.21: Numerischer Vergleich verschiedener ASL-Längen (mittlere quadratische Admittanz)

Nachfolgend wird der Einfluss der Endstärke h_E untersucht und vor diesem Hintergrund das Verhalten innerhalb und außerhalb des ASL. Mit steigendem h_E nähert sich der zulaufende Balken dem Referenzbalken an und weist somit immer mehr dessen Strukturverhalten auf. Das heißt einerseits, dass der Balken durch die steigende Steifigkeit ein immer niedrigeres Grundniveau aufweist. Andererseits führt ein besonders kleines h_E zu einer höheren Effektivität des ASL-Effektes, da eine dünnere Struktur am Balkenende zu einer besseren Dämpfungswirkung führt. Es existiert also abhängig von der gewählten Zielstellung eine optimale Konfiguration zwischen ASL-Länge, Endstärke und Formfunktion. Bei gegebener ASL-Länge (hier 100 mm) und Formfunktion ($m = 2$) ist die Endstärke ein entscheidender Faktor. In Abbildung 4.22 sind dazu verschiedene Endstärken für den gesamten Balken aufgetragen. Eine Endstärke von 3 mm führt zu niedrigeren Eigenfrequenzen, da die Steifigkeit im Vergleich zum Referenzbalken durch die Querschnittsschwächung sinkt. Das Grundpegelniveau ist kaum gestiegen, jedoch kann die Dämpfung des CLD aufgrund der relativ dicken Balkenstruktur kaum wirken, es entstehen annähernd die gleichen Pegelspitzen wie beim vollen Balken. Bei einem besonders dünnen, fertigungstechnisch aufwendigen ASL wird zwar die Dämpfungswirkung gesteigert und es entsteht ein flacher Frequenzverlauf, der Grundpegel des Verlaufs befindet sich jedoch aufgrund der relativ starken Strukturschwächung bereits in Höhe der ursprünglichen Pegelspitzen des vollen Balkens, sodass kaum eine Beruhigung der Struktur auftritt. Das Optimum für ein sinnvolles ASL-System liegt also dazwischen, hier zeigen der gefertigte Balken mit $h_E = 0,31$ mm und ein Auslauf mit 1 mm ein besseres Verhalten.

Im Anhang befindet sich unter Abbildung A-8 die passende Eingangsadmittanz zu Abbildung 4.22. Der Verlauf ist ähnlich zur gemessenen Eingangsadmittanz des ASL-Balkens quadratisch (vgl. dazu die ebenfalls grüne Kurve in Abbildung A-3). Im Frequenzbereich über 1000 Hz betragen die Senkungen jeweils 6 – 10 dB

4 Balkenstrukturen

an den Pegelspitzen des gedämpften Referenzbalkens.

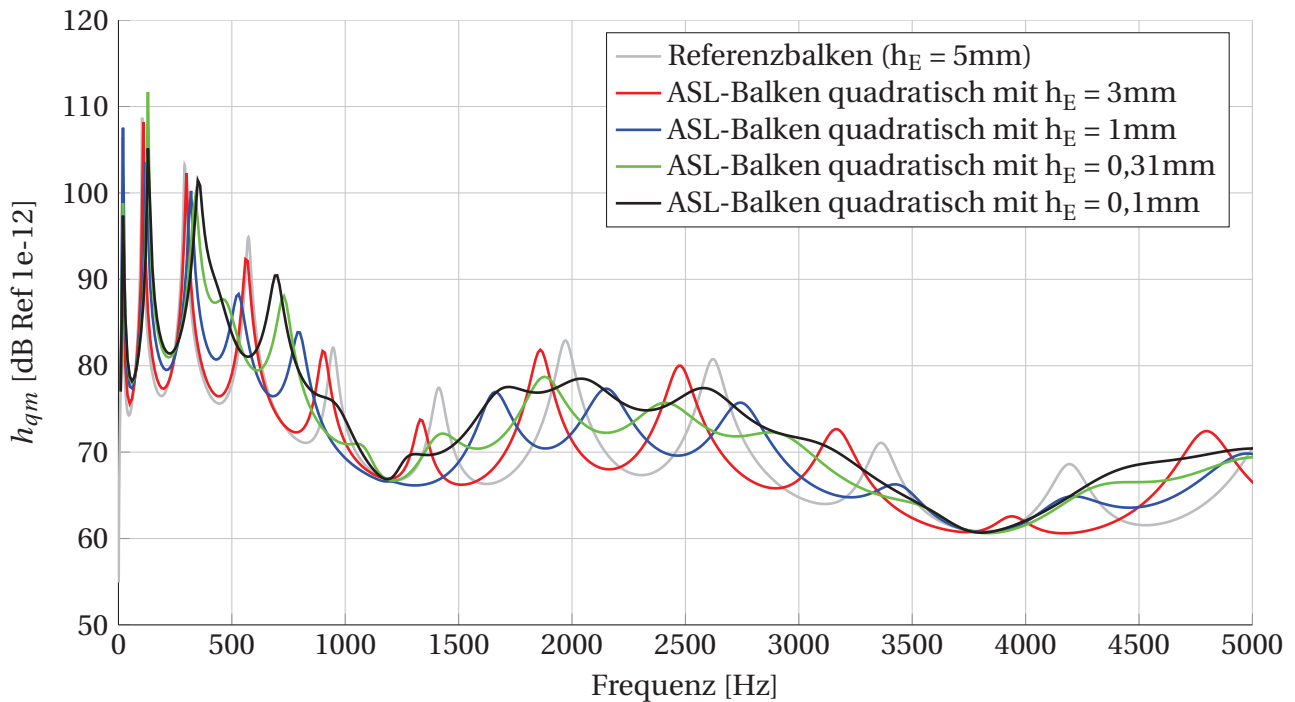


Abbildung 4.22: Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz)

Abbildung 4.23 und Abbildung 4.24 zeigen den Einfluss von h_E auf die Schnelleverteilung außerhalb und innerhalb des ASL-Systems, in den vorangegangenen Auswertungen wird stets der gesamte Balken betrachtet. Hier werden hingegen die Bereiche 0 – 400 mm (außerhalb des ASL-Systems) und 400 – 500 mm (innerhalb des ASL-Systems) jeweils separat ausgewertet. In der ersten Abbildung sind niedrigere Pegelspitzen mit sinkender Endstärke zu erkennen. Je dünner der Auslauf des ASL gestaltet wird, desto mehr verlagert sich die im System stationär vorhandene Körperschallenergie in den Bereich des ASL-Systems. Dazu sind ebenfalls in Abbildung 4.23 die Amplitudenverteilungen des Referenzbalkens und des ASL-Balkens mit $h_E = 0,1$ mm in den passenden Farben dargestellt. In Abbildung 4.24 ist im Gegensatz dazu erkennbar, dass die Pegel im ASL mit sinkender Endstärke ansteigen. Die Einbrüche bei den Frequenzen 1180 und 3770 Hz stellen bekannte Balkeneigenschwingungen zwischen der Einspannung und der Anregung dar und treten bei diesen Frequenzen dominierend auf. Diese Schwingformen sind in Abbildung 4.24 für den Referenzbalken dargestellt, sie unterscheiden sich jedoch kaum bei den ASL-Balken. Grundsätzlich schwingt der Referenzbalken mit geringeren Amplituden im Bereich des ASL-Systems, da hier die volle Materialstärke vorhanden ist und keine Querschnittsschwächung herrscht. Nach der zuvor behandelten Theorie würden die Amplituden im Bereich des ASL-Systems mit $h_E \rightarrow 0$ aufgrund der idealen Spitze gegen unendlich gehen.

Im Rahmen der fertigungstechnischen Möglichkeiten sollte für die Zielstellung der Beruhigung einer Teilstruktur also eine möglichst kleine Endstärke, eine hohe Ansatzfunktion und ein langes ASL gewählt werden, um eine Energieverlagerung in Richtung des ASL-Systems zu forcieren. Dies ist ein guter Ansatz für Anwendungen in der Messtechnik oder bei Komfortmerkmalen von Bedienungselementen in Fahrzeugen (z.B. Lenkrad), bei denen entscheidende Bereiche möglichst schwingungsfrei ausgelegt werden müssen,

4 Balkenstrukturen

hingegen andere Bereiche (wie hier das ASL) schwingen dürfen und als eine Art „Opferstruktur“ genutzt werden können (vgl. Opferanode in der Chemie).

Wenn eine Gesamtstruktur beruhigt wird, muss stets eine optimale Formfunktion für das ASL ermittelt werden. Diese entsteht aus der richtigen Kombination aus Endstärke, Verlauf (hier quadratisch), ASL-Länge und der Dämpfungskonstellation. Grundsätzlich muss zunächst abhängig von der Zielstellung eine sinnvolle ASL-Form und im Nachgang die passende Dämpfungskonstellation gefunden werden, sodass ein möglichst effizientes ASL-System entsteht.

In Abschnitt 3.2 und 4.3 werden einige Merkmale eines ASL-Systems auf Basis analytischer und empirischer Beobachtungen festgestellt. Qualitative Effekte wie

- die erhöhte Wirksamkeit bei steigender Frequenz und ASL-Länge
- die sinkende Effizienz bei steigender CLD-Lagenanzahl und
- beste Wirksamkeit am ASL-Ende
- die Beobachtung einer Verlagerung der Energie in das ASL-System mit besonders dünnen Formfunktionen

werden von dem hier genutzten Modell konsistent abgebildet. Die quantitativen Pegelsenkungen der Versuche können hingegen nicht abgebildet werden. Die hier genutzte Modellbildung ist dennoch eine funktionierende Methode ein ASL-System im Frequenzbereich zu untersuchen. Im nachfolgenden Kapitel wird ein hinsichtlich Steifigkeit und Materialdämpfung besser angepasstes Modell einer Plattenstruktur genutzt, um die quantitativen Pegelsenkungen eines ASL genauer abschätzen zu können. Die Ergebnisse in Abschnitt 5.2 und Abschnitt 5.4 zeigen, dass mit der hier genutzten Methode die Pegelsenkungen in einem angemessenen Maß vorausgesagt werden können.

4 Balkenstrukturen

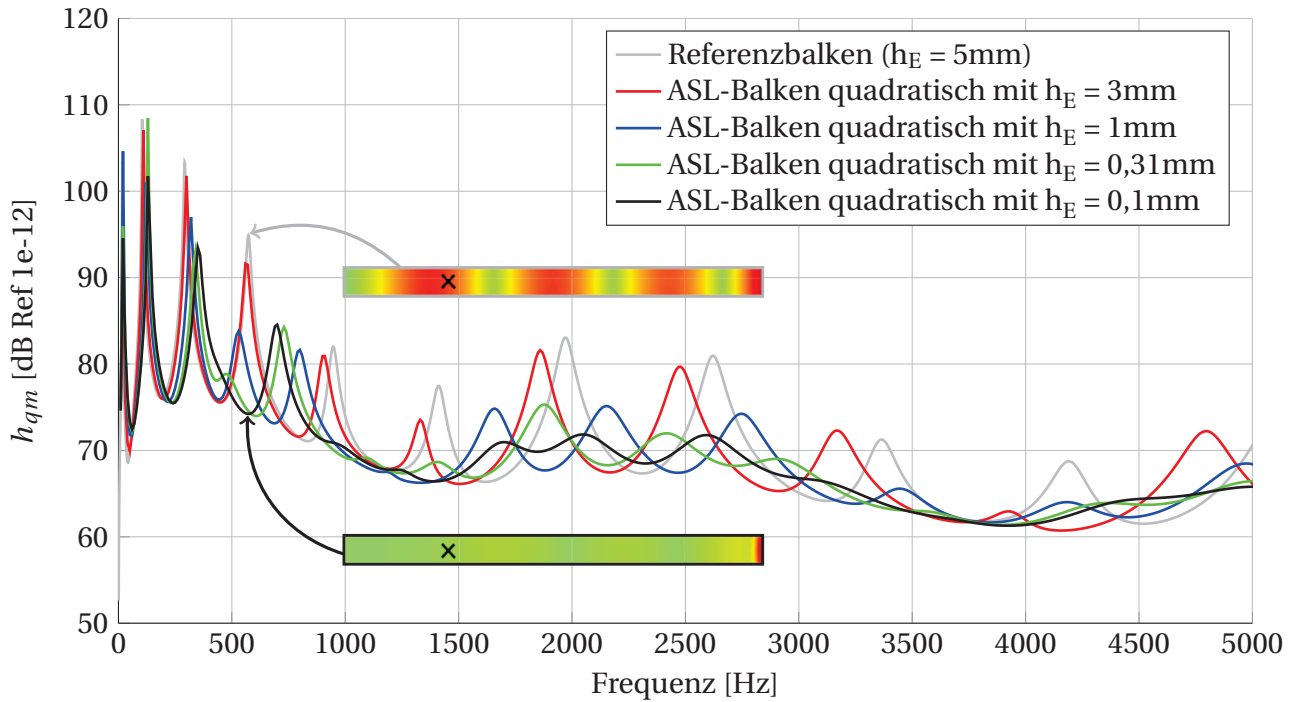


Abbildung 4.23: Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz außerhalb des ASL-Systems)

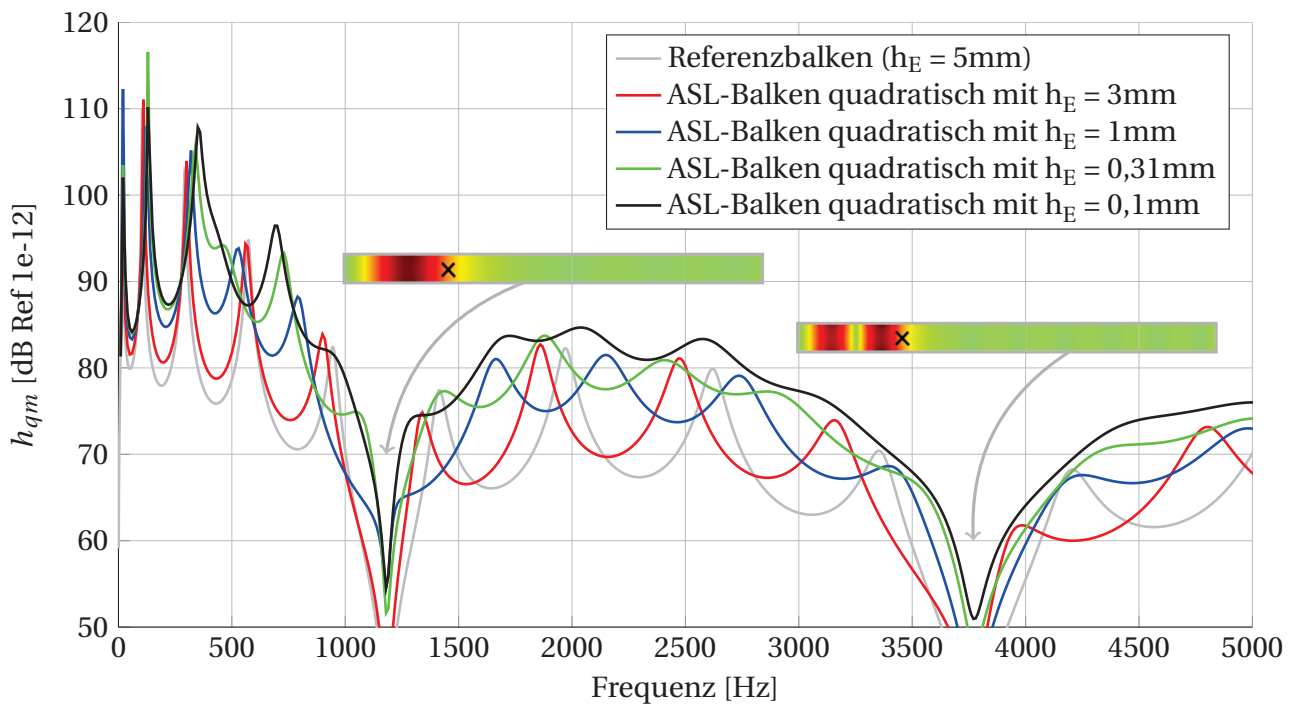


Abbildung 4.24: Numerische Variation von h_E (mittlere quadratische Admittanz innerhalb des ASL-Systems)

5 Plattenstrukturen

Die in Kapitel 4 erarbeiteten experimentellen und numerischen Ergebnisse zeigen die Funktionalität der ASL-Methode am eindimensionalen Balken auf. Um die Ergebnisse an zweidimensionalen Strukturen zu zeigen, wird eine Rechteckplatte aus Aluminium mit den Abmaßen $900 \times 600 \times 5$ mm genutzt. In diesem Kapitel wird in besonderer Weise auf die Modellbildung geachtet und ein abgeglichenes Modell genutzt, um die Wirkung eines zweidimensionalen ASL-Systems auch quantitativ zu beurteilen. Neben den Struktur-schwingungen wird die Schalleistung als energetische akustische Größe zur Bewertung genutzt.

5.1 Numerisches Plattenmodell

Als Simulationsgrundlage dient analog zum Balken ein FE-Modell aus achtknotigen Schalenelementen mit quadratischer Ansatzfunktion (ANSYS v14.5, Elementtyp Shell281). Das in Abbildung 5.1 zu sehende Netz wird auf Grundlage der passenden Eigenfrequenzlagen im untersuchten Frequenzbereich von 0 – 2500 Hz und des FRAC-Kriteriums ausgewählt. Das Netz mit einer Feinheit von 20 mm und 28026 Freiheitsgraden ist vor dem im Versuch genutzten Prüfstand zu sehen. Die Übertragung der Form des ASL wird auch bei der Plattenstruktur über die Dicke der Schalenelemente realisiert. Ein ASL ist wie in der behandelten Literatur stets rund, läuft zum Kreisinneren mit einer quadratischen Formfunktion zu und wird bis zu einem gewählten Wert h_E dünner.

Die Kraftanregung durch eine Einzelkraft ist an einem möglichst irrationalen Punkt abseits von Knotenlinien der bekannten Platteneigenschwingformen gewählt, um viele Eigenformen anzuregen. Darüber hinaus wird eine Kraftanregung im Randbereich gewählt, um einem in Anwendungen häufig auftretenden Verbund aus tragenden anregenden Bauteilen und dünnen Blechen gerecht zu werden und genug Platz für das Einbringen mehrerer ASL zu lassen. Ausgenommen von der Berechnung des Schalldämmmaßes in Abschnitt 5.2 werden sämtliche folgenden Berechnungen mit einer Einzelkraftanregung von 1 N an der Stelle

$$x_F = 136,3 \text{ mm} \quad (5.1)$$

$$y_F = 90,9 \text{ mm} \quad (5.2)$$

durchgeführt. Die Platte ist im Versuch größer gefertigt und in einem am DLR vorhandenen Stahlrahmen eingespannt. Um die erhöhten Anforderungen an das Modell zu erfüllen, kommt als Randbedingung weder die Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade am Rand der Platte noch eine freie Einspannung in Frage. Die Steifigkeit des Stahlrahmens wird im Modell mit einer weiteren Elementschicht realisiert, welche in Abbildung 5.1 rot markiert ist. In Abbildung 5.1 sind weiterhin die gewählten Randbedingungen dargestellt. Es gilt für

5 Plattenstrukturen

den Rand der untersuchten Platte

$$w = 0 \quad (5.3)$$

und für den äußeren Rand der (rot markierten) Elementschicht zur Simulation des Stahlrahmens

$$u, v, w = 0 \quad (5.4)$$

$$ru, rv, rw = 0 \quad (5.5)$$

Dabei sind u, v, w die Verschiebungen in x, y, z -Richtung und ru, rv, rw die dazugehörigen Verdrehungen.

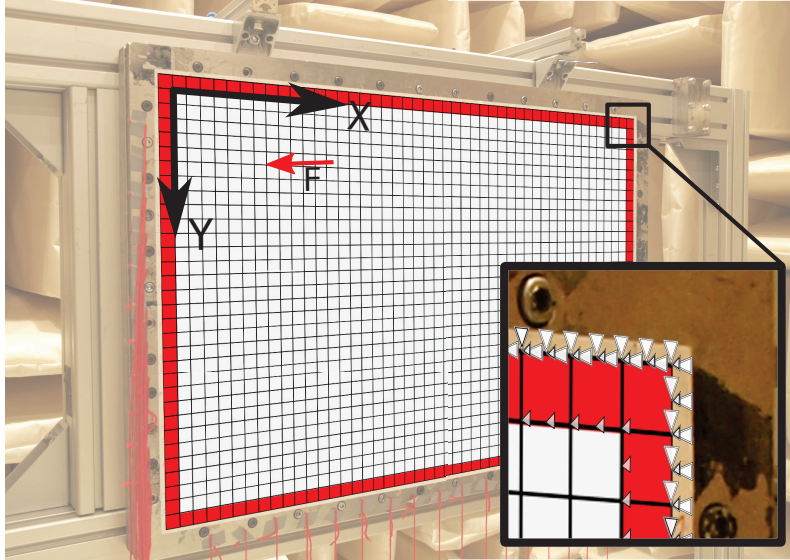


Abbildung 5.1: Genutztes FE-Netz aus quadratischen Schalenelementen für Plattenmodell mit Randelementen (rot) als Simulation des Stahlrahmens am Prüfstand.

