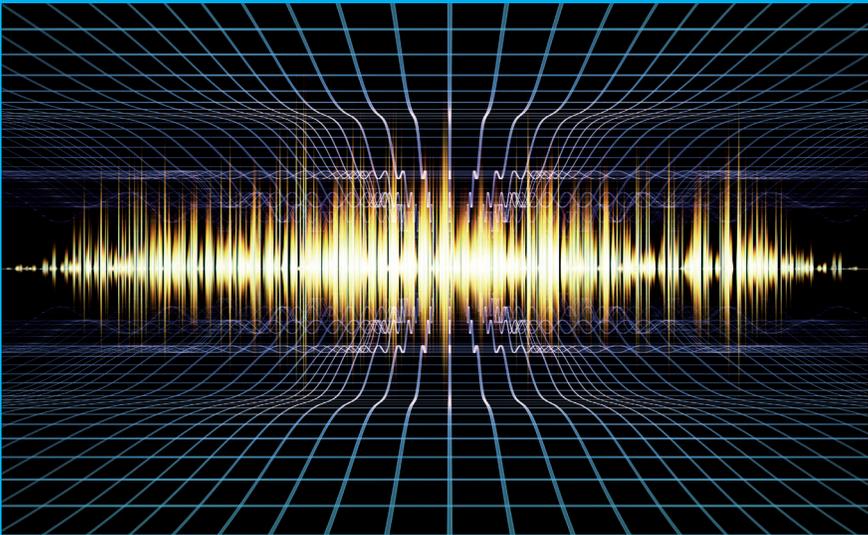


Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

Motor- und Aggregate-Akustik

9. Magdeburger Symposium
Tagungsband



Hermann Rottengruber
Wilfried Henze
Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

Motor- und
Aggregate-Akustik

Motor- und Aggregate-Akustik

9. Magdeburger Symposium
Tagungsband

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber
Dr.-Ing. Wilfried Henze
Dr.-Ing. Tommy Luft (Hrsg.)
und 47 Mitautoren

ISBN 978-3-944722-42-9

Bei der Erstellung des Tagungsbandes wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen; trotz allem lassen sich Fehler nie vollständig verhindern. Die Herausgeber und Autoren können für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine weitere Haftung übernehmen.

© 2016 bei Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, IMS-EMA.
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

Alle Rechte vorbehalten.

Printed in Germany

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Herausgebers unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Vorwort

Im Zuge der stetigen Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben, gekennzeichnet durch die Fortschritte beim Downsizing von Verbrennungsmotoren, dem Leichtbau und der Elektrifizierung des Antriebs, gewinnt die Akustik weiter zunehmend an Bedeutung. Auch spielt das akustische Verhalten bei der Kaufentscheidung eines Fahrzeuges eine sehr wichtige Rolle. Prüfverfahren und neue Grenzwerte zur Reduzierung der Geräusch- und Abgasemissionen durch den Gesetzgeber stellen immer wieder neue Herausforderungen in der Fahrzeugakustik dar.

Dieser Band enthält die Beiträge des 9. Magdeburger Akustik-Symposiums und gibt einen Überblick über den aktuellen Stand der Fahrzeug- und Antriebsakustik. Schwerpunkte des Symposiums sind traditionell die Schallmesstechnik, Simulation und besonders die Akustik des Verbrennungsmotors, des Antriebsstrangs und die Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeug. Neben Werkstoffen sowie der Geräuschentwicklung und deren Auswirkungen auf die Entwicklung von Fahrzeugantrieben stehen weiterhin in diesem Zusammenhang Themen wie Abgasturbolader, Wälzlagerungen und auch die aktive und passive Schwingungsdämpfung im Mittelpunkt. Ein weiterer Schwerpunkt ist die subjektive Geräuschwahrnehmung (Psychoakustik) sowie die Entwicklung der Geräuschqualität im Motorenentwicklungsprozess welche in diesem Fachbuch vorgestellt werden.

Dieses Buch ist sowohl für Interessierte aus den Bereichen Forschung, Entwicklung, Konstruktion sowie Berechnung, Versuch und Produktion bei Automobilherstellern, Zulieferern und Ingenieurdienstleistern als auch für Studenten der Ingenieurwissenschaften gedacht.

Mein Dank gilt den Mitarbeitern des Instituts für Mobile Systeme, Lehrstuhl Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen (EMA) für die engagierte Arbeit und insbesondere Herrn Peter Schrader bei der Unterstützung im Lektorat. Bei der Zusammenstellung der Beiträge und deren Aufbereitung für die Druckvorlage stand Frau Marianna Ackermann hilfreich zur Seite.

Nehmen Sie sich wieder die Zeit für ein spannendes Fachbuch!

Hermann Rottengruber
Herausgeber

Inhaltsverzeichnis

Werkstoffe / Geräusentwicklung

- | | | |
|---|--|---|
| 1 | Herausforderungen der Akustik-Entwicklung zukünftiger Antriebe
Thomas Berger | 1 |
| 2 | Gewichtsreduktion und verbesserte Akustik – Mögliche Vorteile eines Zylindergehäuses aus Faserverbundwerkstoff
Lars-Fredrik Berg, Hans-Peter Kollmeier | 2 |
| 3 | Der neue 4-Zylinder Dieselmotor in der E-Klasse - Das NVH-Konzept
Christoph Meier, Stefan Bikker, Peter Mayer | 3 |

Simulation

- | | | |
|---|---|----|
| 4 | Analyse von Kolbenbewegung und Körperschallverhalten eines Pkw-Dieselmotors mittels 3D-EHD-Simulation
Johannes Seifriedsberger | 10 |
| 5 | MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren
Jochen Lang, Fabian Duvigneau, Gunter Knoll, Ulrich Gabbert | 30 |
| 6 | Die Innengeräuschprognose als Mittel zur Bewertung von Simulationsergebnissen
Christoph Steffens, Christof Nussmann, Michael Kauth | 49 |
| 7 | Identifikation der akustischen Eigenschaften eines Subsystems anhand von Messungen auf einem gekoppelten System
Matthieu Grialou, Nicolas Totaro, Arnaud Bocquillet, Jean-Louis Guyader | 63 |

Messtechnik

- | | | |
|---|--|----|
| 8 | Neue Möglichkeiten auf dem Gebiet der experimentellen Modalanalyse
Jochen Schell, Jörg Sauer | 84 |
|---|--|----|

9	Sound source localisation on small actuators utilising an array of particle velocity sensors coupled with direct sound mapping	99
	Marcin Korbasiewicz, Daniel Fernandez Comesaña, Jasper Serraris	

10	Richtcharakteristik von Mikrofonanordnungen	109
	Bernhard Virnich	

Psychoakustik

11	Zur Bedeutung psychoakustischer Größen bei der Beurteilung automotiver Geräusche	121
	Hugo Fastl	

12	Psychoakustische Prognose der Geräuschqualität von impulshaften Fahrzeuggeräuschen: Eine kulturübergreifende Studie	144
	Marius Höchstetter, Tamara C. Snare, Joerg Bienert, Jesko L. Verhey, Ulrich Gabbert	

13	Entwicklung von Störgeräuschmetriken unter Anwendung eines Verfahrens zur Robustheitsanalyse	158
	Fabian Kamp, André Fiebig	

Abgasturbolader / Wälzlagerungen

14	Messung subsynchroner Schwingungen am Abgasturbolader	176
	Marco Leonetti, Christoph Meier, Horst Schulze, Dietmar Filsinger, Martin Kreschel, Michael Bargende	

15	Experimentelle Untersuchungen zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader	194
	Clemens Biet, Roland Baar	

16	Störende Wälzlagergeräusche und Abhilfemaßnahmen	211
	Cédric Geffroy, Carsten Mohr, Hannes Grillenberger	

Aktive und passive Schwingungsdämpfung

17	Aktuelle Entwicklungen im Bereich Active Noise Control	228
	Christoph Kolb	

- 18 Vergleich verschiedener Konzepte zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors** **238**
Fabian Duvigneau, Peter Schrader, Hans Schapitz, Tommy Luft, Sebastian Koch, Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert
- 19 Numerische und experimentelle Parameterstudien zum akustischen Verhalten monosubstrater Twinlayer für automotive Anwendungen** **252**
Peter Schrader, Fabian Duvigneau, Torsten Schwammberger, Michael Feist, Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert

Die Autoren

WERKSTOFFE / GERÄUSCHENTWICKLUNG

Herausforderungen der Akustik-Entwicklung zukünftiger Antriebe

Thomas Berger

Kurzfassung

Die BMW Group gestaltet die Zukunft der Automobilindustrie durch eine Neuinterpretation des Automobils als persönlichen Companion, der dem Kundenwunsch nach hochautomatisiertem aber auch individuellem Fahren gerecht wird. Um diese Vision umzusetzen wird der schnelle Einzug der Digitalisierung in den Automobil-Sektor genutzt und unter anderem mit der Elektromobilität eine Antwort auf den Klimawandel, gesetzliche Regularien und die zunehmende Anzahl an Mega-Cities gegeben. Aus diesen Gründen wird sich die Automobilindustrie in den nächsten zehn Jahren vermutlich stärker verändern als in den letzten dreißig Jahren.