Für die rote Elementschicht, deren Elementgröße und Dicke wie die der Plattenelemente ist, wird in mehreren Vergleichsrechnungen eine passende Lage der Eigenfrequenzen für einen E-Modul von 40000 N/mm^2 ermittelt und nachfolgend genutzt. Durch die Nutzung von einer Elementschicht wird ein Kompromiss zwischen einer festen und einer allseitig frei gestützten Einspannung gefunden und somit die Steifigkeit des Modells an die Steifigkeit der Versuchsplatte angeglichen. Neben der Steifigkeit muss die Dämpfung des reinen Aluminiums berücksichtigt werden. Es wird kein abgeschätzter fester Verlustfaktor genutzt, sondern eine frequenzabhängige Dämpfung. Dafür wird eine Ausschwingkurve der reinen Aluminiumplatte im Prüfstand aufgezeichnet und frequenzabhängig der Verlustfaktor ermittelt. Nach einer Bandpassfilterung kann der Verlustfaktor für die jeweilige Frequenz berechnet werden.

Nach [1] bietet die Rayleighdämpfung Vorteile in der Berechnung, da sich die Dämpfungsmatrix D über die Parameter a und b additiv aus Massenmatrix M und Steifigkeitsmatrix K zusammensetzt:

$$\mathbf{D} = a\mathbf{M} + b\mathbf{K} \quad (5.6)$$

Mit den Parametern $a = 12.56$ und $b = 3.97e-7$ wird der gemessene Verlauf der Dämpfung passend abgebildet und weiterhin genutzt. Abbildung A-9 im Anhang zeigt den gemessenen Verlauf im Vergleich mit dem angenäherten Verlauf. Die leicht erhöhte Rayleighdämpfung in Frequenzbereichen über 1500 Hz geht aus

5 Plattenstrukturen

Vergleichen der Frequenzgänge hervor. Grundsätzlich treten durch die genutzte Rayleighdämpfung Verlustfaktoren zwischen 0,0022 und 0,06 auf. Bei Frequenzen unterhalb 250 Hz steigt der Verlustfaktor an, wobei er im Frequenzbereich darüber relativ konstant bei 0,003 liegt.

In Abbildung 5.2 ist der Frequenzgang der mittleren quadratischen Admittanz des Versuchs und der FE-Berechnung zu sehen. Für die Vergleiche liegen Versuchsergebnisse der reinen Aluminiumplatte vor, welche hier vorgezogen gezeigt werden. Weitere Versuchsergebnisse (insbesondere mit einer ASL-Platte) folgen im nächsten Kapitel. Die Eigenfrequenzen stimmen bis 1250 Hz sehr gut überein, darüber liegen leichte Abweichungen vor oder einige Eigenfrequenzen werden nicht oder zusätzlich abgebildet. Mit einem noch feineren Netz können höherfrequente Schwingformen besser abgebildet werden, dies würde hier jedoch unnötig die Rechenzeit erhöhen. Das gewählte Netz stellt insofern einen Kompromiss aus Berechnungszeit und Ergebnisqualität dar. Weiterhin werden die Pegelspitzen durch die gewählte Rayleighdämpfung über den gesamten Frequenzbereich in einer passenden Qualität abgebildet. Abgesehen von vereinzelt Ausnahmen im nieder- und höherfrequenten Bereich betragen die Abweichungen durchgehend weniger als 4 dB.

Das FRAC (Frequency Response Assurance Criterion) nach Gleichung 3.21 wird als Maß für die Qualität der Abbildung der einzelnen Freiheitsgrade der Platte über den gesamten Frequenzbereich angewendet (siehe Abbildung 5.3). Dabei werden die gemessenen und berechneten Frequenzgänge der Schnellen pro Messpunkt bzw. Node verglichen. Bei einem Wert von null unterscheidet sich das gemittelte Frequenzverhalten des jeweiligen Freiheitsgrades völlig und bei eins ist das Verhalten identisch. Die Werte bewegen sich im gesamten Frequenzbereich hauptsächlich zwischen 0,6 und 0,83 und liegen somit relativ nah bei eins. Nach [21] beeinflussen selbst kleine Abweichungen in der Dämpfung der Resonanzüberhöhungen oder leichte Eigenfrequenzverschiebungen das Kriterium stark, weswegen das vorliegende Ergebnis als gut eingeordnet wird. Ein optischer Vergleich der einzelnen Schwingformen zeigt eine gute Übereinstimmung in Frequenzbereichen bis circa 1500 Hz, darüber werden zunehmende Abweichungen der Schwingformen festgestellt. Ein deutlich feineres Modell wäre nötig, was im Hinblick auf die Rechenzeit im zeitlichen Rahmen dieser Arbeit nicht möglich ist, wenn bedacht wird, dass mit dem Plattenmodell eine erhebliche Anzahl an ASL-Konfigurationen untersucht wird. Das Plattenmodell simuliert somit in einer passenden Qualität die Versuchsplatte und wird weiterhin für die FE-Untersuchungen verwendet.

5 Plattenstrukturen

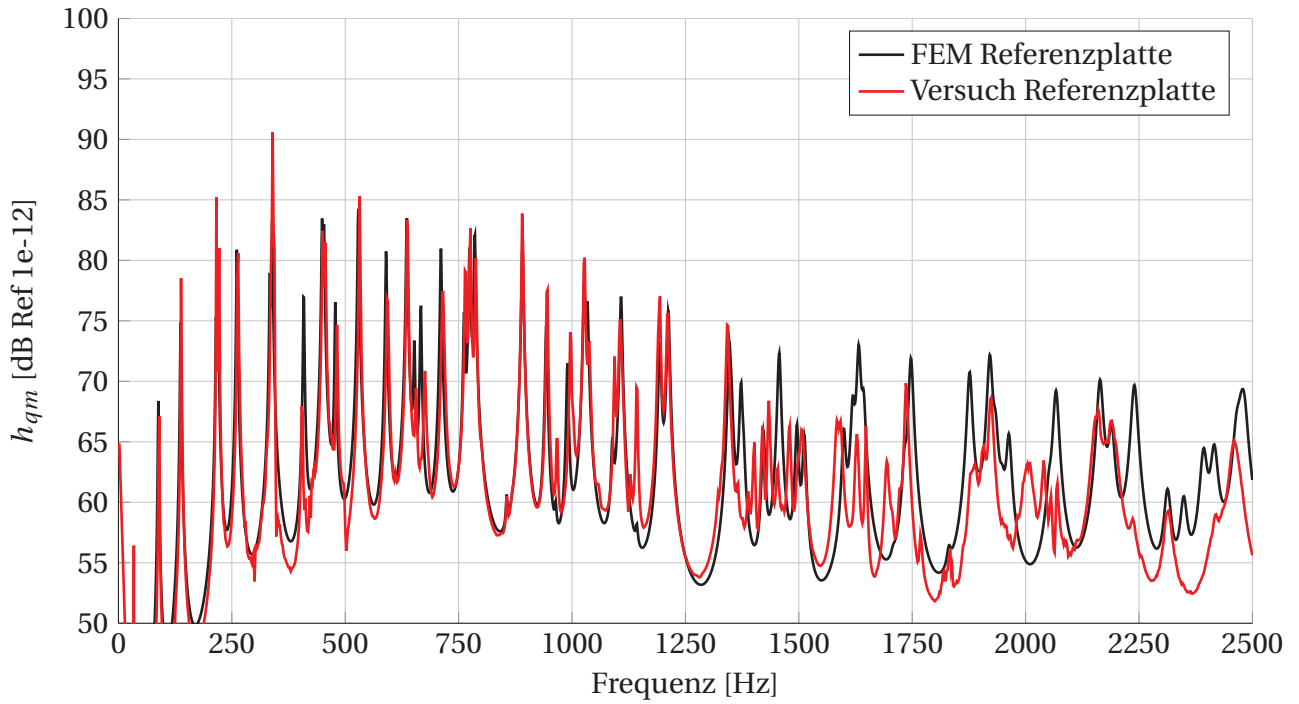


Abbildung 5.2: Modellabgleich der Referenzplatte (mittleren quadratischen Admittanz)

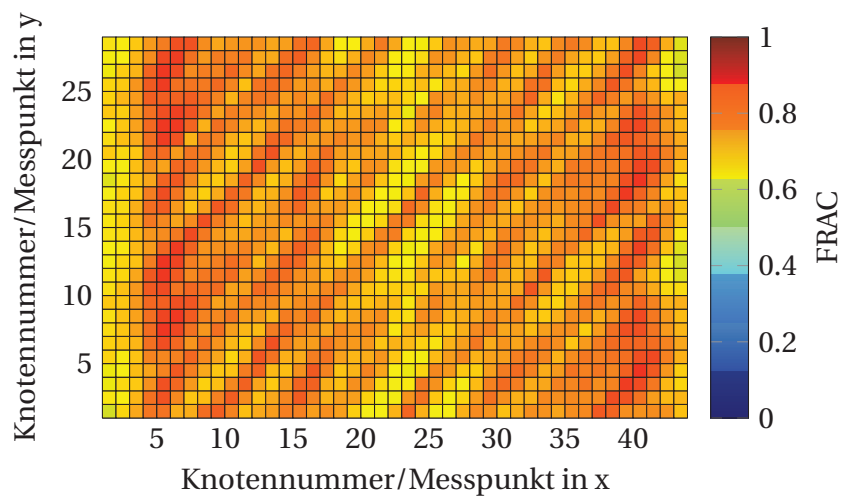


Abbildung 5.3: FRAC-Kriterium der Referenzplatte mit einer Frequenzverschiebung von 2 Hz

5 Plattenstrukturen

Ergänzend zeigt Abbildung 5.4 den dazugehörigen Frequenzgang der Schallleistung der reinen Aluminiumplatte. Die Schalldrücke werden in geringem Abstand über sämtlichen Knotenpunkten der Platte nach Gleichung 3.22 (Rayleighintegral) berechnet. Zusammen mit den vorliegenden Schnellen kann die Schallleistung nach Gleichung 3.25 in einem ähnlich guten Maß ermittelt werden wie die mittlere quadratische Admittanz. Im höherfrequenten Bereich nahe der Koinzidenzfrequenz ist eine deutliche Überhöhung der berechneten Schallleistung zu erkennen, was mit den Abweichungen der Schwingformen zu begründen ist. Die vorliegende Genauigkeit reicht für die umfangreichen Untersuchungen aus, da Effekte im ASL-System abgebildet und über den Frequenzbereich gemittelte Pegelsenkungen auch quantitativ in einem sinnvollen Maß ermittelt werden können. Einige Netzuntersuchungen zeigen, dass erhebliche Erhöhung der Netzfeinheit nötig wären, um insbesondere in den Frequenzgängen von h_{qm} und P einen deutlichen Unterschied zu erzielen.

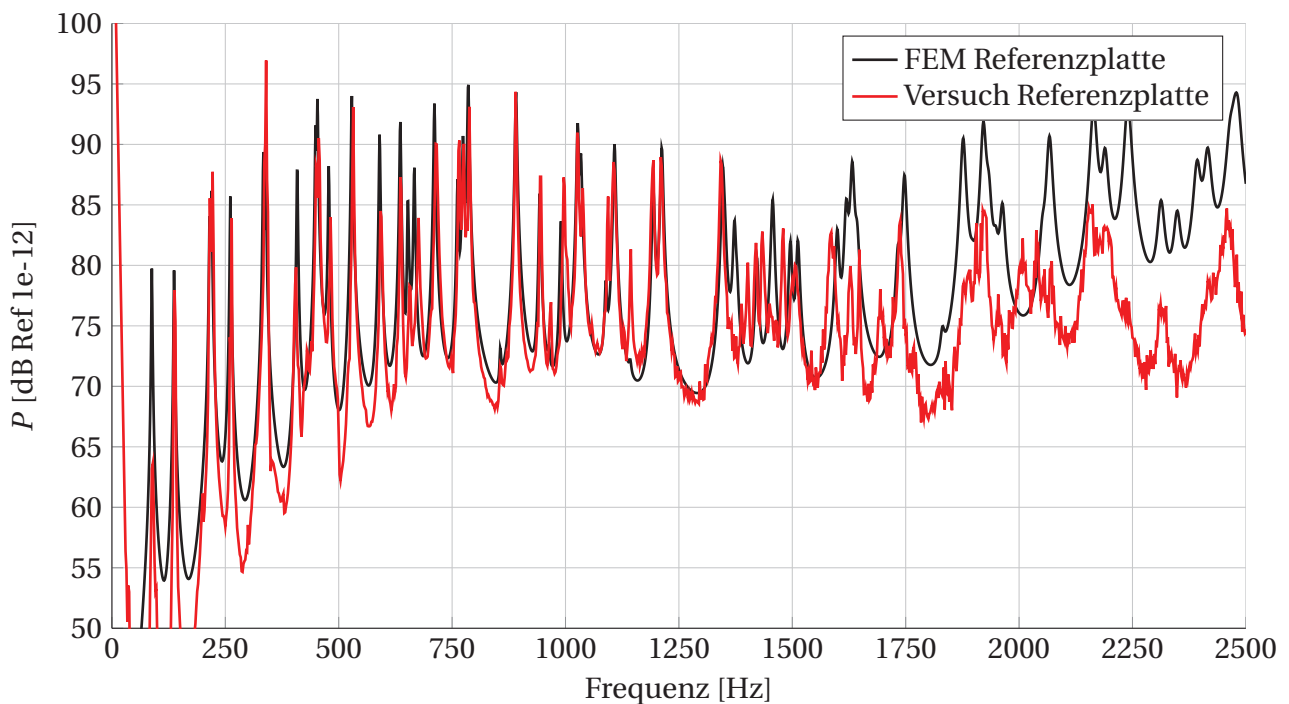


Abbildung 5.4: Modellabgleich der Referenzplatte (Schallleistung)

5.2 Numerische Ergebnisse der Platte

Das abgegliche Strukturmodell der Aluminiumplatte mit den Abmaßen 900x600x5 mm wird genutzt, um verschiedene ASL-Konstellationen numerisch zu untersuchen. Daraufhin kann im folgenden Kapitel die experimentelle Verifikation einer optimalen Konstellation erfolgen.

Ein ASL wird mit Hilfe des Parameters der Dicke stufenweise in die genutzten Schalenelemente eingebracht, Abbildung 5.5 zeigt dazu die veränderlichen Dicken farblich gekennzeichnet am Beispiel eines mittigen ASL mit dem Radius $R_{ASL} = 200$ mm. Analog zu den numerischen Balkenuntersuchungen dient ein APDL-Skript in ANSYS der automatisierten Erstellung beliebiger ASL-Konstellationen hinsichtlich der Parameter Lage,

5 Plattenstrukturen

Größe, Anzahl, Formgebung und Dämpfungsbelegung der ASL. Nach einer gleichmäßigen Netzerstellung werden die Elemente im ASL einer rundlichen Form angenähert, um runde Ausschnitte einbringen zu können und rundum eine gleichmäßige Absenkung der Dicke zu erreichen.

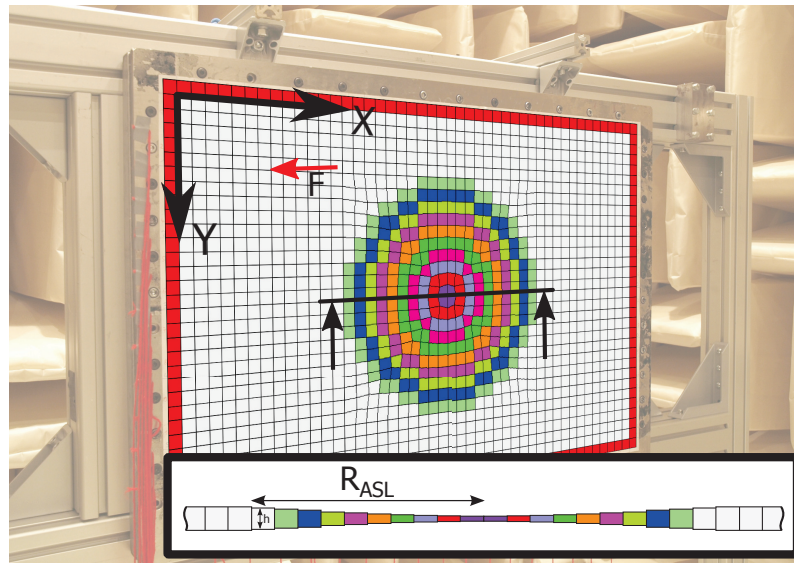


Abbildung 5.5: Genutztes FE-Netz der Platte mit über verschiedene Dicken der Schalenelemente eingebrachtem mittigen ASL mit $R_{ASL} = 200 \text{ mm}$

In Anwendungen wie Verkleidungen von Maschinen oder Fortbewegungsmitteln ist eine geschlossene Struktur ohne Löcher eine logische Forderung. In [14] wird eine Plattenstruktur mit durchgängigem ASL als kaum wirksam beschrieben und nicht weiter untersucht. Das hieße, dass sämtliche Anwendungen mit geschlossenen Strukturen nicht von einem ASL-System profitieren könnten. Das in Abbildung 5.5 gezeigte ASL wird als geschlossene Variante ohne mittige Bohrung mit einer Reststärke des Materials von 1 mm untersucht. Weiterhin wird eine offene Variante mit einer Bohrung von $R_{aus} = 20 \text{ mm}$ zum Vergleich herangezogen. Bei dem ASL mit der mittigen Bohrung entsteht also ein Loch im Material, welches nicht gedämpft werden kann. Die Wellen treffen auf die Kante und reflektieren, wohingegen in der geschlossenen Variante die Wellen direkt durch das ASL-System laufen können. Die quadratische Formfunktion ($m = 2$) wird bei der offenen Variante so angepasst, dass der Auslauf der Struktur am Rand des mittigen Ausschnitts mit einer Endstärke $h_{End} = 1 \text{ mm}$ entsteht. Der Frequenzgang in Abbildung 5.6 zeigt die mittlere quadratische Admittanz der offenen (blaue Kurve) und geschlossenen ASL-Platte (rote Kurve) im Vergleich zur Referenzplatte mit gleicher Dämpfungsfläche. Die Pegel der beiden ASL-Platten ähneln sich stark und weisen im gesamten Frequenzbereich nur stellenweise Abweichungen von bis zu 2 dB auf. Es ist keine Tendenz erkennbar, dass eine der beiden Konstellation niedrigere Pegel aufweist. Es wird entgegen der Veröffentlichung [14] von Krylov festgestellt, dass ein Ausschnitt im ASL den Effekt nicht verstärkt. Ob eine Welle an einer Kante reflektiert wird und nochmals durch das ASL zurückläuft oder ob eine Welle auf der anderen ASL-Seite weiterlaufen kann hat keinen erkennbaren Einfluss auf den Frequenzgang der mittleren quadratischen Admittanz. Sämtliche folgenden ASL-Konstellationen werden mit geschlossenen ASL untersucht, um beispielsweise eine mögliche Anwendung in Außen- und Innenverkleidungen von Flugzeugen und Automobilen zu ermöglichen.

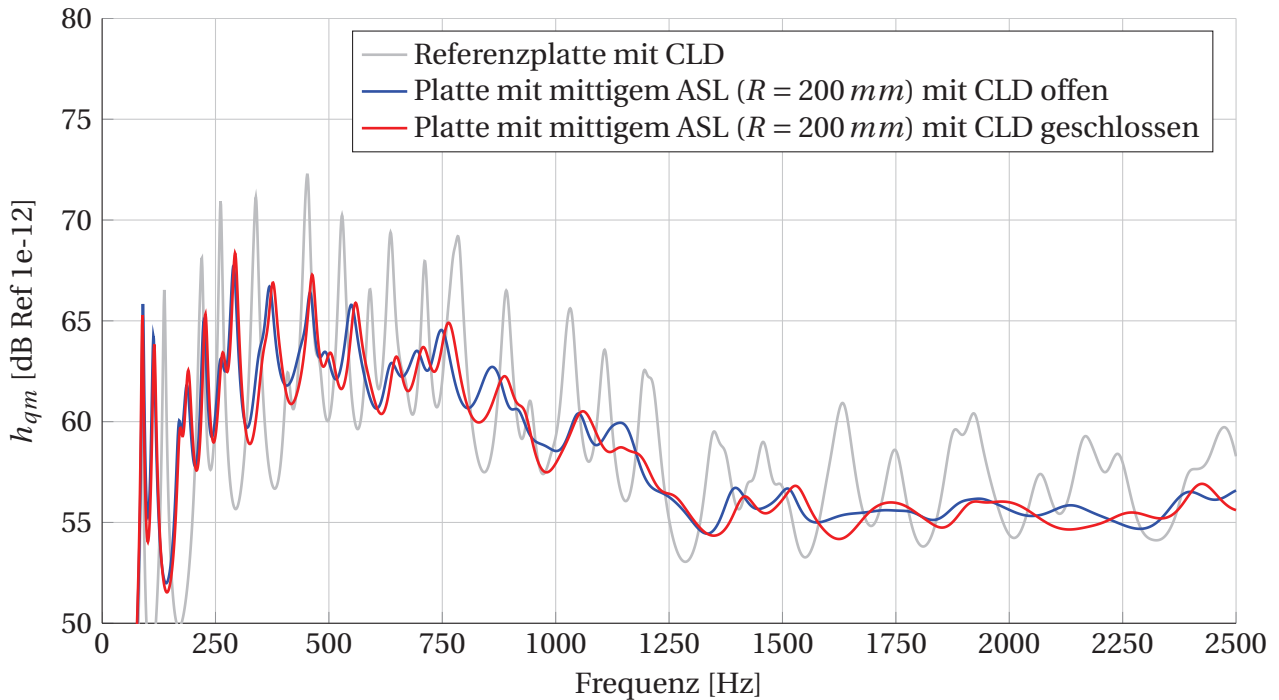


Abbildung 5.6: Numerischer Vergleich von geschlossenem und offenem ASL

Ausgehend von dieser Erkenntnis werden verschiedene Aluminiumplatten mit geschlossenen ASL untersucht. Zuerst wird ein einzelnes ASL in verschiedenen Größen an verschiedenen Orten in die Referenzplatte eingebracht. Um die neun verschiedenen Plattenkonstellationen zu vergleichen und eine optimale Variante herauszufinden, sind Frequenzgänge ungeeignet. Bei kleinen Unterschieden der Pegel ist aus dem optischen Vergleich zweier Graphen kaum eine „beruhigtere“ Variante auszumachen. Vielmehr wird ein hartes Kriterium für den direkten Vergleich benötigt, wofür ein Summenpegel als durchschnittliche Amplitude über den gesamten untersuchten Frequenzbereich von 0–2500 Hz herangezogen wird. Für die Bildung des Summenpegels der mittleren quadratischen Admittanz gilt bei n untersuchten Frequenzen:

$$h_{\Sigma qm} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{qm}(f_i) \quad (5.7)$$

Es werden jeweils drei Lagen und Größen simuliert, wodurch sich die Anzahl von neun ergibt. Als ASL-Lagen werden „nah“, „mittig“ und „fern“ gewählt, was auf die Entfernung zur Erregerkraft bezogen ist. Das mittige ASL liegt im Mittelpunkt der Rechteckplatte bei $x = 450 \text{ mm}$ und $y = 300 \text{ mm}$ und das nahe und ferne ASL sind zueinander punktespiegelt am Mittelpunkt. Das nahe ASL wird jeweils so gewählt, dass die anregende Kraft dort auf dem Rand des ASL liegt, wo die Platte bereits ihre volle Stärke erreicht hat. Die anregende Kraft liegt also nie in der dünneren Struktur des ASL. Die Größen der ASL betragen 50, 100 und 150 mm. Für sämtliche Konstellationen wird eine Dämpfung mit $R_{CLD} = 100 \text{ mm}$ gewählt, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Sowohl die Lage als auch die Größe des ASL (schwarzer Kreis) und die CLD-Fäche (grauer Bereich) sind in Tabelle 5.1 zu erkennen, nebenstehend sind die Summenpegel der mittleren quadratischen Admittanz (oberer Wert) sowie der Schallleistung (unterer Wert) abzulesen. Die Summenpegel

5 Plattenstrukturen

der Referenzplatte mit äquivalenter Dämpfungsbelegung betragen:

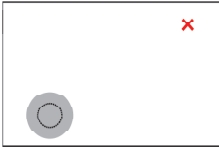
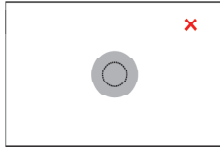

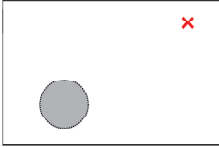
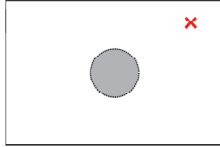
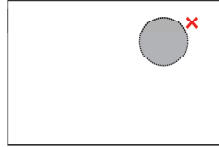
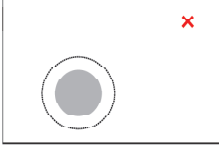
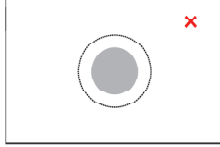
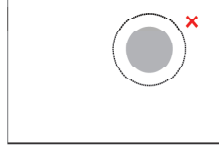
$$h_{\Sigma qm} = 64,9 \text{ dB} \quad (5.8)$$

$$P_{\Sigma} = 80,3 \text{ dB} \quad (5.9)$$

Von links nach rechts in Tabelle 5.1 rückt das ASL immer näher an die anregende Kraft heran und mit steigender Zeile vergrößert sich der Radius. Bei einem Radius von 50 mm beträgt die Senkung der Summenpegel durch Hinzufügen des ASL jeweils weniger als 1 dB, rückt das ASL zu nah an die anregende Kraft heran, wird der Summenpegel sogar gesteigert. Das liegt an der niedrigen Wandstärke in der Nähe der Kraft und führt zu einer deutlich gesenkten Eingangsimpedanz. Eine Anregung zu nah am ASL führt so zu höheren Amplituden und kann schnell besonders bei relativ kleinen ASL durch den geringen Radius auftreten.

Mit steigender ASL-Größe sinken die Summenpegel der mittleren quadratischen Admittanz und der Schallleistung deutlich ab und der gewählte Kraftort liegt hier auf dem Rand des ASL weiter entfernt vom ASL-Mittelpunkt als bei kleinen ASL. Bei der Variante mit $R_{ASL} = 150 \text{ mm}$ besteht eine Differenz von 1,1 dB im Summenpegel der Schallleistung zwischen „nah“ und „fern“ zugunsten der beruhigteren Variante „nah“. Der Vergleich mit der Variante mit $R_{ASL} = 50 \text{ mm}$, wobei „nah“ aufgrund der Nähe den größten Summenpegel aufweist, lässt auch in der Ortswahl auf ein Optimum schließen. Umfangreiche Untersuchungen oder eine Optimierung auf der Strecke zwischen „nah“ und „fern“ würden zeigen, dass das ASL relativ nah am Krafteinleitungsort platziert werden sollte, jedoch nicht zu nah bei kleinen ASL-Größen.

Tabelle 5.1: Summenpegel der Plattenkonfigurationen mit einem ASL; oben mittlere quadratische Admittanz in grau; unten Schallleistung; Vergleichswert reine Platte mit gleicher CLD-Dämpfung: $h_{\Sigma qm} = 64,9 \text{ dB}$ und $P_{\Sigma} = 80,3 \text{ dB}$

| | fern | mittig | nah |
|------|---|---|---|
| R50 |  64,5 dB 79,3 dB |  64,6 dB 79,4 dB |  65,9 dB 80,1 dB |
| R100 |  63,7 dB 77,6 dB |  63,8 dB 77,1 dB |  63,8 dB 76,8 dB |
| R150 |  62,4 dB 75,4 dB |  62,7 dB 75,2 dB |  62,4 dB 74,3 dB |

Bei einem ASL mit $R_{ASL} = 150 \text{ mm}$ werden Senkungen um bis zu 2,5 dB im Summenpegel von h_{qm} und um bis zu 5,1 dB im Summenpegel von P im Vergleich zur gedämpften Referenzplatte erreicht. Zusammen mit einer Gewichtsreduktion von 5,2% entsteht so eine leisere und leichtere Plattenstruktur. Demgegenüber steht der Fertigungsaufwand sowie der Materialaufwand von $0,031 \text{ m}^2 \text{ CLD}$.

5 Plattenstrukturen

Die frequenzabhängige Schalleistung der Variante „nah“ mit $R_{ASL} = 150$ mm (rote Kurve) im Vergleich zur Referenzplatte mit gleicher Dämpfung (graue Kurve) ist in Abbildung 5.7 zu finden. Der Frequenzgang zeigt eine steigende Wirksamkeit der ASL-Methode in hohen Frequenzbereichen und in diesem Fall eine geringe Wirksamkeit mit Pegeldifferenzen kleiner als 1 dB unterhalb von 250 Hz zwischen der ASL-Platte und der Referenzplatte. Oberhalb von 250 Hz erreicht die Anwendung eines ASL deutliche Pegelspitzenenkungen um über 10 dB. Durch eine solche Glättung des Frequenzganges werden ein homogeneres Geräusch einer Plattenstruktur erzeugt und tonale Störgeräusche herausgefiltert. Dieser bereits mehrfach beschriebene Effekt erzeugt ein tieffrequenteres Klangbild und einen geringeren Summenpegel als bei der Referenzplatte. Die Bewertung eines Klangbildes hinsichtlich psychoakustischer Gesichtspunkte ist im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgesehen. Ohne auf Details einzugehen, wird jedoch angenommen, dass ein solches Verhalten als angenehm und somit positiv zu bewerten ist.

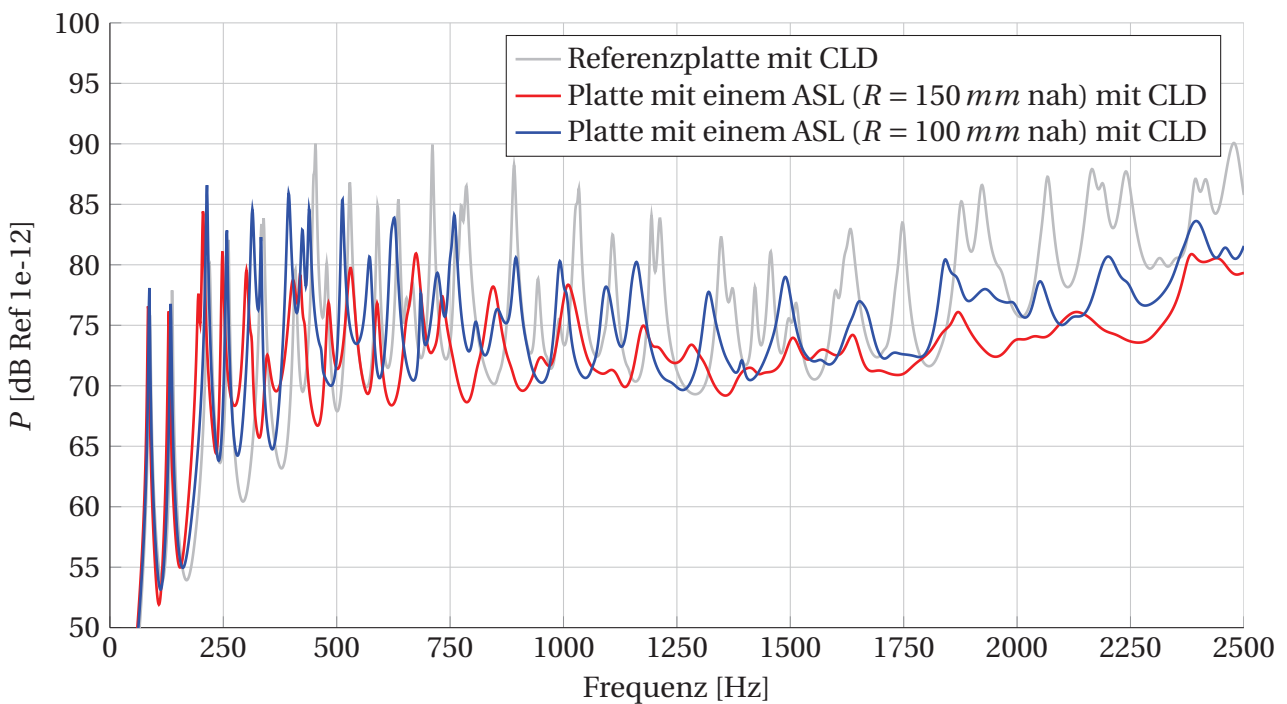


Abbildung 5.7: Numerischer Vergleich der Schalleistung einer Platte mit einem ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah) und der Referenzplatte

Für eindimensionalen ASL der Balken wird in Kapitel 4 festgestellt, dass eine Erhöhung der ASL-Länge eine bessere Wirksamkeit in einem bestimmten Frequenzband erzielt. Das längere ASL-System kann auch niederfrequenter eine Struktur beruhigen, da auch längere BiegeWellen vom ASL-System beeinflusst werden. Ab einer bestimmten oberen Frequenz ist bei den Balken jedoch kein Vorteil eines längeren ASL-Systems festzustellen, da bereits durch das kürzere ASL-System eine Art „Dämpfungssättigung“ vorliegt. Bei zweidimensionalen ASL wäre ein ähnliches Verhalten zu erwarten. Dazu ist in Abbildung 5.7 neben dem Frequenzgang des ASL mit $R_{ASL} = 150$ mm noch der Frequenzgang des ASL mit $R_{ASL} = 100$ mm aufgetragen, welcher die Beobachtung für zweidimensionale ASL lediglich im niedrigen Frequenzbereich unterhalb 250 Hz bestätigen kann. Die Steigerung des Radius von 100 auf 150 mm bewirkt eine Senkung der Pegelspitzen im Frequenzbereich von 250 bis 2500 Hz um bis zu 9 dB, unterhalb jedoch kaum Senkungen.

5 Plattenstrukturen

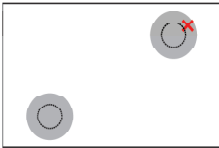
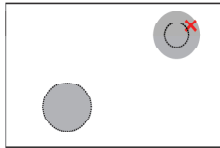
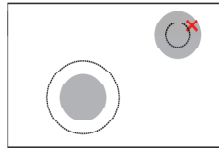
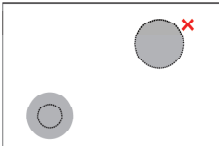
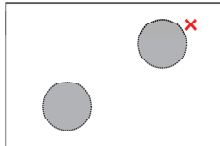
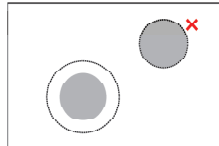
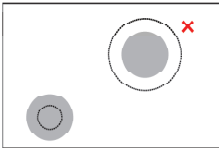
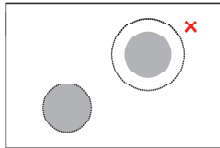
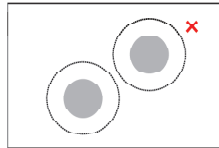
Neben Größe und Lage eines ASL auf einer Plattenstruktur wird der Einfluss eines zweiten ASL auf die strukturelle und akustische Energiegröße quantifiziert. Tabelle 5.2 zeigt dazu eine Übersicht. Wie in der vorherigen Tabelle sind Lage und Größe der ASL-Systeme skizziert, der Ort der Einzelkraftanregung markiert und die Summenpegel $h_{\Sigma qm}$ und P_{Σ} nebenstehend notiert. Die drei genutzten ASL Größen 50, 100 und 150 mm werden in den neun möglichen Kombination jeweils an den Orten „nah“ und „fern“ untersucht. Die Größen steigen von links oben nach rechts unten an, auf der Hauptdiagonalen sind gleiche Paarungen und auf den Nebendiagonalen verschieden gepaarte ASL-Größen zu finden. Zum Vergleich dienen die Summenpegel der Referenzplatte ohne ASL mit äquivalenter Dämpfungsbelegung:

$$h_{\Sigma qm} = 63,0 \text{ dB}$$

$$P_{\Sigma} = 78,4 \text{ dB}$$

Die Summenpegel der Referenzplatte sinken durch die auf $0,062 \text{ m}^2$ verdoppelte Dämpfungsfläche. Die Aluminiumplatte ist damit zu 11,5% mit CLD belegt.

Tabelle 5.2: Summenpegel der Plattenkonfigurationen mit zwei ASL nah und fern; oben mittlere quadratische Admittanz in grau; unten Schalleistung; Vergleichswert reine Platte mit gleicher CLD-Dämpfung: $h_{\Sigma qm} = 63,0 \text{ dB}$ und $P_{\Sigma} = 78,4 \text{ dB}$

| | R50 | R100 | R150 |
|------|---|---|---|
| R50 |  64,2 dB 78,1 dB |  63,7 dB 77,0 dB |  62,9 dB 75,2 dB |
| R100 |  62,6 dB 75,4 dB |  62,3 dB 74,6 dB |  61,7 dB 73,4 dB |
| R150 |  61,7 dB 73,4 dB |  61,7 dB 73,0 dB |  61,2 dB 71,8 dB |

Zunächst wird der Effekt eines zweiten ASL-Systems in der gleichen Größe auf die abgestrahlte Schalleistung beschrieben. Dafür werden die Summenpegel der Schalleistung in den Tabellen 5.1 und 5.2 für jede der drei ASL-Größen verglichen. In einer weiteren Tabelle 5.3 sind schrittweise von links nach rechts die Pegelsenkungen durch das Hinzufügen eines weiteren ASL-Systems zusammengefasst. Die erste Pegelsenkung sowie die Gesamtsenkung sind auf die Aluminiumplatte ohne Dämpfung bezogen, welche einen Summenpegel der Schalleistung von $P_{\Sigma} = 83 \text{ dB}$ aufweist.

So wird P_{Σ} bei der Verwendung von ASL-Systemen mit einem Radius von 100 mm mit dem ersten ASL-System um 6,2 dB gesenkt. Bei der alleinigen Verwendung von CLD fällt die Senkung mit 2,7 dB deutlich geringer aus. Das Hinzufügen eines zweiten ASL-Systems bringt eine Senkung von weiteren 2,2 dB mit sich

5 Plattenstrukturen

und führt so zu einer Gesamtsenkung von 8,4 dB im Gegensatz zu 4,6 dB bei der Referenzplatte. Das Einbringen von einem oder zwei ASL-Systemen mit $R_{ASL} = 50\text{ mm}$ lohnt sich kaum, hier wird aufgrund der geringen Differenzen im Summenpegel eher die Verwendung von CLD allein empfohlen. Bei größeren ASL-Systemen wie hier mit $R_{ASL} = 150\text{ mm}$ hebt sich das ASL-System deutlich von der allein mit CLD gedämpften Referenzplatte ab. Das erste ASL-System ist mit einer Senkung von 8,7 dB effektiver als das zweite ASL-System mit einer zusätzlichen Senkung um weitere 2,5 dB. Beide Schritte übertreffen jedoch den Effekt auf der Referenzplatte und führen zu einer Gesamtsenkung im Summenpegel von 11,2 dB. Weiterhin wird das Gewicht der Referenzplatte durch die Applikation zweier ASL um 10,4 % gesenkt.

Tabelle 5.3: Einfluss eines zweiten ASL-Systems auf das Abstrahlverhalten

| | erstes ASL-System | zweites ASL-System | Gesamt |
|---------------------------|-------------------|--------------------|-----------------|
| $R_{ASL} = 50\text{ mm}$ | -3,7 dB | -1,2 dB | -4,9 dB |
| $R_{ASL} = 100\text{ mm}$ | -6,2 dB | -2,2 dB | -8,4 dB |
| $R_{ASL} = 150\text{ mm}$ | <u>-8,7 dB</u> | -2,5 dB | <u>-11,2 dB</u> |
| Referenzplatte | -2,7 dB | -1,9 dB | -4,6 dB |

Aus den Ergebnissen ist abzuleiten, dass mit einer steigenden Anzahl an ASL-Systemen die Pegelsenkungen der Referenzplatte und die der ASL-Platte immer näher zusammenrücken. Die ASL-Platte kann sich in den drei hier untersuchten ASL-Größen jeweils mit dem ersten ASL-System am besten von der Referenzplatte absetzen. Schon mit der Applikation des zweiten ASL-Systems sind deutlich niedrigere Pegelsenkungen auszumachen. Die Senkung bei $R_{ASL} = 50\text{ mm}$ liegt sogar unterhalb der Senkung der Referenzplatte. Die Senkungen der beiden weiteren ASL-Größen 100 und 150 mm übertreffen jedoch die Beruhigung durch eine reine CLD-Benutzung an der Referenzplatte. Blendet man den Vorteil der Gewichtsreduktion aus, sinkt mit steigender ASL-Anzahl die Effizienz des Gesamtsystems, anders gesagt nimmt der Vorsprung gegenüber der Referenzplatte ab. Für eine besonders effiziente Auslegung mit bestem Kosten-Nutzen-Verhältnis wird deswegen ein einzelnes ASL-System relativ nah am Krafteinleitungsort mit möglichst großem Radius empfohlen. Aus den hier untersuchten Systemen wäre das System mit $R_{ASL} = 150\text{ mm}$ „nah“ zu wählen, dessen Pegelsenkung in Tabelle 5.3 einfach unterstrichen ist. Für ein besonders effektives Ergebnis mit bestmöglichen Nutzen werden zwei oder mehr ASL-Systeme mit ebenfalls großem Radius empfohlen. Aus den untersuchten Ergebnissen wäre das doppelt unterstrichene System mit $2 \times R = 150\text{ mm}$ zu wählen. Letztgenanntes System wird nachfolgend als Beispiel weiter betrachtet. Neben der Beschreibung der numerischen Frequenzgänge und der Variation der CLD-Belegung erfolgt in Abschnitt 5.4 eine Validierung der erheblichen Pegelsenkungen der gewählten Konstellation durch experimentelle Untersuchungen.