Die Automobilindustrie begegnet den individuellen Kunden-Anforderungen schon jetzt mit einer zunehmenden Derivatevielfalt, die mit dem Einsatz von Baukasten-Konzepten wirtschaftlich realisiert werden kann. Den Emissions- und Verbrauchsanforderungen wird mit Leichtbau-Konzepten, Downsizing/ -speeding und alternativen Antrieben Rechnung getragen. In Verbindung mit weiter steigenden Leistungs- und Qualitätsanforderungen ergibt sich ein anspruchsvoller Auftrag an die Entwicklung der Antriebsakustik der Zukunft:

Der Einsatz von Baukasten-Lösungen setzt voraus, dass gleiche Komponenten die akustischen Anforderungen verschiedenster Derivate erfüllen. Zudem müssen intelligente Lösungen zur Bewältigung des akustischen Absicherungsaufwands einer ständig wachsenden Variantenvielfalt gefunden werden. Durch den Einsatz alternativer Antriebe und die Verwendung neuer Werkstoffe treten neue akustische Phänomene auf bzw. verstärkt sich die akustische Sensibilität der Fahrzeuge und bekannte Maskierungseffekte entfallen. Zudem müssen beim Downsizing und Downspeeding konventioneller Verbrennungs-Motoren Dämpfungs-Lösungen gefunden werden, welche die angestrebten Gewichts- und Verbrauchsvorteile halten und dem steigenden Komfortanspruch des Kunden gerecht werden.

Neben der Vermeidung von Störgeräuschen (NVH) bietet die Antriebsakustik mit ihren Methoden zur Soundgestaltung ein unverzichtbares Instrument zur Erfüllung individueller Kundenwünsche. Zum Beispiel können aktive Systeme hierbei helfen, dem Kunden die volle Erlebnis-Bandbreite zu ermöglichen: Diese reicht vom lautlosen, hochautomatisierten Fahren, bei dem der Kunde seine verfügbare Zeit produktiv nutzen kann, bis hin zum ausgeprägten Sound-Erlebnis, welches die Freude am "Selber-Fahren" unterstreicht.

Der Beitrag erläutert die Herausforderungen der Akustikentwicklung zukünftiger Antriebe und stellt die Lösungsmöglichkeiten zu deren Bewältigung dar.

Gewichtsreduktion und verbesserte Akustik – Mögliche Vorteile eines Zylindergehäuses aus Faserverbundwerkstoff

Lars-Fredrik Berg, Hans-Peter Kollmeier

Abstract

Car makers are under increasing pressure from legislators to improve fuel consumption and reduce CO₂ emissions of their new vehicles. One way to achieve this is to reduce vehicle weight: lowering a car's weight about 50 kg improves the fuel consumption up to 2%, which results in a reduction of carbon emissions of up to 5 g of CO₂/km. Much of this effort has been focused on integrating lightweight materials into body parts, but the powertrain (which includes the engine) also accounts for a large proportion of a vehicle's weight. Until now, vehicle manufacturers have relied on switching from cast iron to aluminum to reduce the weight of engine components such as the cylinder block – the heaviest single part of almost every car. It is now possible to incorporate parts made of polymer composites into cylinder blocks to reduce weight even further. Since phenolic composites have a much lower density than aluminum (1.7 g/cm³ compared with 2.7 g/cm³), the replacement of aluminum parts with composite will typically result in weight savings of around 20-30%.

Research on the use of polymer composites in the engine block has been ongoing since the 1980s and experimental engines have been developed, but the manufacturing techniques used were not suitable for mass production. With ongoing material and process developments this has now changed and in the next 3-5 years the first cylinder housings and other large structures of internal combustion engines can be manufactured from polymer composite materials and introduced into passenger car and motorbike engines, replacing the aluminum components currently in use. Glass fibre reinforced phenolic cylinder housings manufactured by injection molding deliver the same performance as die-cast aluminum components but offer a significant reduction in weight, lower manufacturing costs and a better life cycle assessment. Additional benefits include reduced heat radiation, lower engine noise and the elimination of corrosion-related issues.

The presentation gives an overview of the joint development between Fraunhofer and SBHPP of a composite cylinder for a single cylinder research engine from the conceptual design to the validation of prototypes. Furthermore the presentation highlights the results of acoustic tests to determine the behavior of a composite housing made out of composite material in direct comparison to its aluminum reference parts.

Der neue 4-Zylinder Dieselmotor in der E-Klasse - Das NVH-Konzept

Christoph Meier, Stefan Bikker, Peter Mayer

Abstract

The new 4-cylinder Diesel-engine OM654 combines best NVH-characteristics and low weight with high power and a minimal fuel consumption. A comprehensive NVH-concept was defined for the new engine development. The new crank-train and two-part aluminum crankcase result in increased stiffness and a maximum reduction of vibration while ensuring excitation and roughness are minimized, as well as friction and weight. The material-concept details that the brackets, oil pan und head cover are to be made from reinforced plastics. This combined with engine structure encapsulation again only adds to advantageous noise behavior and minimal weight of the engine. Integrated insulation of the exhaust manifold, turbo-charger and hot-end also further reduces noise and heat radiation. An NVH oriented combustion management system, combined with scissor gears and acoustically optimized air ducts means normally annoying sounds become unremarkable.

Due to the stringent implementation of this NVH-concept, alongside the use of advanced simulation tools and the systematic adjustment of all components to ensure the NHV targets are met, OM654 has the lowest vibration and sound levels, and characteristic acoustic pattern possible, which leads to a superior driving performance and high efficiency while maintaining minimal weight.

Kurzfassung

Der neue 4-Zylinder Dieselmotor OM654 kombiniert optimale NVH-Eigenschaften bei niedrigstem Gewicht mit hoher Leistung bei günstigem Verbrauch. Für die Entwicklung wurde ein umfassendes NVH-Konzept definiert. Mit geschränktem Triebwerk und zweiteiligem Kurbelgehäuse aus Aluminium stellt es ein Minimum an Schwingungen und das Optimum an Steifigkeit dar und minimiert Grundanregung und Rauigkeit wie auch Reibleistung und Motorgewicht. Das Materialkonzept mit Motorträgern, Ölwanne und Zylinderkopfhaube aus Kunststoff und mit der konsequenten Kapselung der Motorstruktur bringt günstigste Geräuscheigenschaften bei minimalem Gewicht. Die Integriertdämmung von Abgaskrümmen, ATL und hot-end reduziert Wärmestrahlung und die Schallabstrahlung. Mit der NVH-gerechten Verbrennungsapplikation, durch gespannte Zahnrädern und der NVH-Auslegung der Luftführung werden auch die Störgeräusche unauffällig.

Die stringente Umsetzung des NVH-Motorkonzeptes, der konsequente Einsatz von Simulationsverfahren und die gezielte Abstimmung der Bauteile führen zum Ziel: Hohe Laufkultur, geringes Geräuschniveau und charakteristisches Klangbild – bei souveräner Fahrleistung, hoher Wirtschaftlichkeit und geringstem Gewicht.

DAIMLER



In der neuen E-Klasse kommt der vollständig neu entwickelte 4-Zylinder Dieselmotor OM654 erstmals zum Einsatz (Vorgänger: OM651). Die Hauptziele der Entwicklung waren dabei die optimalen Komfort-Eigenschaften bei niedrigstem Gewicht und eine hohe spezifische Leistung (+12% zum Vorgänger) bei günstigem Verbrauch. OM654 ist der erste Motor der neuen Mercedes Powertrain Architecture für eine flexible Fertigung mit hohem Gleichteile-Anteil.



Ein Grundelement dieser Architektur ist der Leichtbau auf Aluminium-Basis und die Reibungsminimierung durch Stahlkolben für ein kompaktes Aggregat mit einer spezifischen Leistung von bis zu 90kW/l beim Diesel.

Dazu wurde ein Gesamtkonzept aufgesetzt, das von Anfang an alle NVH-Aspekte entlang der Wirkketten von Luft- und Körperschall berücksichtigt und das gesamte Aggregat von der Auslegung des Triebwerks und der Struktureigenschaften bis zur Gestaltung von Kapselung und Dämmung betrachtet (Bild 1). Insbesondere wurde auf das Materialkonzept geachtet, so dass beste akustische Eigenschaften mit geringem Gewicht realisiert werden konnten.