Abbildung 5.8 zeigt den Frequenzverlauf der Schallleistung der ASL-Platte mit zwei ASL-Systemen im Vergleich zur äquivalent gedämpften Referenzplatte. Der bereits betrachtete Summenpegel verspricht deutliche Senkungen im Eigentonbereich, welche mit dem vorliegenden Verlauf bestätigt werden. Ähnlich der Platte mit einem ASL mit $R_{ASL} = 150\text{ mm}$ treten ab 250 Hz Senkungen der Pegelspitzen der Referenzplatte auf. Die Differenzen betragen bis zu 16 dB und ziehen sich durch den gesamten untersuchten Frequenzbereich. Bei der betrachteten Schallleistung fällt auf, dass das Grundniveau des Pegels der ASL-Platte sogar unterhalb

5 Plattenstrukturen

des Grundniveaus der Referenzplatte liegt. Dies deutet auf weitere positive Effekte hinsichtlich der Schallabstrahlung hin. In Abschnitt 2.1 wird der gesenkte Abstrahlgrad aufgrund niedriger Wandstärken beschrieben, welcher hier zum Tragen kommt. Durch die lokal geringen Wandstärken im ASL-System wird die Länge der Biegewellen nach Gleichung 2.1 in diesem Bereich kleiner, was sich in den Schwingformen äußert und so zu lokalen akustischen Kurzschlüssen führt.

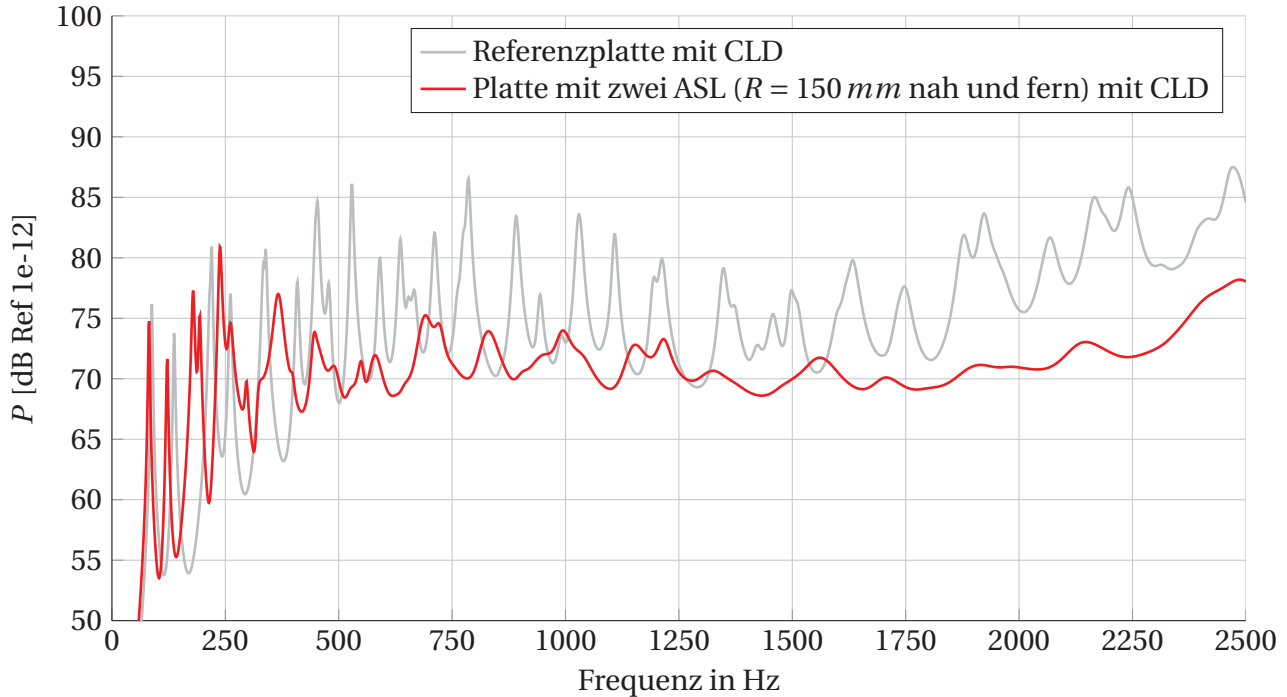


Abbildung 5.8: Numerischer Vergleich der Schallleistung einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte

Die Schwingformen der Referenzplatte können aufgrund der partiellen Dämpfungsbelegung durch CLD kaum gedämpft werden. Abbildung 5.9 zeigt dazu den Frequenzgang der mittleren quadratischen Admittanz der Referenzplatte und der ASL-Platte mit $2xR = 150$ mm im Vergleich. Das bei der Schallleistung zuvor beschriebene sinkende Grundniveau des Pegels ist hier entsprechend der behandelten Theorie nicht zu erkennen. Wie erwartet steigen die unteren Pegel zwischen den Resonanzüberhöhungen an und die Pegel in den Resonanzen werden ab 250 Hz deutlich gedämpft. Eine Absenkung des unteren Pegelniveaus in der Schallleistung muss also wie oben beschrieben im Abstrahlgrad begründet sein, da die Schallleistung einer Struktur nach der akustischen Grundgleichung [1] neben einiger konstanter Größen wie der Strahlerfläche A lediglich vom Abstrahlgrad $\sigma(f)$ und der mittleren quadratischen Admittanz abhängt:

$$P(f) = \rho_L c_L A h_{qm} \cdot \sigma(f) \quad (5.10)$$

In Abbildung 5.9 sind außerdem verteilt über den untersuchten Frequenzbereich vier Schwingformen als Beispiele dargestellt. Bereits bei 330 Hz sind leicht kürzere und deutlich fokussierte Biegewellen in der ASL-Platte erkennbar. Im Gegensatz dazu sind die Amplituden bei der Referenzplatte verteilter und können so nicht effektiv gedämpft werden. Mit steigender Frequenz sinkt die Länge der Biegewellen und wird immer

5 Plattenstrukturen

besser im ASL fokussiert. So sind bei 760 und 1100 Hz lokal im ASL-System von Plattenstrukturen bekannte 2-2 Schwingformen erkennbar. Die Schwingformen der großen Platte werden also teilweise verkleinert im ASL abgebildet, was durch akustischen Kurzschlüsse zu einem gesenkten Abstrahlgrad der Gesamtplatte und einer Steigerung der Koinzidenzfrequenz f_g führt.

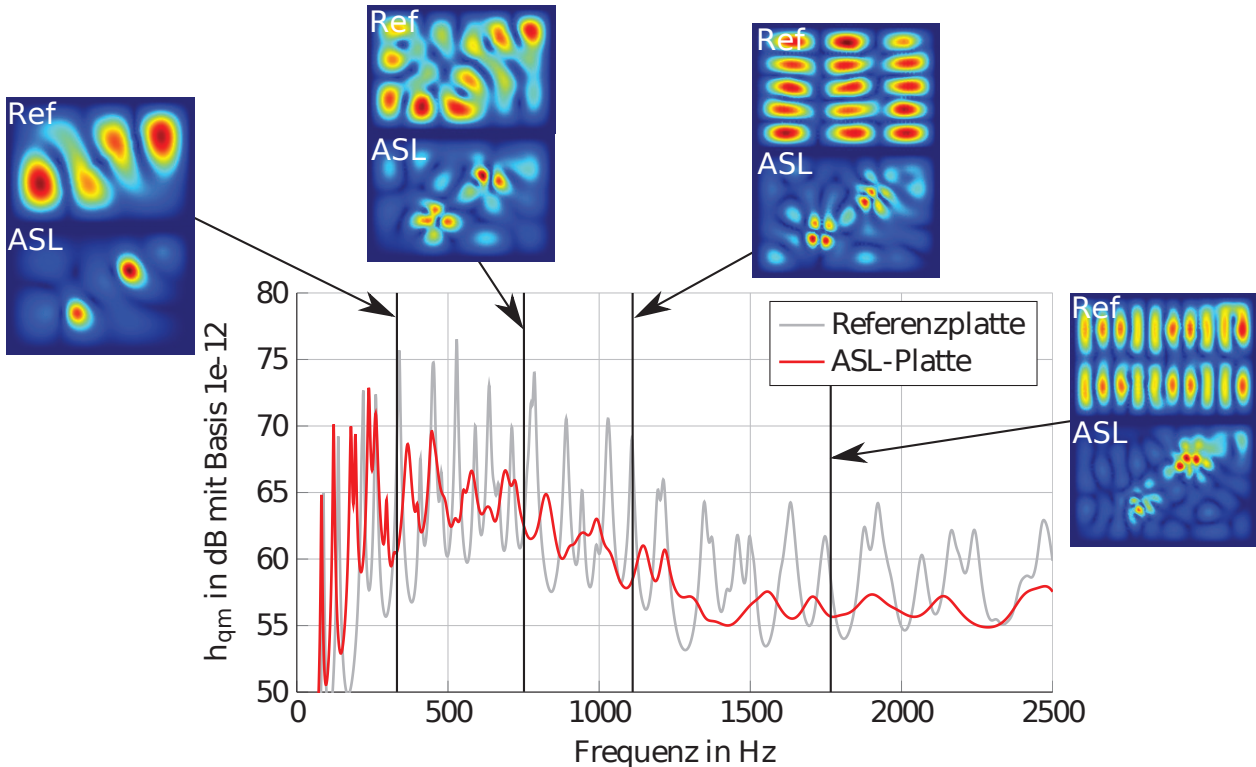


Abbildung 5.9: Numerischer Vergleich der mittleren quadratischen Admittanz einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte

Die Koinzidenzfrequenz der Referenzplatte wird nach [1]

$$f_c = \frac{c_L^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho h}{B}} \quad (5.11)$$

abgeschätzt und liegt bei $f_c \approx 2341$ Hz, wobei $B = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ die Biegesteifigkeit der Aluminiumplatte ist. Bei der ASL-Platte wird aufgrund der in der Biegesteifigkeit kubisch sinkenden Wandstärke h die Koinzidenzfrequenz höher erwartet. Eine Berechnung ist kaum möglich, da keine einheitliche Wandstärke vorliegt. Eine Platte mit $h = 1$ mm, was der Reststärke in den beiden ASL-Systemen entspricht, hätte in der gleichen Plattengröße eine Koinzidenzfrequenz von 11706 Hz. Die Koinzidenzfrequenz der ASL-Platte liegt dementsprechend zwischen 2341 und 11706 Hz, wobei sie deutlich näher an der unteren Grenze zu erwarten ist. Im Verlauf des Abstrahlgrades in Abbildung 5.10 ist der gesenkte Abstrahlgrad der ASL-Platte zwischen 400 und 2500 Hz um bis zu 5 dB erkennbar. Durch die erhöhte Koinzidenzfrequenz bei der ASL-Platte sorgt ein erweiterter Kurzschlussbereich für eine niedrigere Schallabstrahlung.

Nachfolgend wird die Dämpfungsbelegung eines ASL-Systems näher betrachtet. Die CLD-Belegung eines ASL-Systems wird für die Berechnungen der Summenpegel in den Tabellen 5.1 und 5.2 durchgehend kon-

5 Plattenstrukturen

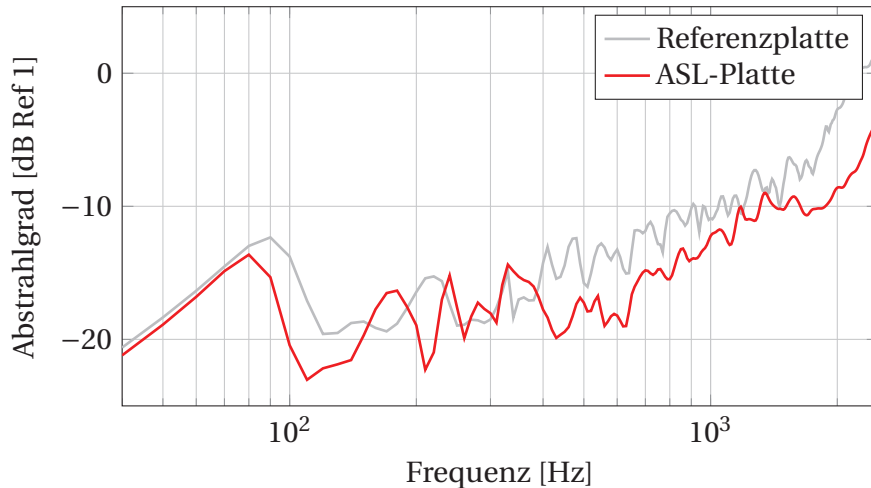


Abbildung 5.10: Numerischer Vergleich des Abstrahlgrades einer Platte mit zwei ASL ($R_{ASL} = 150$ mm nah und fern) und der Referenzplatte

stant mit $R_{CLD} = 100$ mm je ASL-System gewählt. Es entstehen also bei einem ASL-System mit $R_{ASL} = 50$ mm Flächenbelegung von 400 % im Gegensatz zu 44,4 % im ASL mit $R_{ASL} = 150$ mm. Um die Vergleichbarkeit unter den Systemen zu gewährleisten, ist diese Vorgehensweise jedoch nötig. Für eine höhere Effizienz eines ASL-Systems wird im Folgenden eine Dämpfungsbelegung gesucht, bei welcher der größte Unterschied im Summenpegel der ASL-Platte zum Summenpegel der Referenzplatte mit äquivalenter Dämpfungsbelegung zu erwarten ist. In Abschnitt 4.3 wird im Balkenversuch die in der Theorie beschriebene erhöhte Wirksamkeit des Dämpfersystems an der ASL-Spitze bestätigt. Deswegen erfolgt die Dämpfungsbelegung durchgängig ausgehend vom Mittelpunkt des ASL und wird analog zum Balken mit R_{CLD} beschrieben. Für eine möglichst effektive Auslegung ist die komplette Belegung des ASL mit CLD zu bevorzugen, da so noch zusätzlich die geringe Dämpfungswirkung der ASL-Randbereiche ausgenutzt wird. Für eine effiziente Auslegung mit optimaler Ausnutzung der Dämpfungsfolie existiert ein Optimum zwischen null und R_{ASL} .

Die Untersuchung wird erneut an der Platte mit zwei ASL-Systemen mit jeweils $R_{ASL} = 150$ mm durchgeführt und mit unterschiedlichen Dämpfungsbelegungen beaufschlagt. Eine kontinuierliche Belegungsvariation ist aufgrund der Diskretisierung im FE-Modell nicht möglich, weswegen der Radius R_{CLD} schrittweise variiert wird. Jede Dämpfungsbelegung wird neben der ASL-Platte auch für die Referenzplatte berechnet, die Differenz dient als quantitatives Maß für die Effizienz eines ASL-Systems. Anders gesagt wird durch die Differenz der Vorteil eines ASL in der Struktur gegenüber der gedämpften Struktur ohne ASL ausgedrückt.

Abbildung 5.11 zeigt die Ergebnisse. Mit einer optimalen CLD-Belegung von 50 % des Radius (was einer Flächenbelegung von jeweils 25 % im ASL entspricht) wird eine Differenz von 7 dB zwischen den Summenpegeln der Schalleistung der Referenzplatte und der ASL-Platte erreicht. Die Referenzplatte kann mit der Dämpfungsfläche von $0,035 \text{ m}^2$ im Summenpegel der Schalleistung lediglich um 3,4 dB gegenüber der ungedämpften Referenzplatte gesenkt werden. Unter dem Mehraufwand der Fertigung zweier ASL, jedoch mit der gleichen Dämpfungsfläche von 6,5 % der Plattenoberfläche, wird eine Senkung von 10,4 dB erreicht. Bei Anwendungen mit der Forderung bestmöglicher Ausnutzung einer Dämpfungsfolie wird deshalb eine Belegung von 25 % der ASL-Fläche empfohlen. Die Untersuchung zeigt, dass unter minimalem CLD-Aufwand erheblich Pegelsenkungen erzielt werden können. Ähnliche Pegelsenkungen mit der Referenzplatte zu er-

5 Plattenstrukturen

reichen, bedeutet einen deutlichen Mehraufwand an CLD, wodurch ebenso die Masse der Platte gesteigert wird.

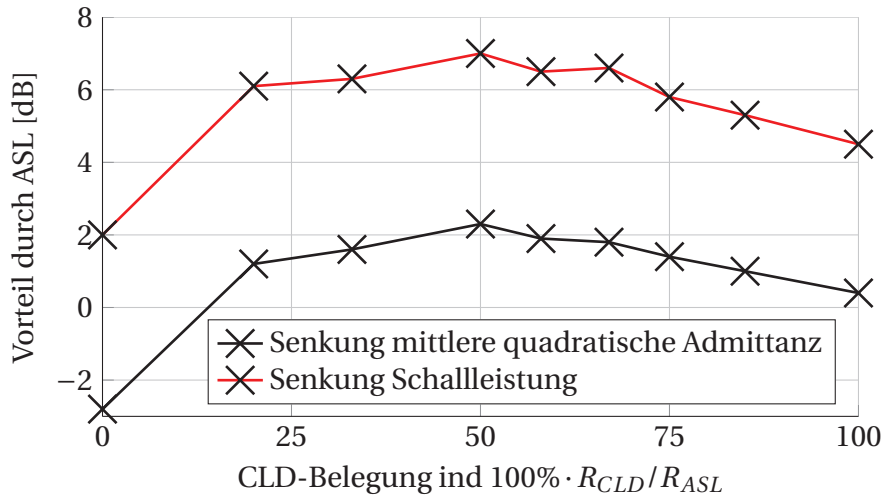


Abbildung 5.11: Pegelsenkung durch ASL unter Variation der Dämpfungslänge

Abschließend seien noch zwei Punkte zu der Untersuchung angemerkt. Der Verlauf der Diagramme in Abbildung 5.11 ist relativ flach zwischen 25 und 75 % Dämpfungsbelegung R_{CLD} . Dies entspricht einer Flächenbelegung des ASL zwischen 6,3 und 56 %. Grundsätzlich kann also in diesem Bereich die höchste Effizienz von CLD in ASL-Systemen erreicht werden. Flächenbelegungen im ASL unterhalb 6,3 % nutzen den Vorteil eines ASL-Systems nicht genügend aus und Werte oberhalb 56 % bringen lediglich einen geringen Mehrwert und werden daher im Rahmen effizienter Auslegungen nicht empfohlen. Bemerkenswert ist weiterhin die Senkung der Schalleistung um 2 dB durch bloße Anwesenheit eines ungedämpften ASL (0 % Belegung). Im Gegensatz zur Schalleistung wird die mittlere quadratische Admittanz um über 2 dB gesteigert, was den zuvor behandelten Effekt des gesenkten Abstrahlgrades durch kleinere Längen der Biegewellen erneut bestätigt.

Für sämtliche vorangegangenen Untersuchungen wird die Plattenstruktur durch eine Einzelkraft nahe am Rand angeregt. Dies ist vergleichbar mit dem Fall, dass dünnwandige Strukturen in Maschinen von tragenden Bauteilen über die Verbindungsstellen erregt werden. Ein weiterer wichtiger Anwendungsfall ist die Anregung dünnwandiger Strukturen durch Luftschall, insbesondere durch ein diffuses Schallfeld [23]. Befindet sich eine Struktur innerhalb eines diffusen Schallfeldes, so treffen beliebig Luftschallwellen mit Einfallswinkeln zwischen 0 und 90° auf die Struktur. Abhängig vom Einfallswinkel wird ein bestimmter Teil der Energie von der Plattenstruktur in Form von Körperschallenergie aufgenommen. Die in die Struktur eingeleitete Energie wird teilweise absorbiert (in Wärme umgewandelt) und teilweise auf der anderen Seite der Struktur als Luftschall wieder abgestrahlt [23]. Schräg einfallende Luftschallwellen werden dabei besser durch die Struktur geleitet als senkrecht auftreffende Luftschallwellen. Zum einen weisen schräg eintreffende Wellen ein niedrigeres Schalldämmmaß (circa 3 dB zwischen 0 und 45°) und zum anderen eine niedrigere Koinzidenzfrequenz auf [23]. In einem diffusen Schallfeld mitteln sich diese Größen jeweils über die Einfallswinkel der Wellen. Eine analytische Möglichkeit zur Berechnung des gemittelten Schalldämmmaßes ist das Berger'sche Massengesetz, wonach unterhalb der Koinzidenzfrequenz ein massedominierter Anstieg des Schalldämmmaßes um 6 dB pro Oktave vorausgesagt wird [24]:

5 Plattenstrukturen

$$R_m \approx 20 \cdot \lg \left(\frac{\pi f \rho h}{\rho_L c_L} \right) - 3 \text{ dB} \quad (5.12)$$

Abbildung 5.12 zeigt dazu eine Skizze. In schwarz ist ein beispielhafter Verlauf des Schalldämmmaßes einer gedämpften Plattenstruktur zu sehen. Der Bereich unterhalb der Koinzidenzfrequenz wird durch das Massengesetz meist gut angenähert. In der Nähe der Koinzidenzfrequenz beeinflusst die Dämpfung den Verlauf von R maßgeblich, darüber die Biegesteifigkeit der Platte [23]. Die hier untersuchte Aluminiumplatte liegt mit $f_c \approx 2341 \text{ Hz}$ nah am oberen Ende des untersuchten Frequenzbereiches, weswegen das Ergebnis annähernd dem Massengesetz entsprechen muss.

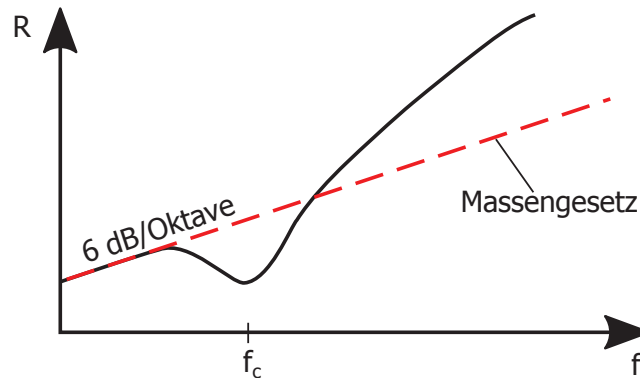


Abbildung 5.12: Skizze zum Berger'schen Massengesetz aus [24]

Für eine FE-Berechnung des Schalldämmmaßes der ASL-Platte wird zunächst ein diffuses Schallfeld erzeugt. Dafür werden auf einer weit von der Platte entfernten Halbkugel (Hier 100 m gewählt) knapp 300 Punktschallquellen platziert (siehe Abbildung 5.13). Mithilfe der Elementarstrahlertheorie kann daraus ein resultierendes Schallfeld auf der Plattenstruktur berechnet werden. Das so entstehende Schallfeld regt die Platte mit zufälligen Amplituden und Phasenlagen an. Die Anregungen können in Ansys eingefügt werden. Nach Berechnung der Strukturantwort im Frequenzbereich kann mittels des Rayleighintegrals nach Gleichung 3.22 die Ausgangsleistung P_a der Platte berechnet und nach Gleichung 3.27 das Schalldämmmaß ermittelt werden.

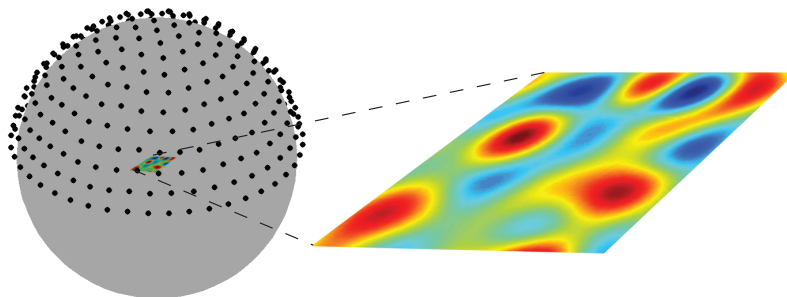


Abbildung 5.13: Für Generierung eines diffusen Schallfeldes genutzte gleichmäßig verteilte Punktschallquellen auf Einheitskugel mit Beispielergebnis bei 700 Hz

Abbildung 5.14 zeigt das ermittelte Schalldämmmaß R der Referenzplatte und der ASL-Platte mit zwei ASL-Systemen mit jeweils $R_{ASL} = 150 \text{ mm}$. Beide Verläufe weisen ein deutliches Rauschen auf, was an den zufälligen Phasenlagen der einzelnen Punktschallquellen in jedem Frequenzschritt liegt. Die Unterschiede bis

5 Plattenstrukturen

zu 5 dB von einem zum nächsten Frequenzschritt sind mit den daraus resultierenden Anteilen schräg- und geradeauftreffender Schallwellen zu begründen. Das Schalldämmmaß der Referenzplatte verläuft bis circa 1300 Hz annähernd nach dem Massengesetz. Auf dem Anstieg mit circa 6 dB pro Oktave sind einzelne Einbrüche des Schalldämmmaßes in den Eigenfrequenzen der Referenzplatte zu erkennen.

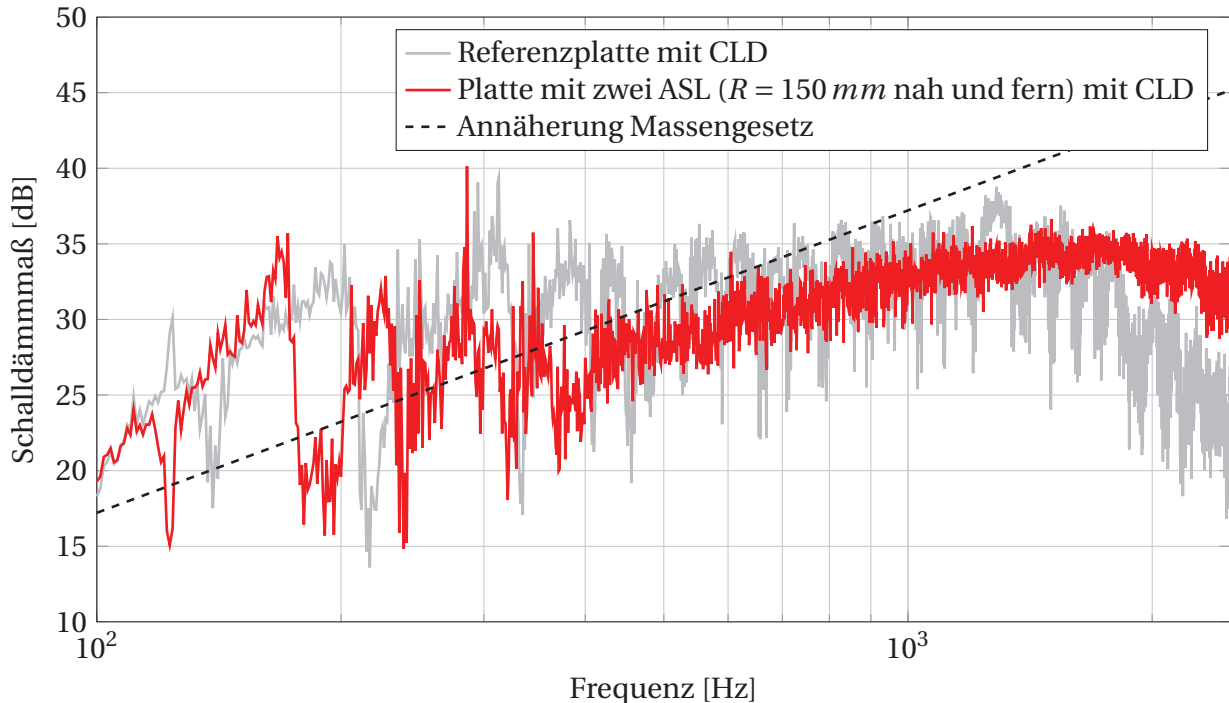


Abbildung 5.14: Schalldämmmaß der gewählten ASL-Platte

Bis circa 1500 Hz bewegt sich das Schalldämmmaß der ASL-Platte jeweils zwischen den oberen und unteren Werten der Referenzplatte. Durch die Applikation der ASL-Systeme sind keine Einbrüche zu erkennen, sondern ein durchgehend flacher Verlauf. Bei einer Verwendung des ASL-Systems beispielsweise als Panel eines Flugzeugs würde man daher keine merkliche Änderung im Schalldämmmaß, jedoch ein verbessertes Eigentonverhalten erwarten. Die Referenzplatte wirkt im Gegensatz zu der ASL-Platte eher wie ein Filter, das bestimmte Frequenzbänder bevorzugt durchleitet, wohingegen die ASL-Platte im gesamten Frequenzbereich annähernd dem Massengesetz folgt. Über 1500 Hz liegt das Schalldämmmaß der ASL-Platte aufgrund der gesteigerten Koinzidenzfrequenz oberhalb dem der Referenzplatte. Bei hohen Frequenzen ist bei beiden Verläufen bereits eine Absenkung des Schalldämmmaßes zu erkennen. Dies ist nach Abbildung 5.12 der dämpfungsdominierte Bereich in der Nähe der Koinzidenzfrequenz, in welchem die im ASL-System effizienter genutzte Dämpfung zum Tragen kommt. Insgesamt kann das Schalldämmmaß durch die Applikation der ASL-Systeme nicht gesteigert werden. Das liegt auch an der direkt im ASL-System möglichen Anregung, wo relativ niedrige Impedanzen vorliegen. Vorteile durch ein ASL-System sind trotzdem die Glättung des Verlaufes, wodurch ein homogeneres Klangbild entsteht, und die Gewichtsreduzierung um 10,4 %.

5 Plattenstrukturen

Der Abschnitt der numerischen Plattenuntersuchungen schließt ab mit einem fertigungstechnischen Aspekt. Die Fertigung eines ASL mit polynomialen Ansatzfunktionen kann zum Beispiel durch CNC-Fräsen erfolgen. Dabei liegt der fertigungstechnische Aufwand in erster Linie in dem genauen Nachbilden der Formfunktion im ASL. Eine konstante Wandstärke h im gesamten ASL hingegen hätte einen vereinfachten Fertigungsprozess zur Folge, da schneller und gröber vorgegangen werden kann. Der Übergang am Rand des ASL sollte jedoch nicht stufenförmig sein, da sonst durch den Querschnittsprung zu viele Wellen reflektiert werden. Entsprechend zielt die folgende Untersuchung auf ein ASL mit konstanter Wandstärke $h = 1$ mm mit einer Rundung als Übergang am ASL-Rand als vereinfachte ASL-Variante ab. Um das vorhandene FE-Modell nutzen zu können, wird die Rundung mit einer polynomialen Formfunktion mit $m = 10$ angenähert. Abbildung 5.15 zeigt dazu unterhalb des Frequenzganges der Berechnung eine Prinzipskizze. Mit einer erhöhten Polynomordnung sinkt der Unterschied zu einer konstanten Wandstärke mit Rundung deutlich, weswegen das Ergebnis der Berechnung repräsentativ betrachtet werden kann.

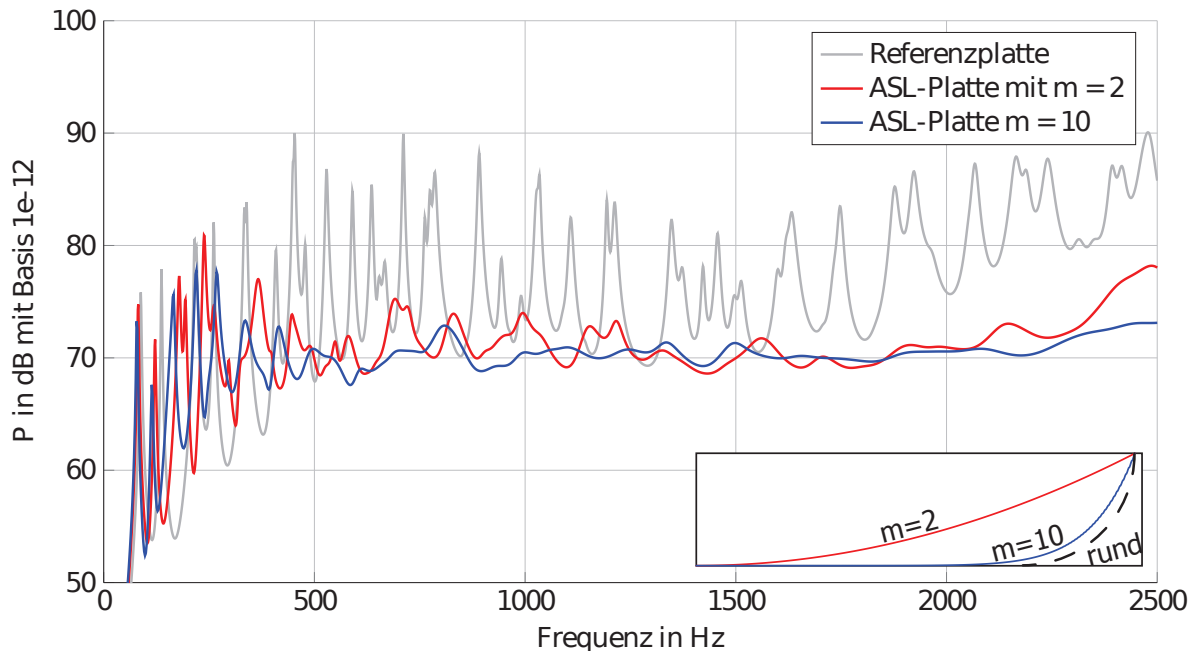


Abbildung 5.15: Schalleistung der ASL-Platte mit erhöhter Ansatzfunktion

Die Frequenzgänge in Abbildung 5.15 zeigen die Referenzplatte und die ASL-Platten mit und ohne Rundung im Vergleich. Die Kurven der ASL-Platten sind vergleichbar und liegen annähernd auf dem gleich Niveau. Die ASL-Platte mit $m = 10$ bietet einen größeren Bereich mit der relativ geringen Wandstärke von 1 mm, was zwei Effekte bedingt. Zum einen zeigt diese ASL-Platte im niederfrequenten Bereich von 250 bis 1250 Hz eine verbesserte Dämpfungswirkung. In diesem Frequenzbereich sind noch einige Pegelüberhöhungen im Frequenzgang der ASL-Platte mit $m = 2$ zu erkennen, welche nun besser gedämpft werden. Die ASL-Platte mit $m = 10$ nutzt die sonst nur an der ASL-Spitze besonders erhöhte Wirksamkeit einer Dämpfungsfolie im gesamten ASL-Bereich aus. Zum anderen steigt die Koinzidenzfrequenz der ASL-Platte durch den höheren Anteil geringer Wandstärken weiter an, was für einen erweiterten Kurzschlussbereich und somit niedrigere Pegel im Frequenzbereich von 2000 bis 2500 Hz sorgt. Im übrigen Frequenzbereich zwischen 1250 und 2000 Hz sind die Pegel der beiden ASL-Platten annähernd gleich. Die ASL-Platte mit $m = 2$ hat in diesem Bereich bereits eine Art „Dämpfungssättigung“ erreicht, was an dem flachen Verlauf des Frequenzganges

5 Plattenstrukturen

erkennbar ist. Die ASL-Platte mit $m = 10$ kann demnach in diesem Bereich kaum bessere Dämpfungswirkungen erzielen.

Die Fertigung von ASL in Plattenstrukturen kann mit konstanten Wandstärken im ASL anstelle polynomialer Formfunktionen vereinfacht werden, wobei die abgestrahlte Schalleistung einer solchen durch eine Einzelkraft angeregten Struktur leicht gesenkt wird. Darüber hinaus sind weitere Gewichtseinsparungen die Folge. Negative Aspekte können beeinflusste Knicksteifigkeiten solcher Paneele sein, welche in weiteren Berechnungen und Experimenten auch für ASL mit quadratischer Ansatzfunktion geprüft werden müssen. Außerdem müssen Experimente die Simulation dahingehend untermauern, dass die Biegewellen an einer Rundung nicht reflektieren.

Die numerischen Untersuchungen in diesem Abschnitt zeigen die Auswirkungen von Lage, Größe, Anzahl, Form und Dämpfungsbelegung von ASL-Systemen in Plattenstrukturen auf. Insbesondere die Erkenntnisse über eine Platzierung möglichst nah am Kraftereinleitungsort, der effizientesten Verwendung von CLD mit $R_{CLD} = 0,5 \cdot R_{ASL}$, dem Einfluss eines zweiten ASL und das Verhalten einer ASL-Platte hinsichtlich des Schalldämmmaßes erweitern die in Kapitel 2 vorgestellten Publikationen. Die konstruktiven Hinweisen können für erste Auslegungen von ASL-Systemen als effiziente Dämpfungssysteme in Produkten mit dünnwandigen Bauteilen angewendet werden. Die Modellierung des hier genutzten Plattenmodells kann ebenso für die Simulation von realen Bauteilen angewendet werden. Es folgen der experimentelle Aufbau der Plattenversuche, welche die hier ermittelten erheblichen Pegelsenkungen der ASL-Platte mit $2xR_{ASL} = 150\text{ mm}$ bestätigen.

5.3 Experimenteller Aufbau der Plattenversuche

Für die Experimente an der Referenzplatte sowie der ASL-Platte mit $2xR_{ASL} = 150\text{ mm}$ (in diesem Abschnitt nachfolgend nur „ASL-Platte“ genannt) wird der bereits beschriebene Rahmen im reflexionsarmen Raum am DLR in Braunschweig genutzt. Im Gegensatz zu den Balkenversuchen kommt hier der Nutzen des Raumes bei den Messungen der abgestrahlten Schalleistung zum Tragen. Abbildung 5.16 zeigt die eingespannte ASL-Platte mit einem Shaker als Einzelkraftanregung an der Rückseite der Platte. Der Masseneinfluss des Shakers auf die Schwingungsantworten beim Balken kann bei den Experimenten an der Plattenstruktur deutlich geringer eingeschätzt werden. Auf der linken Abbildung sind die beiden gefrästen ASL zu sehen. Diese werden direkt nach den Messungen an der Referenzplatte in die Referenzplatte eingearbeitet, um eine gleiche Materialbeschaffenheit in beiden Versuchen zu gewährleisten. Die ASL zeigen im Versuchsstand nach hinten, um vorne eine ebene Fläche für die Messung zu schaffen. Das rechte Bild zeigt die glatte Seite der Platte beklebt mit CLD in den Mittelpunkten der beiden ASL. Da die Optimierung der CLD-Länge in Abschnitt 5.2 zeitlich jedoch nach der Fertigung der ASL-Platte berechnet wird, kann nur eine bestimmte Dämpfungsbelegung der Referenzplatte mit der ASL-Platte verglichen werden. Die Referenzplatte und die ASL-Platte werden im Versuch jeweils mit der äquivalenten CLD-Belegung von $R_{CLD} = 100\text{ mm}$ beklebt und im Frequenzbereich unter Einzelkraftanregung mit einem Laservibrometer vermessen. Neben den Schnellen wird die Intensität zur Berechnung der Schalleistung mit einer Intensitätsmesssonde gemessen.



Abbildung 5.16: Prüfstand für ASL-Platte im reflexionsarmen Raum am DLR in Braunschweig

Die Platte ist ringsum fest eingespannt in einem massiven Stahlrahmen. 48 gleichmäßig über den Rahmen verteilte Schrauben sorgen für eine homogene Druckverteilung über den Rahmen. Die Platte ist entsprechend in den Außenmaßen des Rahmens gefertigt, sodass eine freie Fläche von $900 \times 600\text{ mm}$ entsteht. Die Steifigkeit des Stahlrahmens wird bereits in Abschnitt 5.1 durch eine zusätzliche Elementschicht im Modell abgebildet. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Messung an der beschriebenen Konfiguration und abschließend ein Vergleich mit den Modellrechnungen dargestellt.

5.4 Experimentelle Ergebnisse der Platte

Die Messungen der Schnellen werden im Frequenzbereich mit einer Frequenzschrittweite von 2 Hz durchgeführt. Abbildung 5.17 zeigt zunächst den Frequenzgang der Schalleistungsmessung von Referenz- und

5 Plattenstrukturen

ASL-Platte im Vergleich. Wie im Modell festgestellt wird, kann mit dem vorliegenden Versuch eine erhebliche Senkung der Pegelspitzen im Eigentonbereich der Referenzplatte bestätigt werden. Die Schalleistung der ASL-Platte übersteigt im niederfrequenten Bereich unterhalb 500 Hz und um 1550 Hz die Schalleistung der Referenzplatte und liegt im übrigen Frequenzbereich annähernd auf dem Grundpegel der Referenzplatte. Die Senkungen der Spitzenpegel betragen meist um circa 10 dB und sorgen für ein homogenes Klangbild der Plattenstruktur.