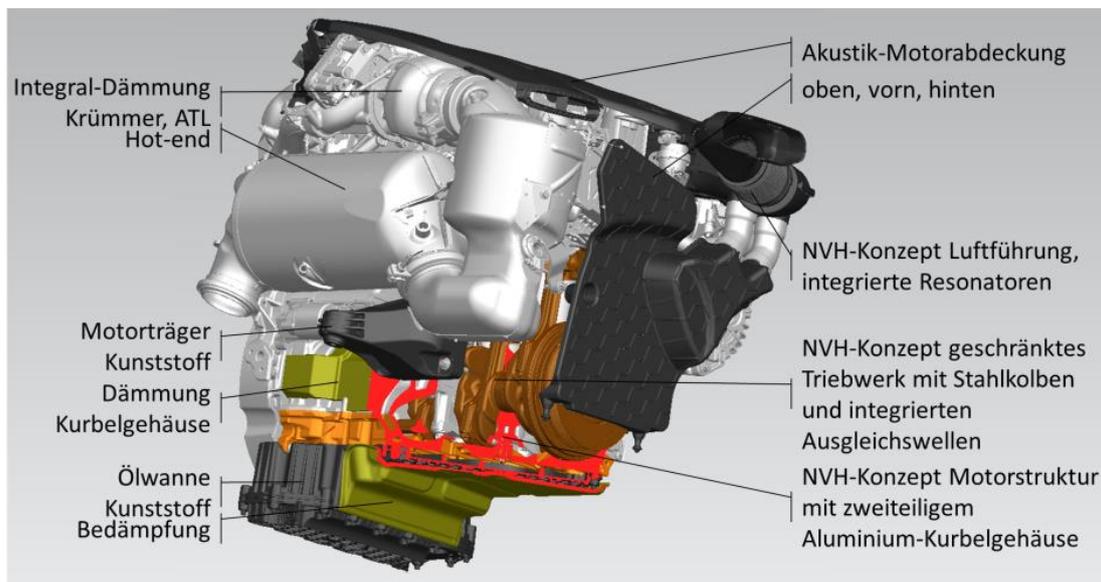


Bild 1: NVH-Konzept mit den wesentlichen Maßnahmen

In der digitalen Entwicklungsphase wurde daraufhin das Grundmotorkonzept ausgearbeitet, das auf einem NVH-optimierten und geschränkten Triebwerk und einem zweiseitigen Kurbelgehäuse aus Aluminium basiert. Die detaillierte CAE-Optimierung aller Komponenten sorgte dafür, dass mit dem Konzept ein Minimum an Schwingungen und das Optimum an Steifigkeit erreicht wird. Neu erarbeitete Zielkriterien, wie z.B. das Rauigkeitsmaß, welches den Einfluss der Struktureigenschaften des Grundmotors auf das niederfrequente Klangbild beschreibt, kamen dabei erfolgreich zum Einsatz (Bild 2). Die NVH-Zielwerte für die Auslegung wurden dafür aus der CAE-Analyse mit Simulationsmodellen des Vorgängers und des Wettbewerbs abgeleitet. So sind nicht nur die Grundanregung und die Rauigkeit, sondern auch die Reibleistung (-6% zum Vorgänger) und das Motorgewicht (-17% zum Vorgänger) minimiert.

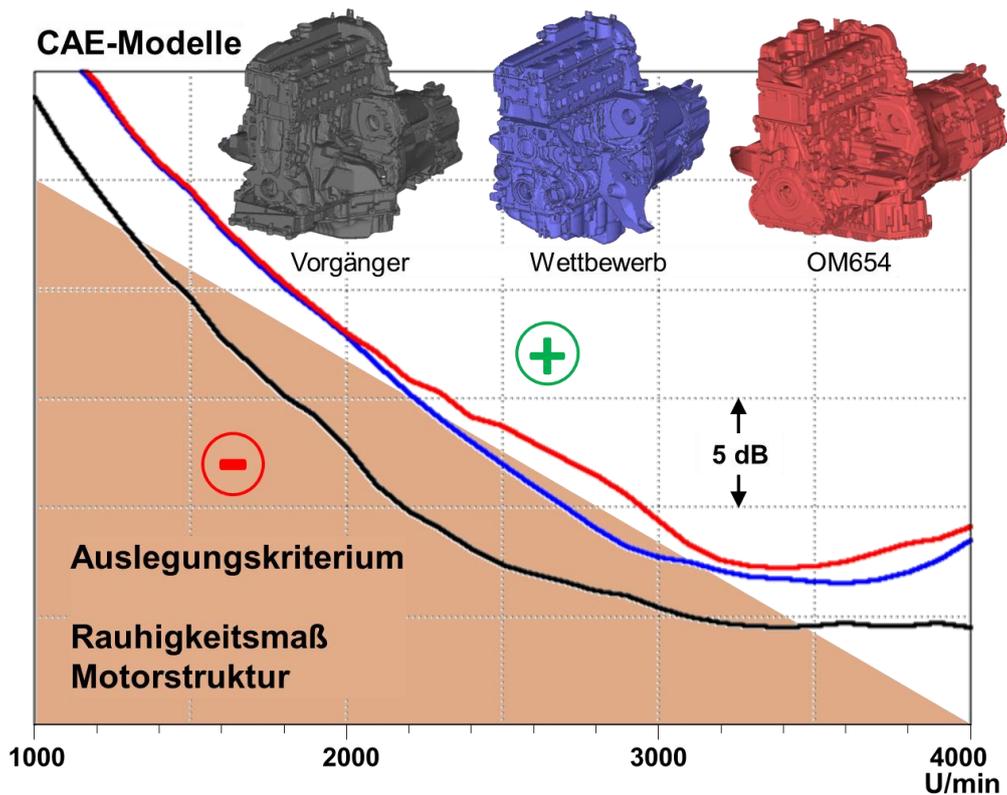


Bild 2: Strukturvergleich mit Rauigkeitsmaß

Zur Reduzierung der Körperschalleinleitung in die Karosserie wurden Motorträger in Kunststoff abgestimmt auf die Aggregatlagerung entwickelt. Seit der weltweit erstmaligen Anwendung am V6-Dieseler in der GL-Klasse kommt dieses Konzept in allen Neuentwicklungen zum Einsatz. Die Materialeigenschaften des Kunststoffs bieten gegenüber der üblichen Aluminium-Konstruktion im höheren Frequenzbereich große Vorteile zur Minimierung von Störgeräuschen und zur Verbesserung des Klangbildes (Bild 3). Durch Optimierung in der Simulation und die gezielte Abstimmung des Glasfaseranteils ist auch die Dauerfestigkeit dieser hochbeanspruchten Bauteile sichergestellt. Zu den akustischen Vorteilen ergibt sich eine Gewichtseinsparung von ca. 30% gegenüber den üblichen Aluminiumträgern.

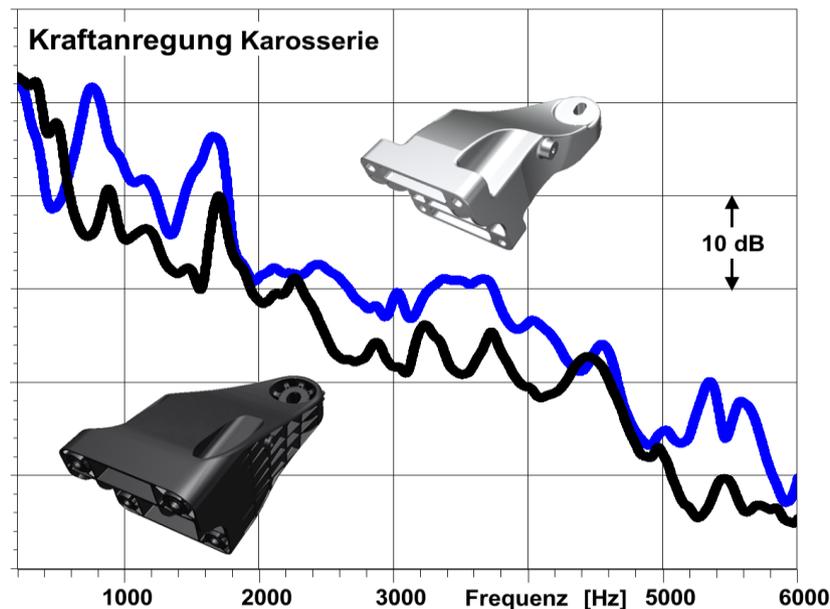


Bild 3: Vergleich Motorträger Kunststoff und Aluminium

Um das Drehmoment des Motors bei niedrigen Drehzahlen verbrauchsgünstig nutzen zu können, wurde der Schwingungsdämpfer im Drehmomentwandler mit dem Flehkraftpendel der 3. Generation wirkungsvoll weiterentwickelt. Damit wird die Torsionsanregung des Triebstrangs minimiert und das Brummen bei niedertourigem Fahren verhindert.

Die hochfrequenten Geräuschanteile aus Verbrennung, Hydraulik und Mechanik sind bei Dieselmotoren eine besondere Herausforderung. Durch konsequente Kapselung wurden hier beste Ergebnisse erzielt (Bild 4). Die Schallabstrahlung der freien Oberflächen der Aluminium-Struktur wird mit einer Dämmung aus PU-Schaum wirkungsvoll reduziert. Die Verwendung von Kunststoff für Zylinderkopfhaube und Ölwanne kombiniert günstigste Geräuscheigenschaften mit minimalem Gewicht.