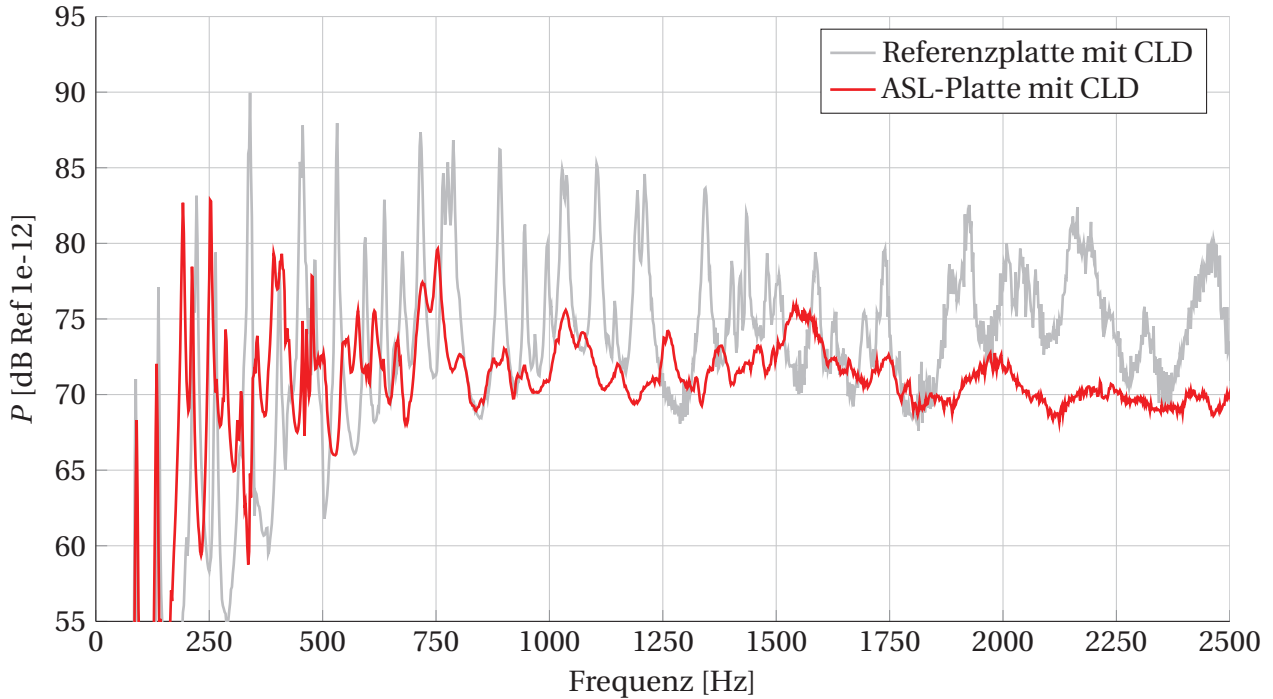


Abbildung 5.17: Experimenteller Vergleich der ASL-Platte mit der Referenzplatte (Schalleistung)

Analog zu den Beobachtungen im FE-Modell wird ein flacher Verlauf der Schalleistung über der Frequenz auf Niveau des Grundpegels der Referenzplatte festgestellt. In Abbildung 5.18 ist jedoch ersichtlich, dass auch im Versuch die mittlere quadratische Admittanz der ASL Platte im Vergleich zur Referenzplatte zwar deutlich flacher verläuft, das Grundniveau des Pegels der Referenzplatte jedoch übertroffen wird. Insofern muss nach der akustischen Grundgleichung 5.10 der Abstrahlgrad gesunken sein. Die bereits anhand Abbildung 5.9 beschriebenen Veränderungen der Schwingformen sind an fast identischen Frequenzen 326 Hz, 762 Hz, 1112 Hz und 1735 Hz für den Versuch in Abbildung 5.18 dargestellt. Es sind neben einer vorteilhafteren Amplitudenverteilung die geringeren Längen der Biegewellen erkennbar. Die Schwingformen der Referenzplatte ähneln stark denen des Modells, bei der ASL-Platte sind einige Abweichungen erkennbar. Erst bei den beiden höheren Frequenzen können auch die Schwingformen der ASL-Platte denen im Modell zugeordnet werden. Beim Versuch ist erkennbar, dass das ASL nah bei der Kraftanregung (in der Abbildung jeweils rechts oben) höhere Amplituden aufweist als das entferntere ASL. Das entspricht der Theorie, dass die Wellen zunächst durch das nahe ASL durchlaufen und dabei an Energie verlieren.

Es folgt Abbildung 5.19, welche den niedriger vermuteten Abstrahlgrad im Versuch bestätigen kann. Besonders im Frequenzbereich zwischen 1100 und 2000 Hz sind Senkungen um bis zu 5 dB erkennbar. Der gesunkene Abstrahlgrad bedingt den Verlauf der Schalleistung der ASL-Platte um den Grundpegel der Referenz-

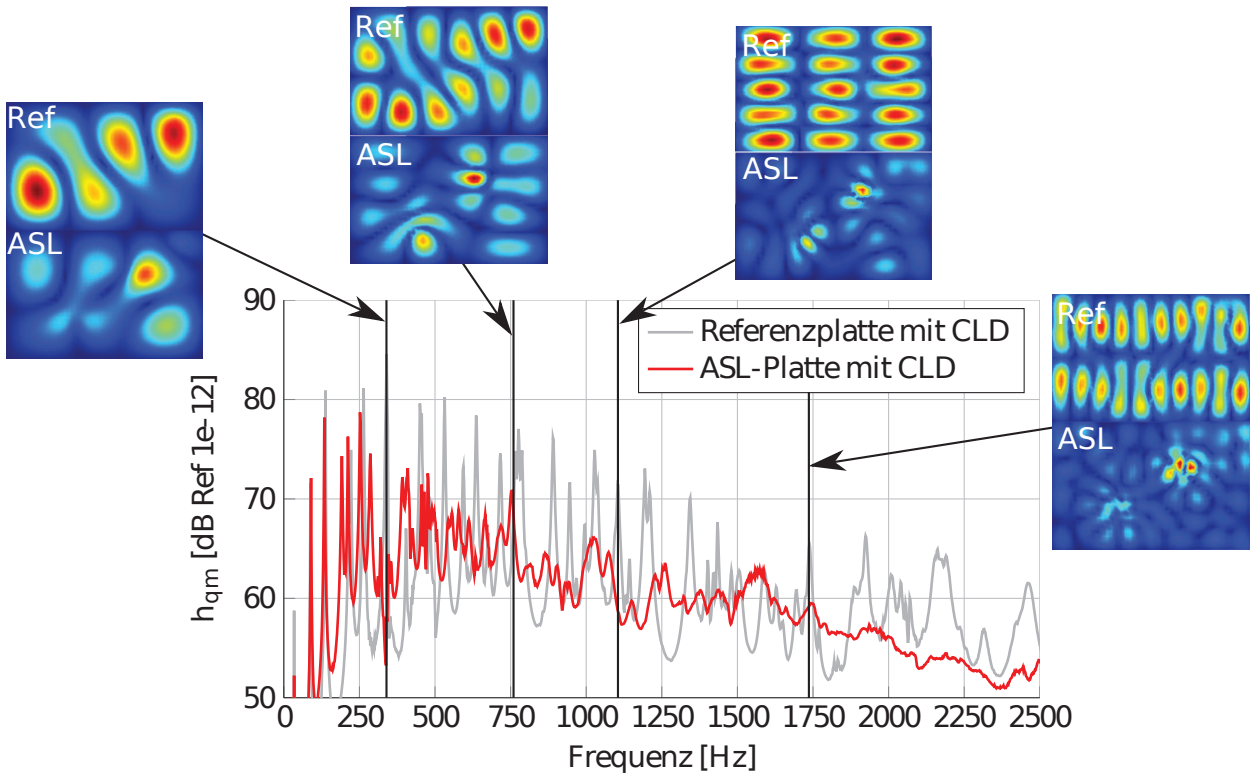


Abbildung 5.18: Experimenteller Vergleich der ASL-Platte mit der Referenzplatte (Mittlere quadratische Admittanz)

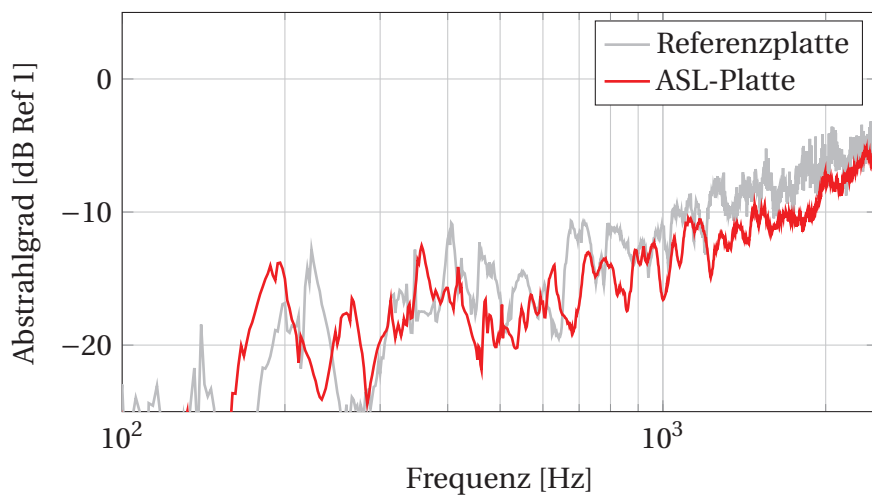


Abbildung 5.19: Experimenteller Vergleich des Abstrahlgrades der ASL-Platte und der Referenzplatte

5 Plattenstrukturen

platte. Ohne die Senkung des Abstrahlgrades wäre die Schalleistung höher, also oberhalb des Grundpegels der Referenzplatte. Ein Vergleich mit dem Modell (Abbildung 5.10) zeigt, dass die Senkung des Abstrahlgrades im Modell mit bis zu 7 dB bereits ab 400 Hz etwas höher und in einem erweiterten Frequenzbereich ermittelt wird. Auch nahe der Koinzidenzfrequenz wird im Modell der Abstrahlgrad grundsätzlich höher abgeschätzt, was bereits in Abschnitt 5.1 mit der Abbildung der Schwingformen begründet wird. Der Effekt an sich findet jedoch eine gute Abbildung. Daraus folgend liegt im Modell der Pegelverlauf der Schalleistung ab 250 Hz leicht unterhalb des Grundpegels der Referenzplatte, beim Versuch ist die Senkung dagegen etwas niedriger.

Nachfolgend wird das FE-Modell direkt mit den Versuchsergebnissen verglichen. Tabelle 5.4 zeigt dazu die berechneten Summenpegel aus Modell und Versuch. Die mittlere quadratische Admittanz wird tendenziell im Modell zu niedrig abgebildet, die Abweichung beträgt maximale 2,6 dB. Die Ursache kann im Dämpfungsmodell liegen. In Abschnitt 4.4 wird der Verlustfaktor η_{CLD} anhand einer Balkenkonfiguration ermittelt. Um genauere quantitative Ergebnisse zu erhalten, ist die Wahl eines frequenzabhängigen Dämpfungsmodells mit entsprechender frequenzabhängiger Bestimmung des Verlustfaktor eine Option.

Tabelle 5.4: Summenpegel der gedämpften Platte - Vergleich zwischen Versuch und Modell

| | Modell | Versuch | Differenz |
|---------------------|---------|---------|-----------|
| $h_{\Sigma qm Ref}$ | 63,0 dB | 65,6 dB | 2,6 dB |
| $h_{\Sigma qm ASL}$ | 61,2 dB | 63,0 dB | 1,8 dB |
| $P_{\Sigma Ref}$ | 78,4 dB | 76,5 dB | -1,9 dB |
| $P_{\Sigma ASL}$ | 71,8 dB | 71,9 dB | 0,1 dB |

Die Schalleistung wird im Modell mit Hilfe des Rayleighintegrals nach Gleichung 3.22 und im Versuch mit einer Schallintensitätsmessung ermittelt. Die maximale Abweichungen liegt bei 1,9 dB, wobei im Modell die Referenzplatte insbesondere im höherfrequenten Bereich größere Pegel aufweist. Bei der ASL-Platte hingegen liegt die Abweichung bei 0,1 dB, was ein hervorragendes Ergebnis darstellt. Abbildung 5.20 zeigt den Frequenzgang der Schalleistung der ASL-Platte im direkten Vergleich zwischen Modell und Versuch. Wie der Summenpegel bereits vermuten lässt, wird das Pegelniveau gut abgeschätzt. Einzelne Resonanzüberhöhungen können jedoch aufgrund einiger Annahmen im Modell nicht mehr abgebildet werden. Die Ermittlung der genauen Schwingformen, welche in den Abbildungen 5.9 und 5.18 bereits verglichen wird, ist ein entscheidender Faktor für das Abstrahlverhalten einer Plattenstruktur. Zu den genannten Abbildungen wird weiter oben beschrieben, dass in der ASL-Platte leichte Abweichungen erkennbar sind, wodurch sich auch das Abstrahlverhalten verändert. Für ein quantitativ genaueres Modell wäre dementsprechend eine Netzverfeinerung im ASL eine Option. Ein feineres Netz für sämtliche hier vorliegenden Studien zu nutzen, war jedoch im zeitlichen Rahmen der Arbeit nicht möglich. Die durchgeführte umfangreichen Studie wäre mit einem feineren Netz nur in stark eingeschränktem Maß umsetzbar.

Insgesamt kann gesagt werden, dass die in Abschnitt 5.2 vorgestellten Effekte wie die Verringerung des Abstrahlgrades durch gesenkte Wandstärken innerhalb eines ASL-Systems im Versuch durchgehend bestätigt

5 Plattenstrukturen

und die Tendenzen der Schwingungsberuhigung der Plattenstruktur abgebildet werden. Das Plattenmodell kann auf reale Bauteilstrukturen übertragen werden, um Pegelsenkungen in der mittleren quadratischen Admittanz und in der Schalleistung abzuschätzen. Weiterhin ist das Modell fähig, eine optimale ASL-Anzahl, Position, ASL-Größe, Form und Dämpfungskonstellation für die jeweiligen Anwendungsfälle zu finden. Dies wird aufgrund der maximalen Abweichungen in den Summenpegeln von unter 3 dB festgestellt. Mit dem Hintergrund eines größeren zeitlichen Umfangs sind für eine bessere Abbildung der Schwingformen und quantitativ genauere Ergebnisse die genannten Verbesserungen am Modell möglich. Es folgt die Beschreibung einiger anwendungsbezogener Aspekte sowie das Fazit der gesamten Arbeit.

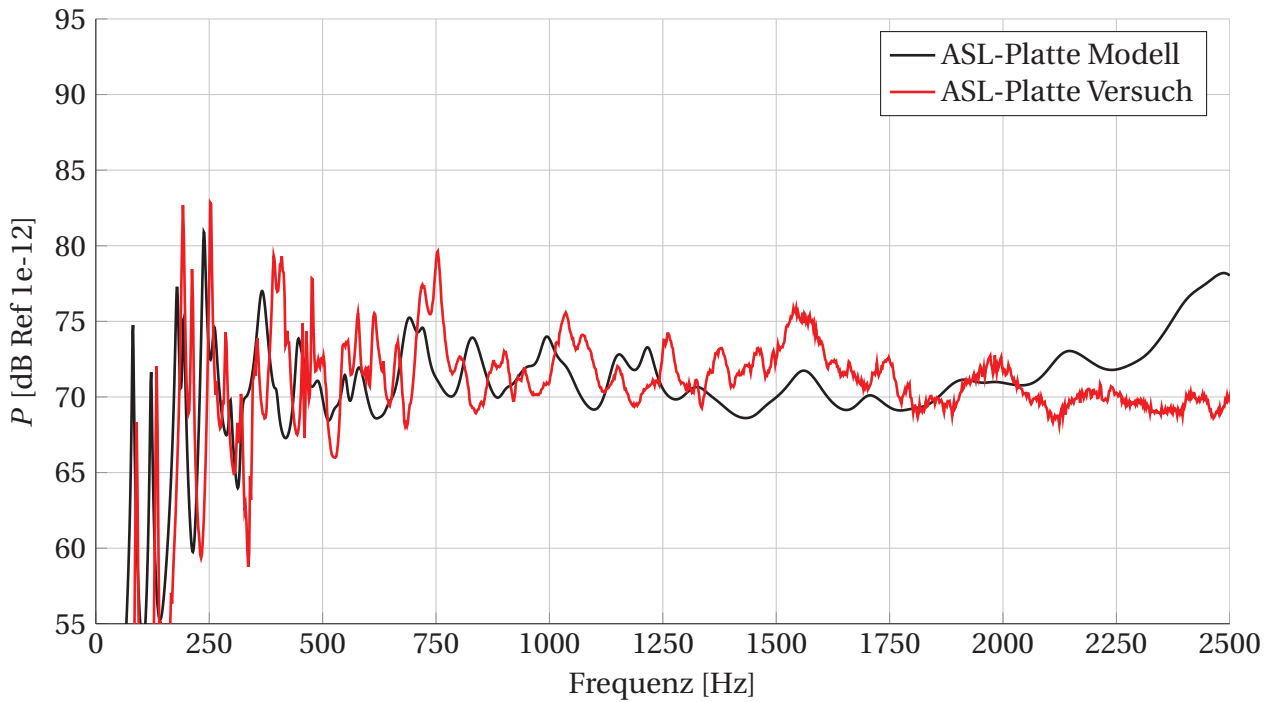


Abbildung 5.20: Modellvergleich der ASL-Platte (Schalleistung)

6 Anwendungspotenzial der ASL-Methode

Die durchgeführten analytischen, numerischen und experimentellen Untersuchungen zeigen das Verhalten von ASL-Systemen in Balken- und Plattenstrukturen und begründen die auftretenden Effekte auf Basis physikalischer Gesetze. Das fundierte erarbeitete Verständnis erlaubt die Abschätzung eines hohen Potenzials der ASL-Methode in Anwendungen. Außen- und Innenverkleidungen von Fahrzeugen wie Automobilen, Flugzeugen, Zügen und Schiffen, Abdeckungen wie Ölwannen und Mechatronikdeckel, Rohrleitungen in Lüftungssystemen oder Ummantelungen von Einbauschränken und Haushaltsgeräten sind nur einige Anwendungen, in welchen die ASL-Methode potenziell eingesetzt werden kann.

Es muss stets unterschieden werden, ob lediglich eine Struktur beruhigt oder auch akustische Größen gesenkt werden sollen. Weiterhin können Zielstellungen lauten, einen bestimmten Bereich oder die Gesamtstruktur zu beruhigen. In Tabelle 6.1 werden orientiert an letzterer Unterscheidung einige Anwendungsfelder zugeordnet und die in dieser Arbeit erarbeiteten konstruktiven Hinweise zusammengestellt.

Tabelle 6.1: Zuordnung von Anwendungsfeldern und konstruktiver Hinweise für die Umsetzung eines ASL-Systems

| Beruhigung Teilstruktur | Beruhigung Gesamtstruktur |
|--|--|
| Messtechnik, Fertigungstechnik, Bedienelemente von Fahrzeugen wie Lenkrad beim Auto oder Steuerhorn und Schubhebel beim Flugzeug | Außen- und Innenverkleidungen mit direkter und indirekter Anregung, Deckel, Wannen, Leitungen |
| ASL-Systeme mit hoher polynomialer Formfunktion ($m > 2$) und geringer Endstärke h_{End} entfernt von der zu beruhigenden Struktur; Balkenstrukturen als zusätzliche Bauteile sinnvoll | Einzelnes ASL-System mit optimierter Form, Größe, Lage nahe der Kraftanregung, Dämpfungsbelegung; Bei mehreren Anregungspunkten oder besonders effektiver Auslegung mehrere ASL-Systeme sinnvoll |

Ergänzend zu Tabelle 6.1 ist die Unterscheidung zwischen einer effektiven und einer effizienten Auslegung zu beachten. Möglichst viele ASL mit hoher Dämpfungsbelegung wären als effektiv und ein einzelnes ASL-System mit optimaler Dämpfungsbelegung als effizient einzuordnen. Bei effektiver Anwendung gibt es Grenzen, sodass ab einer bestimmten Dämpfungsbelegung die alleinige Anwendung von CLD zu ähnlichen Pegelsenkungen führt und der große Vorteil der Dämpfungseinsparungen durch ASL nicht genutzt wird. Grundsätzlich gilt für alle ASL-Systeme, dass mit der Größe besonders die Effektivität im niederfrequenten Bereich steigt. Das heißt für Anwendungen mit störenden Schwingungen in einem bestimmten Frequenzbereich, dass eine bestimmte ASL-Größe kaum übersteigt werden muss.

6 Anwendungspotenzial der ASL-Methode

Über die grundlegenden Hinweisen in der Tabelle hinaus sind im Folgenden einige weitere Aspekte erläutert. Abschnitt 4.3 hat unter anderem gezeigt, dass eine Kraft auf den im ASL-System genutzten Dämpfer den Effekt verstärkt. Die Anwendung einer anpressenden Umwicklung bei Balkenstrukturen ermöglicht die Substitution der Dämpfungsfolie mit günstigerem Schaumstoff. Der angepresste Schaumstoff bedingt im Versuch sogar ein besseres Dämpfungsverhalten, sodass die Anwendung auch bei Plattenstrukturen anzustreben ist. Eine Umwicklung ist nicht möglich, sodass andere Lösungen gesucht werden. Um den nötigen Druck auf ASL-Systeme in Plattenstrukturen zu erzeugen, ist die Fertigung der Struktur mit einer Bohrung innerhalb des ASL eine Option. Mittig im ASL ist für die Schließung der Platte und gleichzeitige Anpressung beispielsweise ein Niet denkbar. Abbildung 6.1 zeigt dazu eine Prinzipskizze.

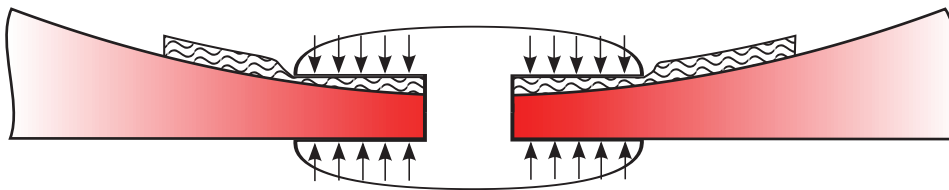


Abbildung 6.1: Prinzipskizze zur Erhöhung des Verlustfaktors durch Anpresskräfte

Eine wichtige Erkenntnis geht aus der Untersuchung eines ASL mit einer Rundung am Rand in Abschnitt 5.2 hervor. Nach der durchgeführten FE-Rechnung bieten auch ASL mit nahezu konstanter Wandstärke ähnliche Effekte wie zulaufende ASL. Die Herstellung eines Bereichs mit konstanter Wandstärke erscheint fertigungstechnisch deutlich einfacher. Mit dieser Vereinfachung der ASL-Form werden deswegen Kostensenkungen im Vergleich zu einer polynomialen Ansatzfunktion vermutet. Um diesen Bereich näher zu beleuchten, sind vor allem weitere experimentelle Untersuchungen nötig. So muss beispielsweise der Wellendurchgang in dem vereinfachten runden Übergang der vollen Platte zum ASL betrachtet werden. Als stark vereinfachter Grenzfall ist die Fertigung eines Ausschnitts mit angeschweißtem dünnem gedämpftem Blech als ASL denkbar. Abbildung 6.2 zeigt dazu eine Prinzipskizze.

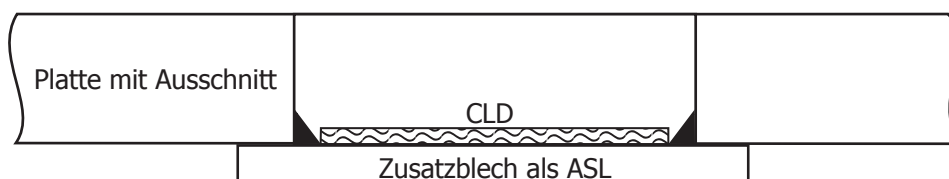


Abbildung 6.2: Prinzipskizze zur Vereinfachung eines ASL durch Anbringen eines Zusatzblechs im Bereich eines runden Ausschnitts

Ein zweiter fertigungstechnischer Aspekt ist die Applikation von ASL-Systemen in Gussbauteilen. Beispielsweise werden für Getriebegehäuse und Ölwanne aus Gusswerkstoffen in Automobilen die Gussformen ohnehin benötigt. Eine Einarbeitung eines ASL in Gussformen erfordert entsprechend keinen erheblichen Mehraufwand. Daher wird die Schwingungsberuhigung von Gussteilen als kostengünstige Möglichkeit besonders empfohlen.

Für mobile Anwendungen ist der Energieverbrauch ein wichtiger Faktor. Durch die Applikation eines ASL-Systems wird mit dem Gewicht einer Struktur die für Beschleunigungen nötige Energie gesenkt. Die Körperschallenergie wird zudem fokussiert im ASL von einer Dämpfungsfolie in Wärme umgewandelt. Für aktuelle

6 Anwendungspotenzial der ASL-Methode

elektromotorische Anwendungen ist eine Substitution des CLD durch aktive Systeme für eine Energierückgewinnung denkbar. Dadurch würde der Wert eines ASL-Systems neben den positiven Effekten der Gewichtsreduzierung und der Schwingungsberuhigung um einen weiteren entscheidenden Faktor der Energierückgewinnung aus schwingenden Strukturen gesteigert werden.

Jeder der hier beschriebenen Bereiche stellt eine potenzielle Verbesserung der ASL-Methode dar. Untersuchungen in jedem dieser einzelnen Bereiche versprechen interessante Ergebnisse und können jeweils als sinnvolle Arbeitspakete folgender wissenschaftlicher Arbeiten betrachtet werden.

7 Zusammenfassung

Der Forschungsstand über die Thematik der Akustischen Schwarzen Löcher ist zwischen der abgeschlossenen Grundlagenforschung und einem anwendungsreifen Auslegungsprozess einzuordnen. Die vorliegende Arbeit kann parallel zu aktuell in hoher Frequenz erscheinender Literatur das Wissen über die Anwendung von ASL-Systemen um wichtige Erkenntnisse erweitern.

Die in Kapitel 4 erarbeiteten Ergebnisse zeigen qualitative Auswirkungen verschiedener ASL-Parameter wie Länge und Form auf das Strukturschwingungsverhalten von Balkenstrukturen auf. Das ermittelte Verhalten der genutzten Dämpfungsfolie und das gemessene verbesserte Ausschwingverhalten von ASL-Systemen sind als gewinnbringende qualitative Ergebnisse dieses Kapitels hervorzuheben.

Die im folgenden Kapitel 5 durchgeführten numerischen Parameterstudien bilden den innovativen Kern der Arbeit. Die Auswirkungen der Parameter Anzahl und Lage von ASL-Systemen werden erstmals strukturiert untersucht, wodurch allgemeingültige Aussagen für Plattenstrukturen ermöglicht werden. So kann eine Platzierung eines ASL-Systems nah an Krafterleitungen empfohlen werden. Weiterhin wird eine optimale Nutzung von Dämpfungsfolie mit $R_{CLD} = 0,5 \cdot R_{ASL}$ sowie ein durch partiell niedrige Wandstärken gesenkter Abstrahlgrad ermittelt. In den numerisch und experimentell ermittelten Frequenzgängen sind durch die Applikation von ASL-Systemen signifikante Pegelsenkungen der Schalleistung um bis zu 15 dB im Eigentonbereich der Referenzplatte nachgewiesen. Die Methode der Akustischen Schwarzen Löcher kann insofern abschließend als außerordentlich effizientes Mittel der akustischen und strukturellen Beruhigung bei gleichzeitiger Gewichtsreduzierung mit enormen Anwendungspotenzial eingeschätzt werden.

Auf Basis der neuen Erkenntnisse werden in Kapitel 6 erste konstruktive Hinweise für reale Bauteile gegeben und eine FE-Modellierung zur Verfügung gestellt, welche quantitative Abschätzungen der Auswirkung eines ASL-Systems auf akustische Kenngrößen einer Plattenstruktur erlaubt. Eine Übertragung des Modells auf reale Strukturen ist zunächst ohne weiteres möglich. Hinsichtlich der genauen quantitativen Abbildung der Frequenzgänge werden einige Verbesserungen empfohlen:

- Auswirkung der Dickensprünge in Schalenelementen mittels Volumenelementen umgehen
- Nutzung eines frequenzabhängigen Dämpfungsmechanismus, welcher den Effekt der Scherung im CLD abbildet
- Ermittlung der frequenzabhängigen Dämpfungsparameter von CLD
- Nutzung eines feineren Netzes

7 Zusammenfassung

Ausgehend von dem Stand dieser Arbeit und vorliegender Veröffentlichungen sind folgende weiteren Schritte im Rahmen der Thematik nötig:

- Genaue Ermittlung eines optimalen Ortes durch mathematische Optimierung oder einem feineren Raster
- Simulation von Mehrpunktanregungen
- Weitere Untersuchungen hinsichtlich der Schalldämmung
- Optimierung der fertigungstechnischen Umsetzung bzw. Ermittlung von Möglichkeiten kostengünstiger Fertigung
- Auslegung eines Energierückgewinnungssystems im ASL

Literatur

- [1] Franz G. Kollmann. *Maschinenakustik - Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung*. 2. neubearb. Aufl. Berlin: Springer DE, 2000.
- [2] N.H. Schiller, Sz-Chin Steven Lin, R.H. Cabell und T. Jun Huang. „Design of a variable thickness plate to focus bending waves“. In: *Internoise*. New York City, Aug. 2012.
- [3] Michael Möser und Wolfgang Kropp. *Körperschall*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010. ISBN: 978-3-540-49048-7.
- [4] 3M Company. *Technical Data of 3M Damping Foil 2552*. 2012.
- [5] V.V. Krylov. „New type of vibration dampers utilising the effect of acoustic black holes“. In: *Acta Acustica United with Acustica* 90 (2004), S. 830–837.
- [6] Mironov. „Propagation of a flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval“. In: *Soviet physics - Acoustics* 34 (1988), S. 318–319.
- [7] V.V. Krylov und A.L. Shuvalov. „Propagation of localised flexural vibrations along plate edges described by a power law“. In: *Proceedings of the Institut of Acoustics* 22 (2000), S. 263–270.
- [8] V.V. Krylov. „Acoustic 'black holes' for flexural waves and their potential applications“. In: *Proceedings of the Institut of Acoustics Spring Conference*. Salford, Maerz 2002.
- [9] V.B. Georgiev, J. Cuenca, F. Gautier, M.A Moleron Bermudez und L. Simon. „Recent progress in vibration reduction using Acoustic Black Hole effect“. In: *Congres Francais d'Acoustique*. Lyon, Apr. 2010.
- [10] V.V. Krylov und R.E.T.B. Winward. „Experimental investigation of the acoustic black hole effect for flexural waves in tapered plates“. In: *J. Sound Vib.* 300 (2007), S. 43–49.
- [11] V. Kralovic und V.V. Krylov. „Damping flexural waves in tapered rods of power law profile: Experimental studies“. In: *Proceedings of the Institut of Acoustics* 29 (2007), S. 66–73.
- [12] V. Kralovic und V.V. Krylov. „Some new methods of damping impact-induced vibrations badminton racquets“. In: *Proceedings of the Institut of Acoustics* 30 (2008), S. 66–73.
- [13] V.B. Georgiev, J. Cuenca, F. Gautier, M.A. Moleron Bermudez, L. Simon und V.V. Krylov. „Numerical and experimental investigation of the acoustic black hole effect for vibration damping in beams and elliptical plates“. In: *Euronoise*. Edinburgh, Oktober 2009.

- [14] E.P. Bowyer, D.J. O'Boy, V.V. Krylov und F. Gautier. „Experimental investigation of damping flexural vibrations using two-dimensional acoustic 'black holes'“. In: *Proceedings of ISMA 2010 including USD 2010*. 2010.
- [15] E.P. Bowyer und V.V. Krylov. „Sound radiation of rectangular plates containing tapered indentations of power-law profile“. In: *Meeting of the Acoustical Society of America*. Kansas City, Oktober 2012.
- [16] E.P. Bowyer und V.V. Krylov. „Acoustic Black Holes: A new approach to vibration damping in light-weight structures“. In: *Proceedings of the Institut of Acoustics* 35 (2013), S. 184–191.
- [17] E.P. Bowyer und V.V. Krylov. „Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite plates containing one- and two-dimensional acoustic black holes“. In: *Composite Structures* 107 (2014).
- [18] Hermann Oberst. „Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Belaege“. In: *Acustica* 4 (1952), S. 181–194.
- [19] V.V. Krylov und F.J.B.S. Tilman. „Acoustic black holes for flexural waves as effective vibration dampers“. In: *J. Sound Vib.* 274 (2004), S. 605–619.
- [20] F. Gautier, J. Cuenca, V. Krylov und L. Simon. „Experimental investigation of the Acoustic Black Hole Effect for vibration damping in elliptical plates“. In: *Acoustics*. Paris, Juli 2008.
- [21] D. Fotsch und D. J. Ewins. „Application of MAC in frequency domain“. In: ().
- [22] Michael Moeser. *Technische Akustik*. 9. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2012. ISBN: 978-3-642-30933-5.
- [23] Hans Peter Dr.-Ing. Monner. *Vorlesung Vibroakustik*. Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2013.
- [24] Björn C. Herrmann Prof. Dr. Max J. Setzer. *Schall*. Universität Duisburg-Essen, Institut für Bauphysik und Materialwissenschaft, 2014.
- [25] J. Coenca, A. Pelat, F. Gautier und N. S. Ferguson. „Improving the acoustic black hole effect for vibration damping in one-dimensional structures“. In: *Acoustics*. Nantes, Apr. 2012.
- [26] V.B. Georgiev, J. Cuenca, F. Gautier und L. Simon. „Vibration reduction of beams and plates using the acoustic black hole effect“. In: *Internoise*. Lisbon, Juni 2010.
- [27] V.B. Georgiev, J. Cuenca, F. Gautier, L. Simon und V.V. Krylov. „Damping of structural vibrations in beams and elliptical plates using the acoustic black hole effect“. In: *J. Sound Vib.* 330(11) (2011), S. 2497–2508.
- [28] S.C. Conlon, F. Semperlotti und J.B. Fahline. „Passive control of vibration and sound transmission for vehicle structures via embedded Acoustic Black Holes“. In: *Noise-Con*. Denver, Aug. 2013.

Anhang

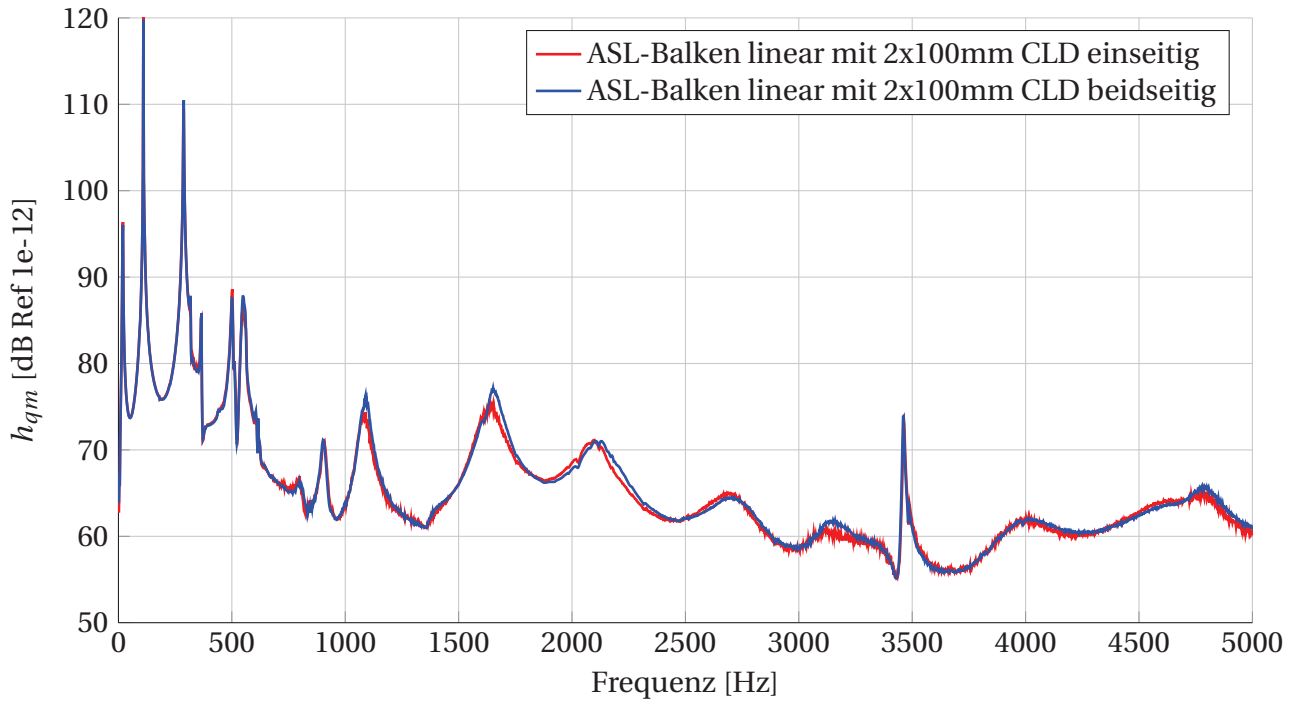


Abbildung A-1: Vergleich von einseitiger und beidseitiger Dämpfungsfolie (jeweils 2x100mm, Mittlere quadratische Admittanz)

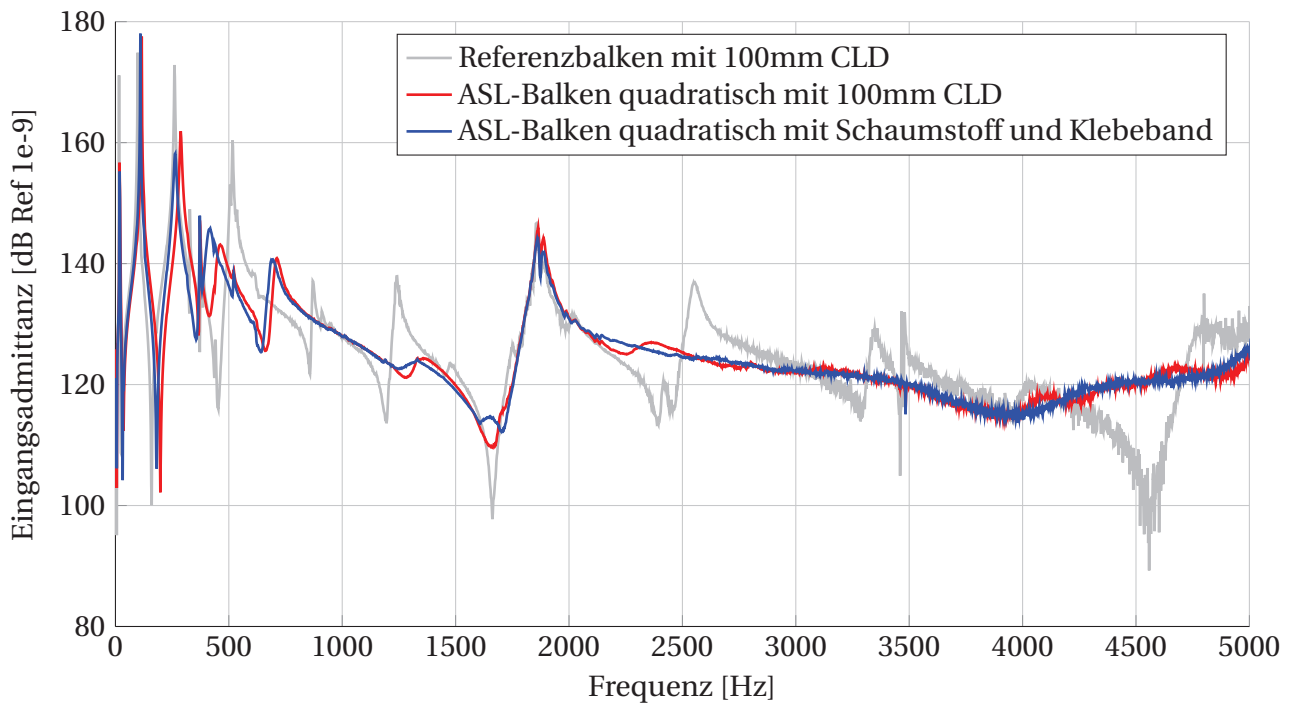


Abbildung A-2: Vergleich von CLD und Schaumstoffdämpfung (Eingangsadmittanz)