Die vollständige Integraleddämmung von Abgaskrümmer, Turbolader, Katalysator und Partikelfilter reduziert sowohl die Wärmestrahlung wie auch die Schallabstrahlung auf ein Minimum. Damit wird das Klangbild deutlich verbessert, weil die hochfrequenten und impulshaltigen Geräusche reduziert sind. Zudem wird die thermische Belastung der Bauteile im Motorraum deutlich geringer, so dass z.B. der Kunststoff-Motorträger ohne zusätzliche Abschirmung eingesetzt werden kann.

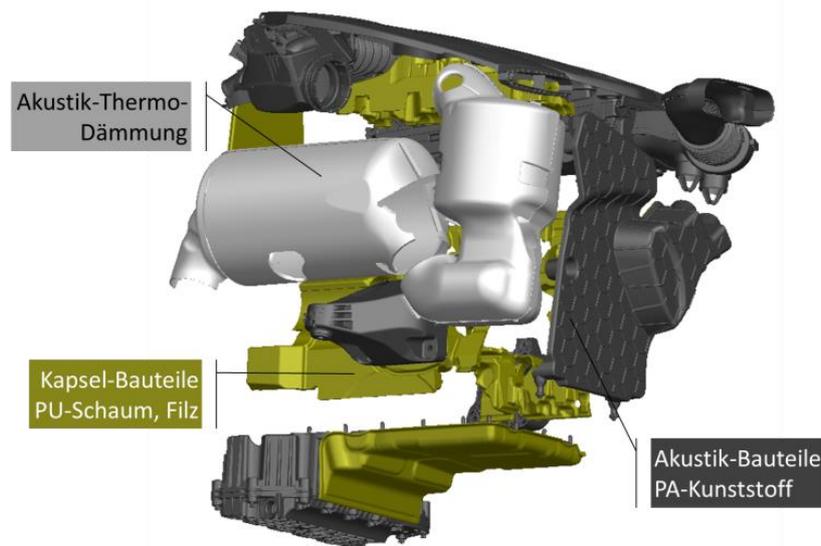


Bild 4: Kapsel- und Dämmungsbauteile

Mit der NVH-gerechten Verbrennungsapplikation, insbesondere im Leerlauf-nahen Bereich und in der Warmlaufphase, und mit der Regelung der Einspritzhydraulik zur Minimierung des Injektor-Tickers wird das Klangbild positiv geprägt. Die Luftführung wurde mit Dämpfern und Resonatoren, die in die Motorkapselung integriert sind, ausgelegt um das Mündungsgeräusch akustisch zu gestalten. Gegen die leisen, aber lästigen Störgeräusche aus der Mechanik kommen u.a. verspannte Zahnräder im Ausgleichswellen- und Steuertrieb zum Einsatz, wobei im Antrieb der rechten Ausgleichswelle durch die geteilte Ausführung des Umlenkrades eine Verspannfeder auf zwei Zahneingriffe wirkt.

Eine besondere Herausforderung für die Auslegung des Triebwerks war auch der Stahl-Kolben in dem Aluminium-Zylinder. Eine optimierte Kolbenkontur und eine auf die Schränkung abgestimmte Desachsierung des Kolbenbolzens wurden erarbeitet, womit das Kolbentickern aus dem Anlagewechsel insbesondere im Zünd-OT auf ein unauffälliges Niveau gebracht wurde.

Die Summe der Maßnahmen und die abgestimmte Optimierung im Gesamtkonzept zeigen den gewünschten Erfolg und erreichen die ambitionierten Ziele.

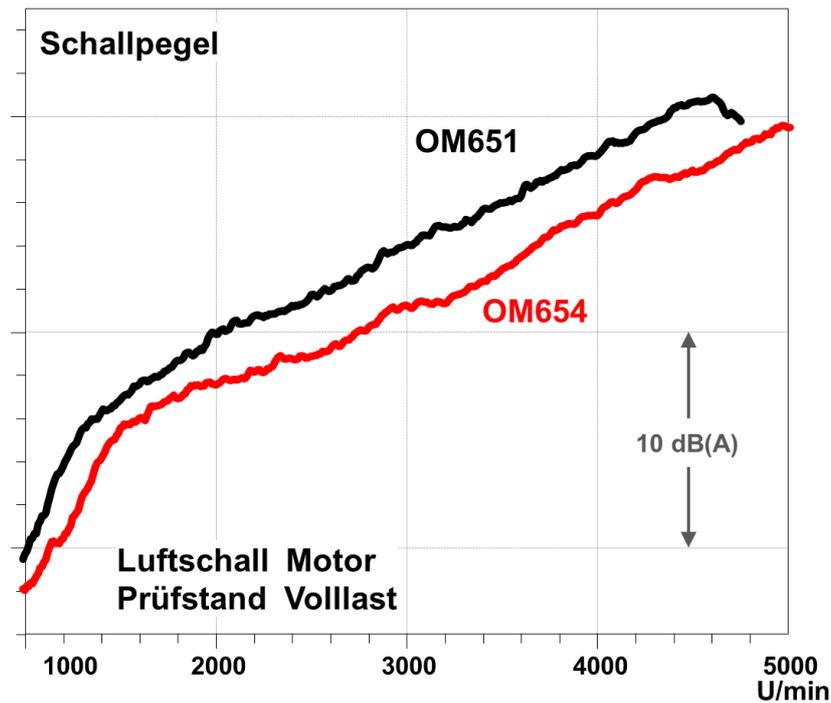


Bild 5: Vergleich Gesamtpegel im Luftschall

So ist erreicht, dass auch mit der Aluminium-Konstruktion des Kurbelgehäuses und der Leistungssteigerung, der Geräuschpegel gegenüber dem Vorgänger in allen Betriebszuständen und auch unter Volllast (Bild 5) deutlich reduziert ist. Gleichermäßen wurde das Klangbild verbessert, sowohl im nieder- wie auch im hochfrequenten Bereich ergeben sich deutliche Vorteile (Bild 6).

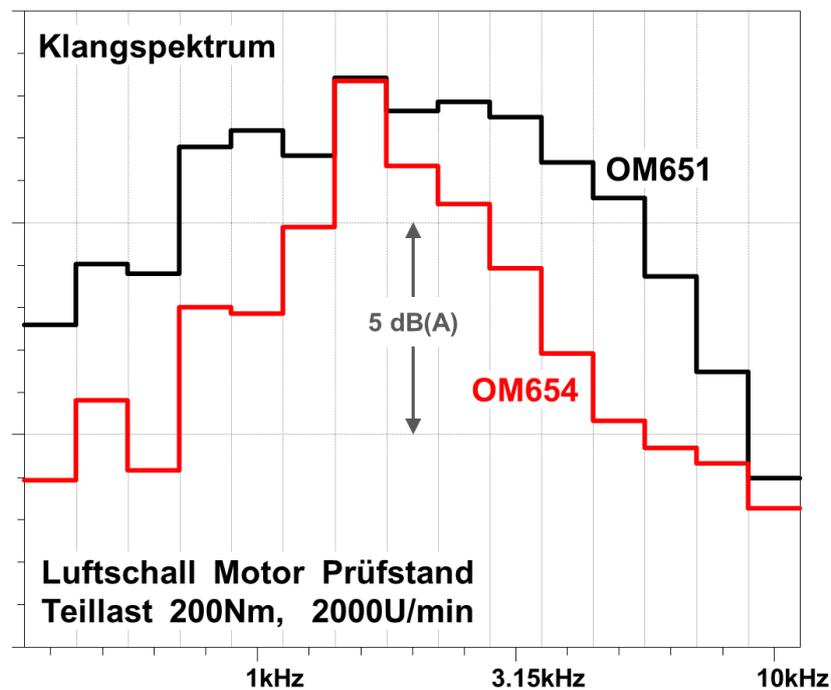


Bild 6: Vergleich Klangbild mit Terz-Pegeln

Nicht nur im abgestrahlten Luftschall, sondern auch in der Körperschalleinleitung über Motor- und Getriebelager und auch in der Drehschwingungsanregung des Triebstrangs wurden gleichmäßig niedrige Pegel erzielt und so die besten Voraussetzungen für die Integration in die Fahrzeugbaureihen geschaffen.

Die entscheidenden Elemente der NVH-Entwicklung waren eine klare Zieldefinition und eine systematische Konzeptentwicklung. Die stringente Umsetzung des besten NVH-Motorkonzeptes, der konsequente Einsatz neuester Simulationsverfahren und die gezielte Abstimmung jedes einzelnen Bauteils führten zur Erreichung der Ziele: Hohe Laufkultur, geringes Geräuschniveau und ein charakteristisches Klangbild – bei souveräner Fahrleistung, hoher Wirtschaftlichkeit und geringstem Gewicht.

SIMULATION

Analyse von Kolbenbewegung und Körperschallverhalten eines Pkw-Dieselmotors mittels 3D-EHD-Simulation

Johannes Seifriedsberger

Abstract

The present article is concerned with the investigation of the engine noise induced by the piston slap of an actual passenger car Diesel engine. The focus is put on the coherence of piston secondary movement, impact of the piston on the cylinder liner, generated structure-borne noise excitation of the engine structure and the occurring acceleration on the engine surface. Additionally, the influence of different cylinder pressure traces is evaluated.

The analyses are conducted using an elasto-hydrodynamic multi-body simulation model, taking into account geometry, stiffness and mass information of the single components as well as considering the elastic and hydrodynamic behavior of the piston-liner contact. A detailed description of the simulation model will be introduced in the article.

The obtained results illustrate the piston secondary motion and the related structure-borne noise on the engine surface. Detailed analyses of force and displacement in the transversal engine axis as well as the angular displacement of the piston and its derivatives are shown. Further on, the correlation between piston secondary movement and the occurring acceleration on the outer crankcase surface is investigated. Finally, different cylinder pressure traces are compared with respect to their NVH behavior.

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit der Untersuchung des durch den Kolbenschlag verursachten Motorgeräusches, hier am Beispiel eines aktuellen Pkw-Dieselmotors. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem Zusammenhang zwischen Kolbensekundärbewegung, der dadurch hervorgerufenen Anregung der Motorstruktur sowie den in weiterer Folge auftretenden Beschleunigungen an der Motoroberfläche. Das Verhalten wird dabei für verschiedene Zylinderdruckverläufe und damit unterschiedliche Anregungen analysiert.

Für die Untersuchungen kommt ein elasto-hydrodynamisches Mehrkörpersimulationsmodell zum Einsatz, welches neben dem Input von Geometrie, Steifigkeits- und Masseninformationen der einzelnen Komponenten auch das elastische und hydrodynamische Verhalten im Kolben-Zylinder-Kontakt berücksichtigt. Eine

detaillierte Beschreibung des Simulationsmodelles wird im Rahmen dieses Beitrages vorgestellt.

Die erhaltenen Resultate zeigen die auftretende Kolbensekundärbewegung sowie den damit im Zusammenhang stehenden Körperschall an der Motoroberfläche. Im Rahmen des Beitrages werden detaillierte Auswertungen der Verläufe von Normalkraft und Bewegung des Kolbens in Motorquerrichtung sowie des auftretenden Kolbenkippwinkels vorgestellt. Weiters wird ein Zusammenhang zwischen Größen der Kolbensekundärbewegung und den auftretenden Beschleunigungen an der Motoroberfläche abgeleitet. Abschließend wird der Einfluss unterschiedlicher Zylinderdruckverläufe im Hinblick auf das Akustikverhalten dargestellt.

1. Einleitung

1.1 Motivation

Den steigenden Komfortansprüchen der Kunden folgend nimmt das Fachgebiet der Fahrzeug- und Motorakustik einen immer größeren Stellenwert im Prozess der Fahrzeugentwicklung ein. Neben höheren Erwartungen hinsichtlich des Fahrzeuginnengeräusches kommt auch dem Außengeräusch als umweltbelastender Faktor eine wachsende Bedeutung zu. Damit ist das akustische Verhalten neben Kraftstoffeffizienz und Emissionsverhalten eine wichtige Optimierungsgröße, sowohl das Fahrzeuginnen- als auch Außengeräusch betreffend. Die Erfüllung der Anforderungen von Kunden und Umwelt wird zusätzlich durch den vermehrten Einsatz von Leichtbaumaterialien sowie von alternativen Antriebskonzepten, beispielsweise Hybridfahrzeugen, erschwert. Aufgrund dieser Herausforderungen gewinnen hochgenaue Simulationsmethoden zur Bereitstellung eines in allen Bereichen optimierten NVH-Verhaltens immer mehr an Bedeutung.

Das Gesamtfahrzeug weist eine Vielzahl an Geräuschquellen auf, wobei vorrangig Wind- und Rollgeräusche sowie das Antriebsgeräusch von Bedeutung sind. Im Fall von Verbrennungskraftmaschinen als Antriebsquelle hat das Motorgeräusch als Teil des Antriebsgeräusches einen signifikanten Einfluss auf das Geräuschverhalten. Dies trifft vor allem im Bereich geringer Fahrgeschwindigkeiten zu, da hier Roll- und Windgeräusche in den Hintergrund treten [12]. Aus diesem Grund kann durch eine Optimierung des Motorgeräusches das Gesamtgeräuschverhalten merkbar verbessert werden. Im Rahmen dieses Beitrages wird näher auf die Anregung der Motorstruktur durch die auftretende Kolbensekundärbewegung eingegangen. Diese Anregung resultiert in Schwingungen, welche als Luftschall abgestrahlt werden. Zu ihrer Verringerung ist eine genaue Kenntnis der Kolbensekundärbewegung, ihrer Einflussgrößen sowie der Zusammenhänge mit der Körperschallentstehung notwendig. Auf diese Punkte wird im Artikel detailliert eingegangen.

1.2 Ziele

Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist die Analyse des aufgrund der Kolbensekundärbewegung auftretenden Motorgeräusches und der Zusammenhänge zwischen Kolbenbewegung, Kolben Schlag und Körperschall. Zur Anwendung kommt dabei ein elasto-hydrodynamisches Mehrkörpersimulationsmodell, welches auf der

Geometrie und den Zylinderdruckverläufen eines aktuellen Pkw-Dieselmotors basiert. Eine detaillierte Beschreibung des Simulationsmodelles ist in Kapitel 3 angeführt. Die Vorhaben der im Rahmen des Projektes durchgeführten Simulationen können wie folgt definiert werden:

- Beschreibung und Auswertung der Kolbensekundärbewegung eines aktuellen Verbrennungsmotors, sowohl im gefeuerten als auch geschleppten Zustand.
- Aufzeigen des Zusammenhanges zwischen Kolbensekundärbewegung und auftretenden Beschleunigungen am Zylinderkurbelgehäuse.
- Auswertung des Einflusses unterschiedlicher Zylinderdruckverläufe auf die Kolbensekundärbewegung sowie die Körperschallcharakteristik.
- Bewertung unterschiedlicher Geometrieparameter wie Kolbenspiel und Kolbenbolzendesachsierung.

Der letzte Punkt wird im Rahmen dieses Berichtes nur kurz behandelt. Tiefergehende Ausführungen dazu sind in einer weiteren Veröffentlichung, [10], enthalten.

2. Theorie

2.1 Verbrennungsgeräusch und mechanisches Geräusch

Grundsätzlich kann die Strukturanregung des Zylinderkurbelgehäuses auf drei Hauptursachen zurückgeführt werden. Dies ist zum einen das direkte sowie indirekte Verbrennungsgeräusch und zum anderen das mechanische Geräusch [4,12]. Die von Verbrennung und Kolben verursachten Schwingungen werden innerhalb der Struktur als Körperschall übertragen und an der Motoraußenseite als Luftschall abgestrahlt. Abhängig von Material und Form des Körpers besitzt dieser ein von der Frequenz abhängiges dämpfendes Verhalten, die sogenannte Übertragungsfunktion. Die weitere Übertragung von Körper- zu Luftschall wird durch den ebenso frequenzabhängigen Abstrahlgrad beschrieben [2]. Aus diesem Grund beeinflusst die Geräuschanregung von Verbrennung und auftretenden Massenkräften das von Fahrer und Passanten wahrgenommene Geräuschverhalten. Der Übertragungsweg vom Brennraum in die Umgebung ist in Abbildung 1 schematisch für das direkte Verbrennungsgeräusch dargestellt und gilt analog für das indirekte Verbrennungsgeräusch sowie das mechanische Geräusch.

Das direkte Verbrennungsgeräusch wird durch den Druckanstieg im Brennraum aufgrund der stattfindenden Verbrennung verursacht. Dieser wirkt wie ein Stoß, wodurch eine breitbandige Anregung aller Frequenzen erfolgt [9,12]. Speziell bei direkteinspritzenden Dieselmotoren kommt es infolge der teilweise hohen Umsatzraten zu großen Druckgradienten und damit zu einer starken Anregung [5]. Das Anregungsspektrum ist von verschiedenen Kenngrößen des Zylinderdruckverlaufes abhängig, vorrangig dem maximalen Zylinderdruck p_{\max} , dem maximalen Druckanstieg $(dp/d\varphi)_{\max}$ sowie der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit $(dp^2/d^2\varphi)_{\max}$ [3].

Das mechanische Geräusch entsteht durch Stöße in spielbehafteten Bauteile aufgrund der Massenkräfte [7,12]. Beispielhaft kann hier der sogenannte Kolbensschlag angeführt werden, welcher im nächsten Kapitel detaillierter beschrieben wird. Das

mechanische Geräusch tritt auch im ungefeuerten Betrieb auf. Der zusätzliche Druckanstieg durch die Verbrennung führt zu Einflüssen auf die Kolbensekundärbewegung und damit auf den Kolbenschlag. Dieser Geräuschanteil wird als indirektes Verbrennungsgeräusch bezeichnet [12].