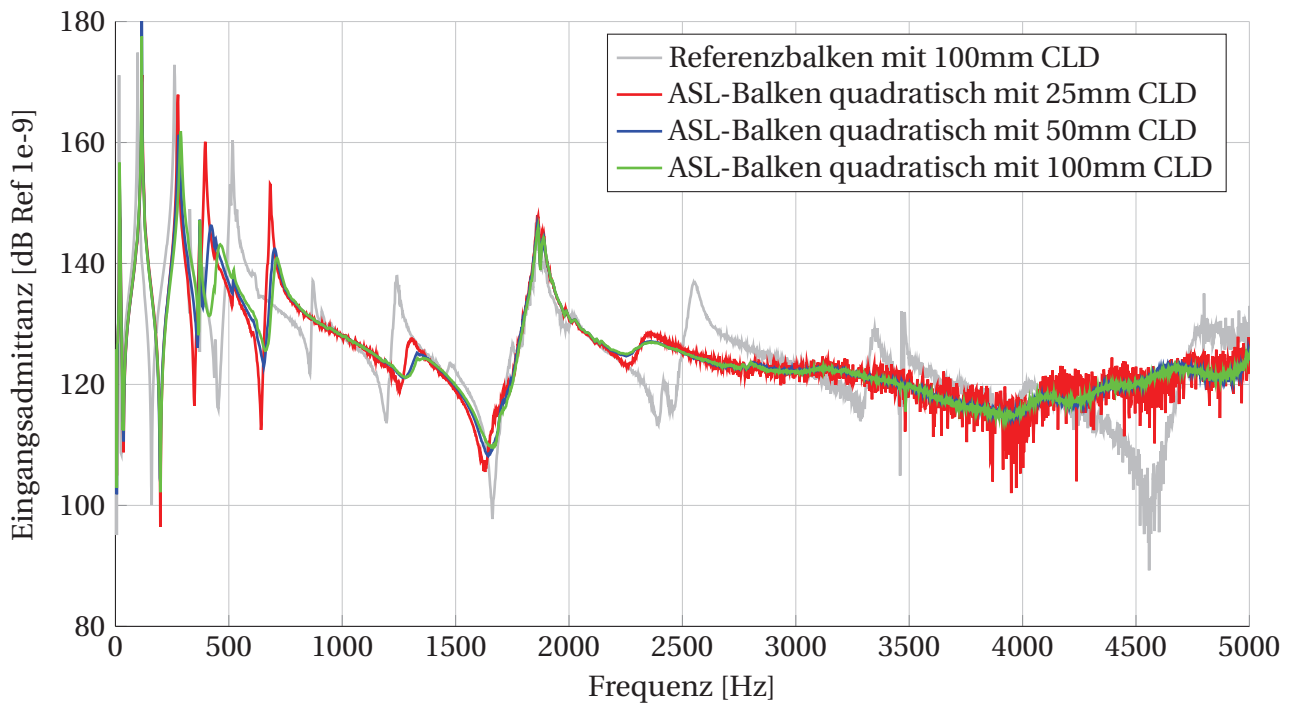


Abbildung A-3: Verschiedene Längen der Dämpfungsschicht (Eingangsadmittanz)

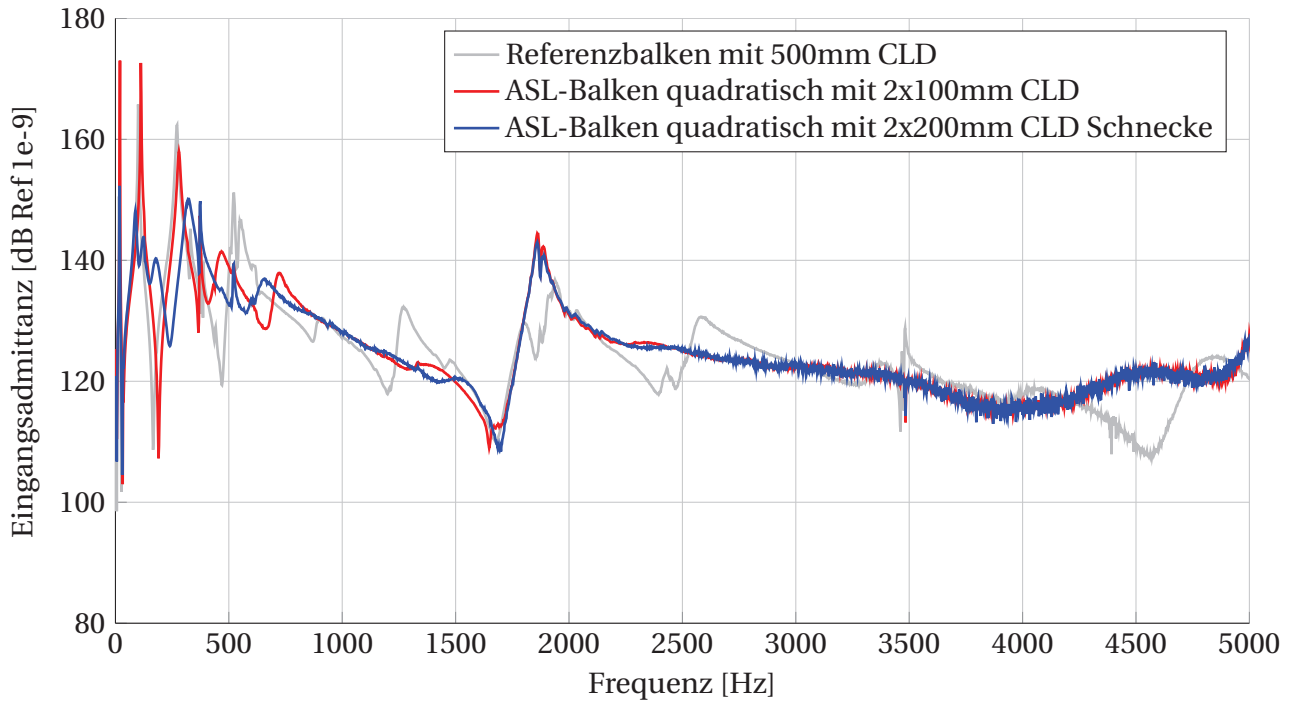


Abbildung A-4: Mit CLD verlängerter Balken für bessere Effektivität in niedrigen Frequenzbereichen (Eingangsadmittanz)

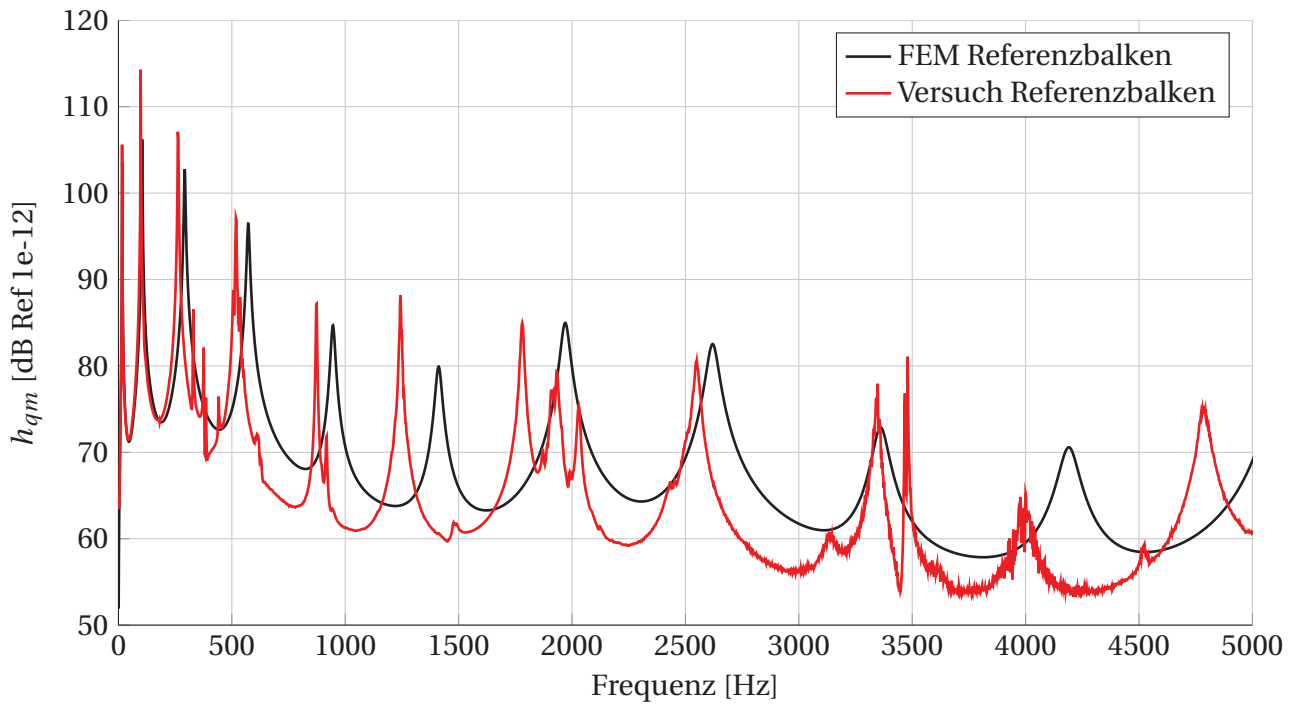


Abbildung A-5: Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für Balken ohne Dämpfung

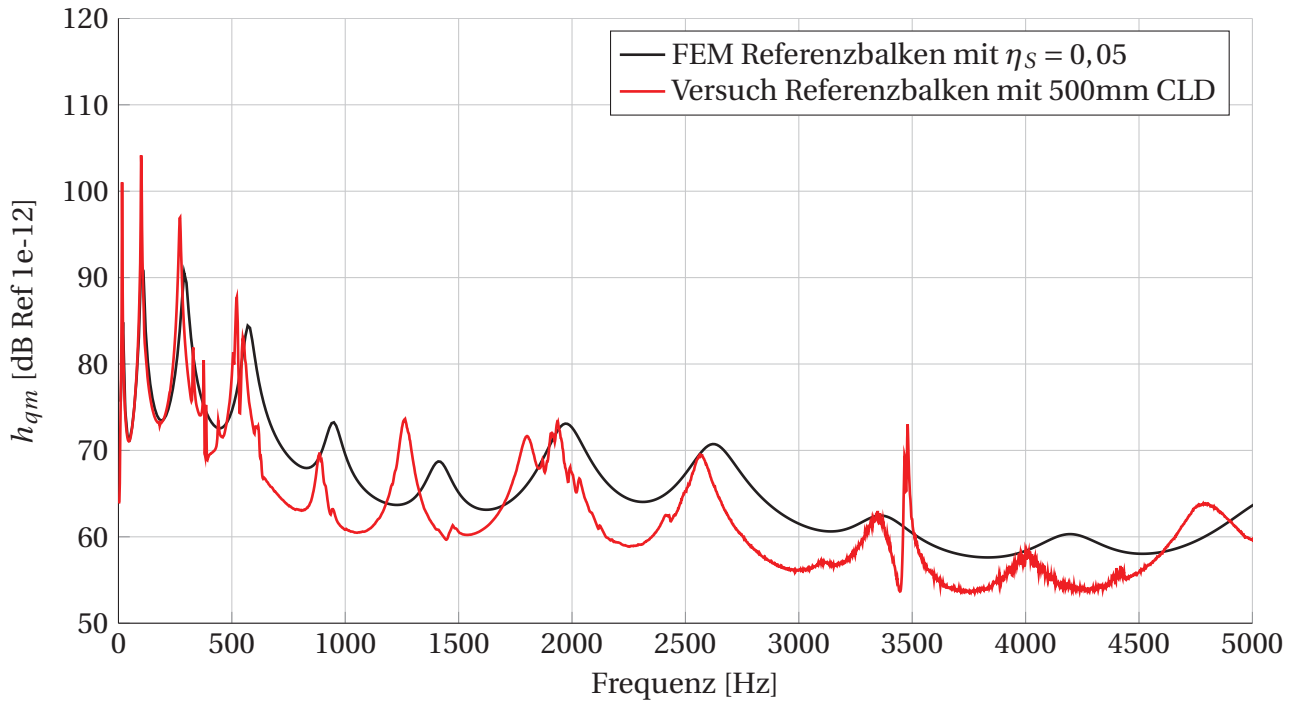


Abbildung A-6: Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für Balken mit 500mm CLD

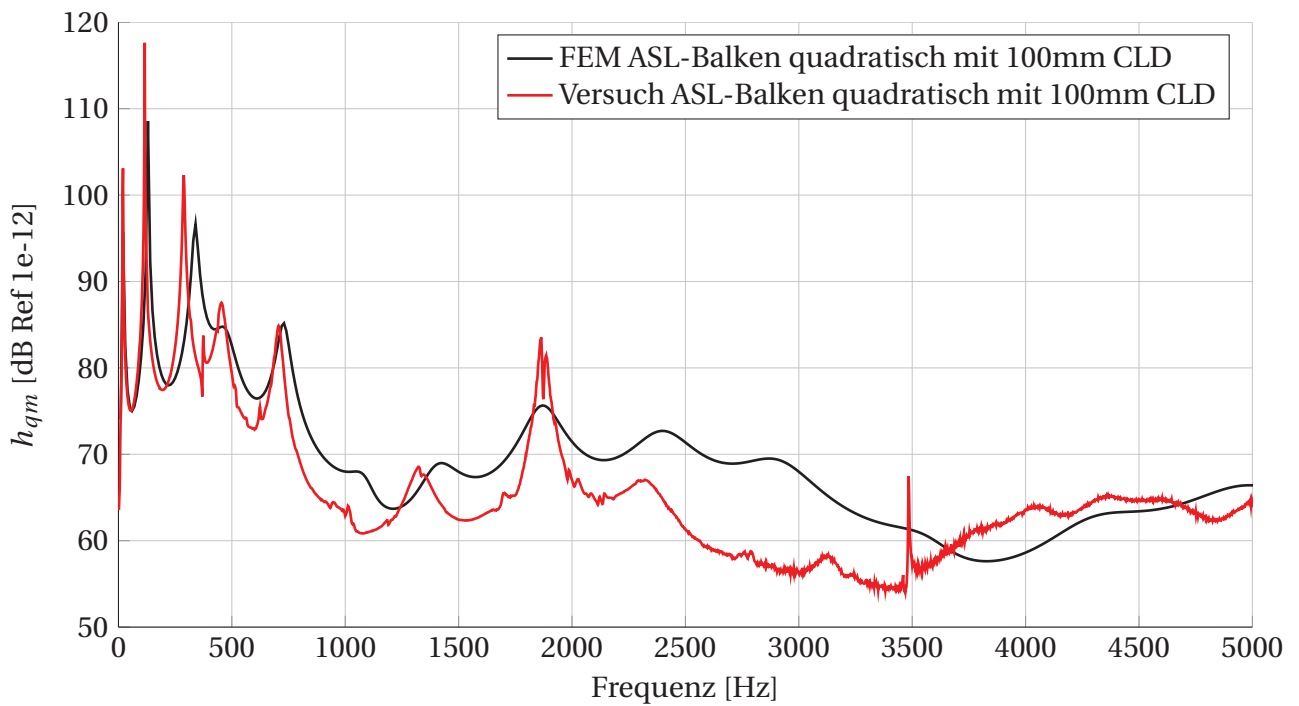


Abbildung A-7: Vergleich der berechneten mittleren quadratischen Admittanz für den quadratischen Balken mit 100mm CLD

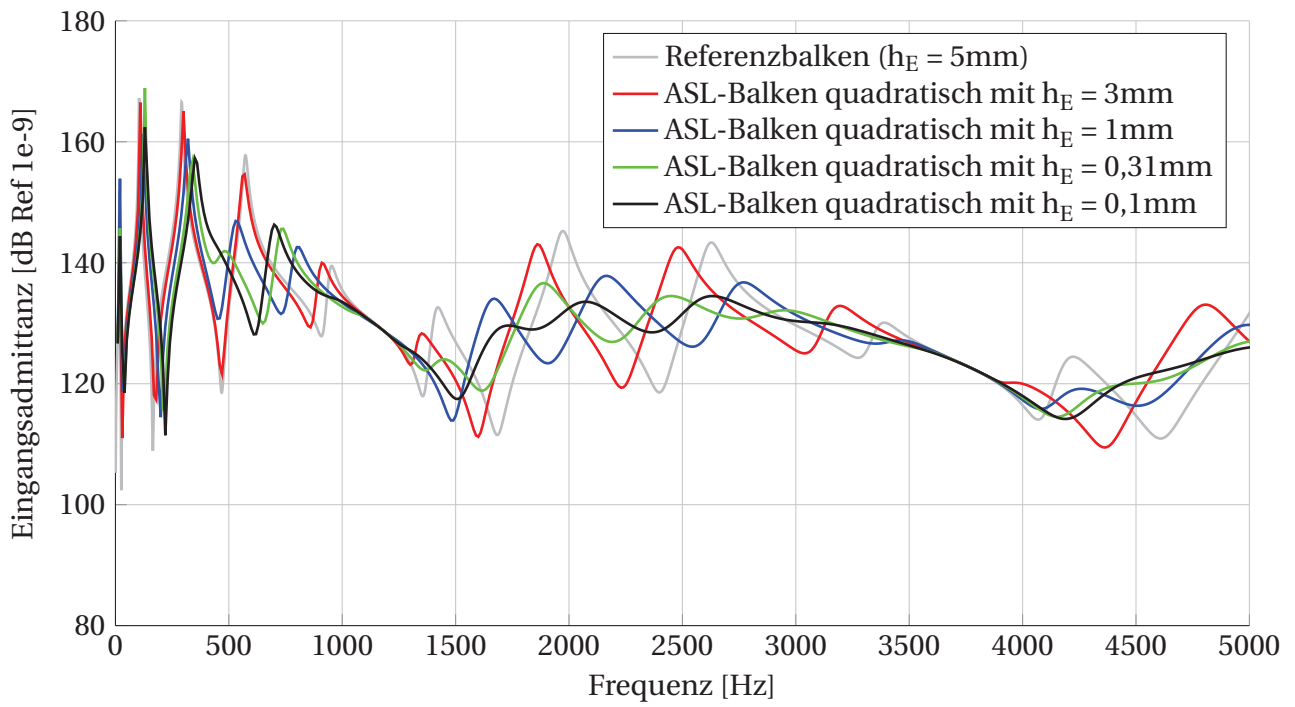


Abbildung A-8: Numerische Variation von h_E (Eingangsadmittanz)

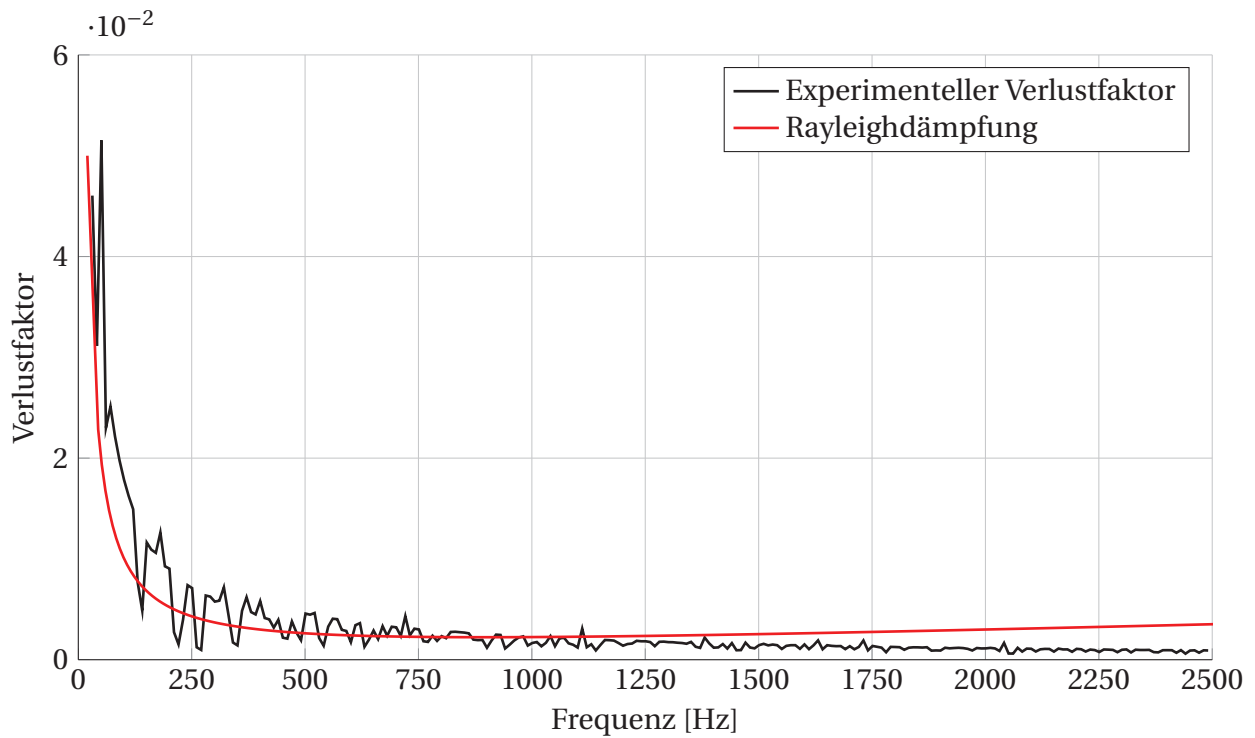


Abbildung A-9: Für Plattenmodell genutzte Rayleighdämpfung