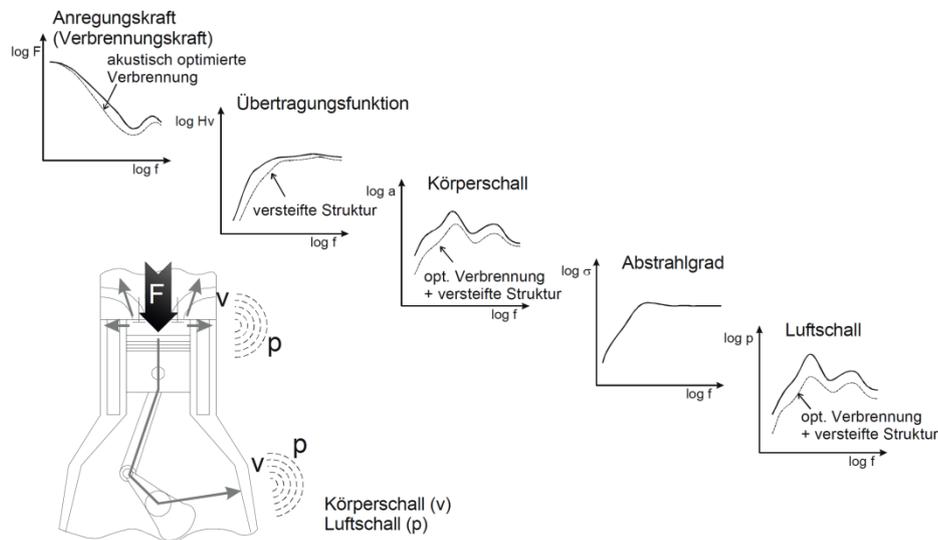


Abbildung 1: Übertragungsweg: Verbrennungsgeräusch – Luftschall [2]

Das mechanische sowie das indirekte Verbrennungsgeräusch sind vor allem im sehr geringen sowie hohen Lastbereich bei Drehzahlen unterhalb von 2.000 min^{-1} von Bedeutung. Im unteren Teillastbereich hingegen dominiert das direkte Verbrennungsgeräusch aufgrund der auftretenden hohen Zündverzögerungen und damit einhergehend hohen maximalen Druckgradienten [6].

2.2 Kolbenschlag

Im Zusammenspiel von Kolben und Zylinder kann der geräuschverursachende Mechanismus vorrangig im Kolbenschlag gefunden werden, welcher aufgrund der Sekundärbewegung des Kolbens auftritt. Diese besteht in erster Linie aus einer translatorischen Bewegung normal zur vertikalen Zylinderachse sowie aus einer Verdrehung des Kolbens um die Pleuellagerachse [6]. Verursacht werden diese Bewegungen durch die auftretenden Gas- und Massenkräfte, die Normalkräfte aufgrund der Pleuelschrägstellung, das notwendigerweise vorhandene Spiel zwischen Kolben und Zylinder sowie das elastische Verhalten der Bauteile. Dies führt zu mehreren Anlagewechseln zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn. Abhängig vom Betriebspunkt können hier bis zu zehn Berührungswechsel während eines Arbeitsspieles auftreten [7]. Das Anschlagen des Kolbens an der Zylinderwand führt zu einer breitbandigen Anregung des Pleuellagergehäuses. Das dabei generierte Geräusch ist stark impulshaltig und aufgrund der hohen Zylinderdrücke am stärksten im Bereich des Zünd-OTs [11]. Abbildung 2 zeigt beispielhaft den Verlauf der auftretenden Pleuellagerkraft, welche die Pleuellagersekundärbewegung maßgeblich beeinflusst.

Die Intensität des Pleuellagerchlages steht in direktem Zusammenhang mit der Steifigkeit der Berührungspunkte und mit der kinetischen Energie des Pleuellagers im Moment der Berührung. Eine Reduzierung der erzeugten Anregung kann durch Optimierung der

Kolbensekundärbewegung erreicht werden, um die während des Einschlages auf die Zylinderbuchse bzw. das Kurbelgehäuse übertragene Energie auf ein Minimum zu verringern [6]. Umgesetzt werden kann dies durch eine entsprechende Wahl bestimmter Geometrieparameter wie beispielsweise Kolbenspiel, Kolbenbolzen-desachsigung oder Oberflächenprofile von Kolben- und Zylinder sowie durch eine Reduzierung der aufgrund der Verbrennung entstehenden Anregung.

Um eine Optimierung dieser Parameter durchführen zu können ist die Kenntnis ihres Einflusses auf die Kolbensekundärbewegung Voraussetzung [6].

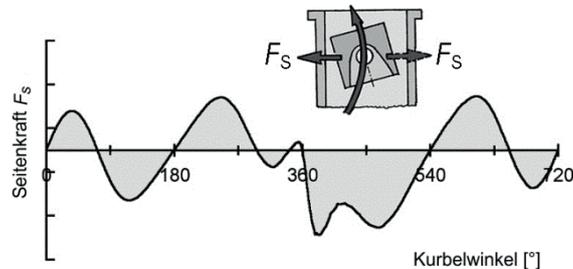


Abbildung 2: Verlauf der Kolbenquerkraft während eines Arbeitsspieles [6]

2.3 Bestimmung der Kolbensekundärbewegung

Die Bestimmung der Kolbensekundärbewegung kann sowohl experimentell als auch durch die Anwendung von Simulationsmodellen umgesetzt werden. Eine messtechnische Erfassung erfordert im Normalfall einen enormen Zeit- und Kostenaufwand, beispielsweise aufgrund der notwendigen Sensorik und durch unterschiedliche Versuchsteile zur Festlegung der zuvor angeführten Geometrieparameter. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, die Messung auf wenige, zielführende Varianten zu beschränken. Dies kann durch die Anwendung verschiedener Simulationsmethoden erreicht werden, welche sich in ihrer Genauigkeit und Komplexität unterscheiden.

Grundsätzlich erfordert die simulative Bestimmung der Kolbensekundärdynamik die Verwendung von Mehrkörpermodellen. Diese benötigen zur Berechnung eine möglichst detaillierte Vorgabe von Masse und Geometrie der einzelnen Körper. Eine weitere Erhöhung der Genauigkeit kann durch die zusätzliche Berücksichtigung des elastischen Verhaltens der untersuchten Bauteile erreicht werden. Damit werden auch Verformungen miteinbezogen, welche einen deutlichen Einfluss auf die Sekundärdynamik des Kolbens haben. Soll zusätzlich das hydrodynamische Verhalten des Ölfilmes zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn in die Simulation miteinfließen, erfordert dies die Anwendung von elastohydrodynamischen Modellen. Dadurch kann die Genauigkeit der Ergebnisse weiter gesteigert werden, jedoch zu Lasten der benötigten Rechenzeit.

Um im vorliegenden Fall möglichst detaillierte und realitätsgetreue Ergebnisse zu erhalten kommt ein elastisches Mehrkörpermodell mit einem elastohydrodynamischen Kontakt zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn zum Einsatz. Eine detaillierte Beschreibung dieses Kontaktes bzw. des gesamten Modelles ist im nächsten Kapitel angeführt.

3. Modelldesign

Das im Anschluss beschriebene Simulationsmodell wurde mit Hilfe des Softwarepaketes AVL EXCITE Power Unit 2013.1 aufgebaut. Für die dazu notwendigen Vorarbeiten kam die Software SIMULIA Abaqus 6.12 zum Einsatz.

Das Modell basiert auf dem Zylinderkurbelgehäuse eines aktuellen Pkw-Dieselmotors mit einem Einzelhubraum von etwa 0,5 Litern. Die Öleigenschaften wurden für ein Motoröl der Spezifikation 0W-30 definiert. Untersucht wurde ein zyklusrelevanter Lastpunkt mit einem indizierten Mitteldruck von 3,75 bar bei einer Drehzahl von 1.750 min^{-1} .

3.1 Layout des Simulationsmodelles

Abbildung 3 zeigt den schematischen Aufbau des verwendeten Simulationsmodelles in AVL EXCITE. Das Modell unterteilt sich in mehrere Subsysteme, bestehend aus elastischen Bauteilen, welche durch unterschiedliche Arten von Knotenpunkten miteinander verbunden sind. Zur Erreichung einer hohen Recheneffizienz ist es zielführend, die Anzahl der elastohydrodynamischen (EHD) Kontakte als auch der abgebildeten Zylinder so gering als möglich zu halten. Das jeweils sinnvolle Minimum ist dabei abhängig von Anwendungsbereich und geforderter Genauigkeit der Ergebnisse.

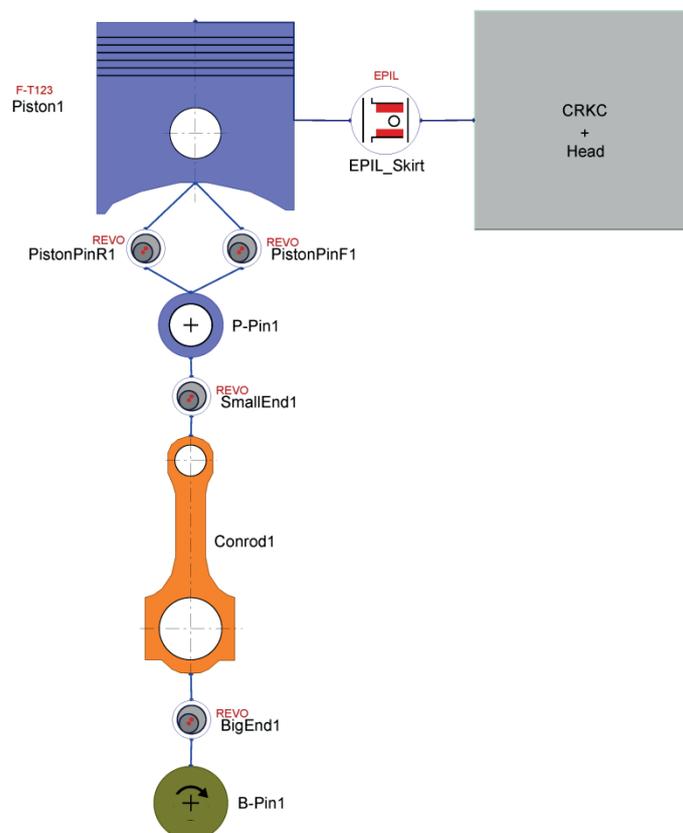


Abbildung 3: Schematischer Aufbau des EHD-Simulationsmodelles

Für die Bestimmung der Kolbensekundärbewegung und ihres Zusammenhangs mit der Körperschallentstehung ist die Anwendung eines Einzylinder-Modells mit einer reduzierten Anzahl an EHD-Kontakten zielführend. Im Hinblick auf die gezielten Untersuchungen der Körperschallentstehung im Kolben-Zylinder-Verbund wird ein EHD-Kontakt als Verbindung von Zylinderlaufbahn und Kolbenhemd verwendet. Der Einsatz eines weiteren EHD-Kontaktes im Bereich der Kolbenkrone ist im betrachteten Fall aufgrund der Geometrie des oberen Kolbenbereiches nicht erforderlich. In Relation zum Durchmesser des Kolbenhemdes ist jener der Kolbenkrone geringer, wodurch in diesem Bereich, für unterschiedliche Zylinderdrücke sowie Geometrievarianten, kein Kontakt auftritt. Dies konnte durch die Anwendung eines Simulationsmodelles mit zwei EHD-Kontakten zu Beginn der Untersuchungen bestätigt werden.

Der elastohydrodynamische Kontakt wird als sogenannte Elastic Piston-Liner (EPIL) Connection, [1], definiert. Darin werden die hydrodynamischen Eigenschaften des Kontaktbereiches unter Verwendung der Reynolds-Gleichung abgebildet. Zusätzlich zum hydrodynamischen Kontakt kann auch Festkörperkontakt auftreten. Dieser wird im vorliegenden Fall mittels eines Greenwood & Tripp Modells berechnet. Um eine möglichst exakte Umschaltung zwischen hydrodynamischem und Festkörperkontakt zu ermöglichen, wurden an Zylinderlaufbahn und Kolbenhemd Messungen der Oberflächenrauigkeit durchgeführt und dem Modell vorgegeben. Kontakte ohne relevanten Einfluss auf die Körperschallentstehung von Kolben und Zylinder werden durch sogenannte Revolute (REVO) Joints dargestellt. Dies sind vereinfachte Kontakte mit linearen bzw. nicht-linearen Feder/Dämpfer-Funktionen [1].

3.2 Vorarbeiten und Inputdaten

Zur Berücksichtigung des elastischen Bauteilverhaltens, im vorliegenden Fall von Zylinderkurbelgehäuse, Kolben, Pleuel und Zylinderkopf, sind diverse Vorarbeiten notwendig. Im Rahmen dieser wird die komplexe Struktur der Motorbauteile auf Masse- und Steifigkeitsmatrizen reduziert. In den Kontaktbereichen, beispielsweise zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn oder Kolbenbolzen und kleinem Pleuelauge, werden an gezielten Positionen Knotenpunkte mit definierten Freiheitsgraden erstellt. Der linke Bereich von Abbildung 4 zeigt die einzelnen Schritte am Beispiel des Pleuels. Basierend auf einem 3d-CAD-Modell des Bauteils wird ein finite-Elemente-Modell erstellt. Im Anschluss wird im Rahmen des Kondensationsprozesses die Anzahl der zu berücksichtigenden Freiheitsgrade bei möglichst gleichbleibenden dynamischen Eigenschaften des Bauteils reduziert. Das kondensierte Bauteil wird nachfolgend dem Simulationsmodell als Eingabedatei vorgegeben. Weiterführende Informationen zum beschriebenen Kondensationsprozess können in der Literatur, beispielsweise in [8], nachgelesen werden. Da der Schwerpunkt der durchgeführten Untersuchungen auf dem NVH-Verhalten des Zusammenspiels von Kolben und Zylinderkurbelgehäuse sowie der Kolbensekundärbewegung an sich liegt, werden Bauteile wie Kurbelwelle, Einspritzsystem oder Nockenwelle bewusst nicht im Modell berücksichtigt, um die benötigte Rechenzeit möglichst gering zu halten.

Neben Eingabedaten zur Abbildung des elastischen Verhaltens der Bauteile sind weiters detaillierte Geometrieangaben notwendig. Dies betrifft in erster Linie die Form von Kolbenhemd und Zylinder sowie die auftretenden Verformungen aufgrund von

Montage (Kaltverformung) und erhöhten Bauteiltemperaturen im Betrieb (Warmverzüge). Die Zylinderform inklusive Kaltverformung wurde durch Vermessung eines Zylinderkurbelgehäuses mit verschraubtem Zylinderkopf ermittelt und dem Modell vorgegeben. Zur Bestimmung der auftretenden Warmverzüge wurden die dafür relevanten Temperaturen an einem gefeuerten Versuchsträger aufgezeichnet. Dazu wurden mehrere Temperaturmessstellen an den entsprechenden Stellen angebracht, um die Temperaturprofile von Kolben und Zylinderlaufbahn für den betrachteten Lastpunkt zu erhalten. Diese Temperaturen dienen in der Folge als Inputdaten für die Warmverzugsberechnung. Weitere wichtige Inputdaten für das Modell sind die Ölviskosität in Abhängigkeit von Öltemperatur, -druck und Scherrate, Angaben zur Rauigkeit von Zylinder- und Kolbenoberfläche sowie die Vorgabe von Zylinderdruckverläufen aus durchgeführten Prüfstandsmessungen. Im betrachteten Simulationsmodell wirkt der vorgegebene Zylinderdruck nur auf die Oberfläche des Kolbens, nicht aber auf die umliegenden Flächen von Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf. Dadurch werden Einflüsse des direkten Verbrennungsgeräusches auf das Körperschallverhalten des Kurbelgehäuses vermieden.

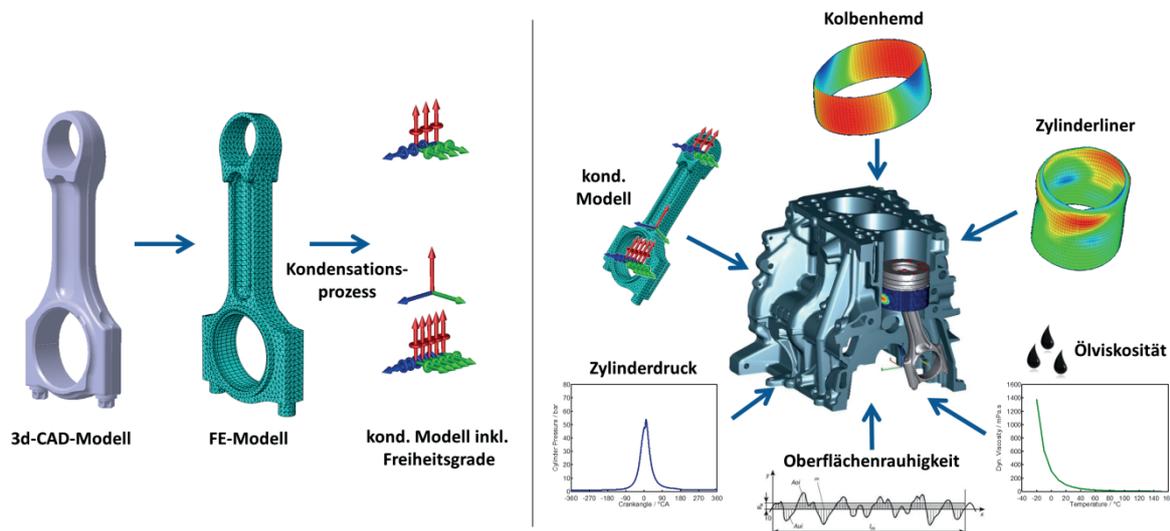


Abbildung 4: Umwandlung 3d-CAD-Modell in kondensiertes Modell (links), notwendige Inputdaten für das EHD-Simulationsmodell (rechts)

Abhängig von Drehzahl und Last des Motors ändern sich die auftretenden Temperaturen und damit die vorhandenen Warmverzüge. Aus diesem Grund müssen diese Daten für jeden Lastpunkt entsprechend adaptiert werden, wodurch die Anzahl der analysierbaren Lastpunkte entsprechend der Kenntnis dieser Temperaturen eingeschränkt ist. Im vorliegenden Beitrag wird vorrangig auf die Ergebnisse des Lastpunktes 1.750 min^{-1} und $3,75 \text{ bar}$ indiziertem Mitteldruck eingegangen, welcher in diversen Testzyklen wie NEFZ oder FTP-75 große Relevanz besitzt.

Das zusammengesetzte Simulationsmodell inklusive aller relevanten Eingabedaten ist in Abbildung 4 dargestellt. Der Zylinderkopf, welcher einen entscheidenden Einfluss auf die Steifigkeit von Kurbelgehäuse und Zylinderlaufbahn hat, ist aufgrund einer besseren Visualisierbarkeit nicht dargestellt, wird in der Simulation aber verwendet.

4. Ergebnisse

Wie bereits in Kapitel 1.2 dargelegt kann als Hauptziel der Untersuchungen die Bestimmung der auftretenden Kolbensekundärbewegung sowie deren Einfluss auf das Körperschallverhalten des Zylinderkurbelgehäuses, sowohl in Abhängigkeit unterschiedlicher Zylinderdruckverläufe als auch Geometrieparameter, angeführt werden. In diesem Kapitel werden Ergebnisse aus den durchgeführten Simulationen vorgestellt. Die Verläufe in den Diagrammen basieren dabei auf dem in Abbildung 5 dargestellten Koordinatensystem:

- x: Motorlängsachse, positiv in Kupplungsrichtung
- y: Motorquerachse, positiv in Richtung Druckseite
- z: vertikale Motorachse

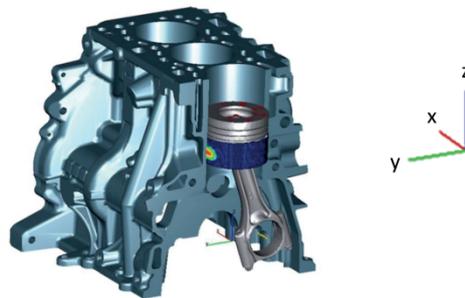


Abbildung 5: Orientierung des verwendeten Koordinatensystems

Die Druckseite (DS) beschreibt jenen Bereich der Zylinderlaufbahn, der nach dem Zünd-OT und während des Expansions- bzw. Arbeitshubes mit dem Kolben in Kontakt steht. Entscheidend für die Lage der Druckseite ist dabei die Drehrichtung des Motors. Im Fall der analysierten Motorkonfiguration befindet sich die Druckseite auf Seite der Auslasskanäle. Die in den Diagrammen dargestellte Kolbenquerkraft ist jene Kraft, die auf den Kolben selbst wirkt. Ein Kontakt mit der Druckseite führt daher zu negativen Werten dieser Kraft. Der Kolbenkippwinkel α beschreibt die Verdrehung des Kolbens um seine Pleuellagerachse. Zur Auswertung dieser Verdrehung wird die Rotation eines zusätzlichen Knotens in der Mitte der Pleuellagerachse betrachtet. Durch entsprechend gewählte Anbindungen wird diesem Knoten die Bewegung des Kolbens aufgeprägt. Alle über Grad Kurbelwinkel dargestellten Diagramme zeigen immer einen gesamten Arbeitszyklus (entspricht 720 °KW). Mit Ausnahme der in Abbildung 6 dargestellten Zylinderdruckverläufe entstammen alle gezeigten Ergebnisse der Simulation.

Die Analyse des Einflusses unterschiedlicher Anregungen aufgrund verschiedener Zylinderdruckverläufe basiert auf den in Abbildung 6 dargestellten Druckverläufen, welche dem Simulationsmodell vorgegeben werden. Die schwarze Kurve stellt dabei die Serienbedatung des Versuchsmotors dar, welcher parallel zu den Simulationen am Prüfstand vermessen wurde. Der strichlierte blaue Verlauf beschreibt eine Bedatung mit einem späteren Einspritzzeitpunkt, wodurch sowohl Pilot- als auch Hauptverbrennung deutlich weniger ausgeprägt im Druckverlauf auftreten, jedoch merkliche Nachteile im Wirkungsgrad entstehen. Als dritte Variante wird dem

Simulationsmodell nur der Druck aufgrund der stattfindenden Verdichtung ohne Verbrennung aufgeprägt, hier strichpunktiert dargestellt.

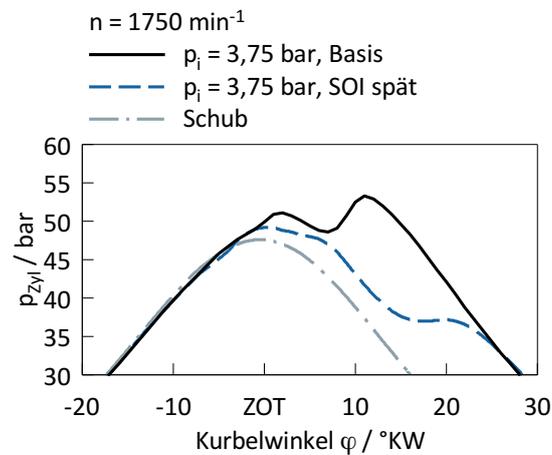


Abbildung 6: Dem Simulationsmodell vorgegebene Zylinderdruckverläufe

In den Kapiteln 4.1 und 4.2 wird näher auf die auftretende Kolbensekundärbewegung, den Zusammenhang mit den entstehenden Beschleunigungen an der Kurbelgehäuseoberfläche sowie auf die Betrachtung dieser Beschleunigungen im Frequenzbereich eingegangen. Alle hier gezeigten Ergebnisse basieren auf dem Druckverlauf der Serienbedatung (vgl. Abbildung 6: „Basis“). Kapitel 4.3 beschreibt in weiterer Folge die Auswirkung der in Abbildung 6 dargestellten Druckverläufe, während in Kapitel 4.4 kurz auf den Einfluss unterschiedlicher Desachsierungen und Kolbenspiele eingegangen wird.

4.1 Kolbenbewegung und Körperschallverhalten

Basierend auf einer Konfiguration von Kolbenspiel und Kolbenbolzendesachsierung, welche in ähnlicher Form in einer Vielzahl aktueller Pkw-Motoren eingesetzt wird, soll in einem ersten Schritt die auftretende Kolbensekundärbewegung näher ausgewertet werden. Im Detail handelt es sich um ein Kolbenspiel von $60 \mu\text{m}$ sowie um eine Kolbenbolzendesachsierung von $0,5 \text{ mm}$ in Richtung Druckseite.

In den Diagrammen 1 bis 3 von Abbildung 7 sind die Kolbenquerkraft, die Verschiebung des Kolbens in y-Richtung sowie die Verdrehung des Kolbens um die Kolbenbolzenachse dargestellt. Es ist erkennbar, dass im Fall von allen drei Verläufen die größten Änderungen nahe des Zünd-OTs auftreten, da in diesem Bereich die höchsten Zylinderdrücke aufgrund von Kompression und Verbrennung vorherrschen. Im Bereich des oberen Totpunktes kommt es zum Anlagewechsel von der Gegendruckseite, mit welcher der Kolben während des Verdichtungshubes in Kontakt ist, zur Druckseite. Dieses Verhalten lässt sich gut in den Verläufen von Kolbenquerkraft und Kolbenposition erkennen.

Darüber hinaus kann festgestellt werden, dass im Vergleich zur y-Position und zur Verdrehung des Kolbens die Änderung der Kolbenquerkraft bereits bei einer früheren Kurbelwinkelposition beginnt. Dieses Verhalten wird durch die Schrägstellung des

Kolbens verursacht, wodurch es am Beginn des Anlagewechsels zu einer simultanen Berührung auf Druck- und Gegendruckseite kommt. Die Anwendung einer Kolbenbolzendesachsierung ermöglicht dabei die Beeinflussung der auftretenden Kolbenschragstellung. Beispielsweise führt eine Verschiebung der Kolbenbolzenachse in Richtung Druckseite bereits vor dem oberen Totpunkt zu einem positiven Moment um die Kolbenbolzenachse. Als Konsequenz ergibt sich, dass beim Anlagewechsel der erste Kontakt an der Druckseite zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn im Bereich des deutlich elastischeren unteren Kolbenhemdes auftritt. Aufgrund der dort entstehenden größeren Deformationen und der verlangsamten Bewegung der weniger elastischen Kolbenkrone kommt es zu einer Verringerung der Aufprallintensität und damit zu einem weniger ausgeprägten Kolbensschlag sowie zu akustischen Vorteilen.

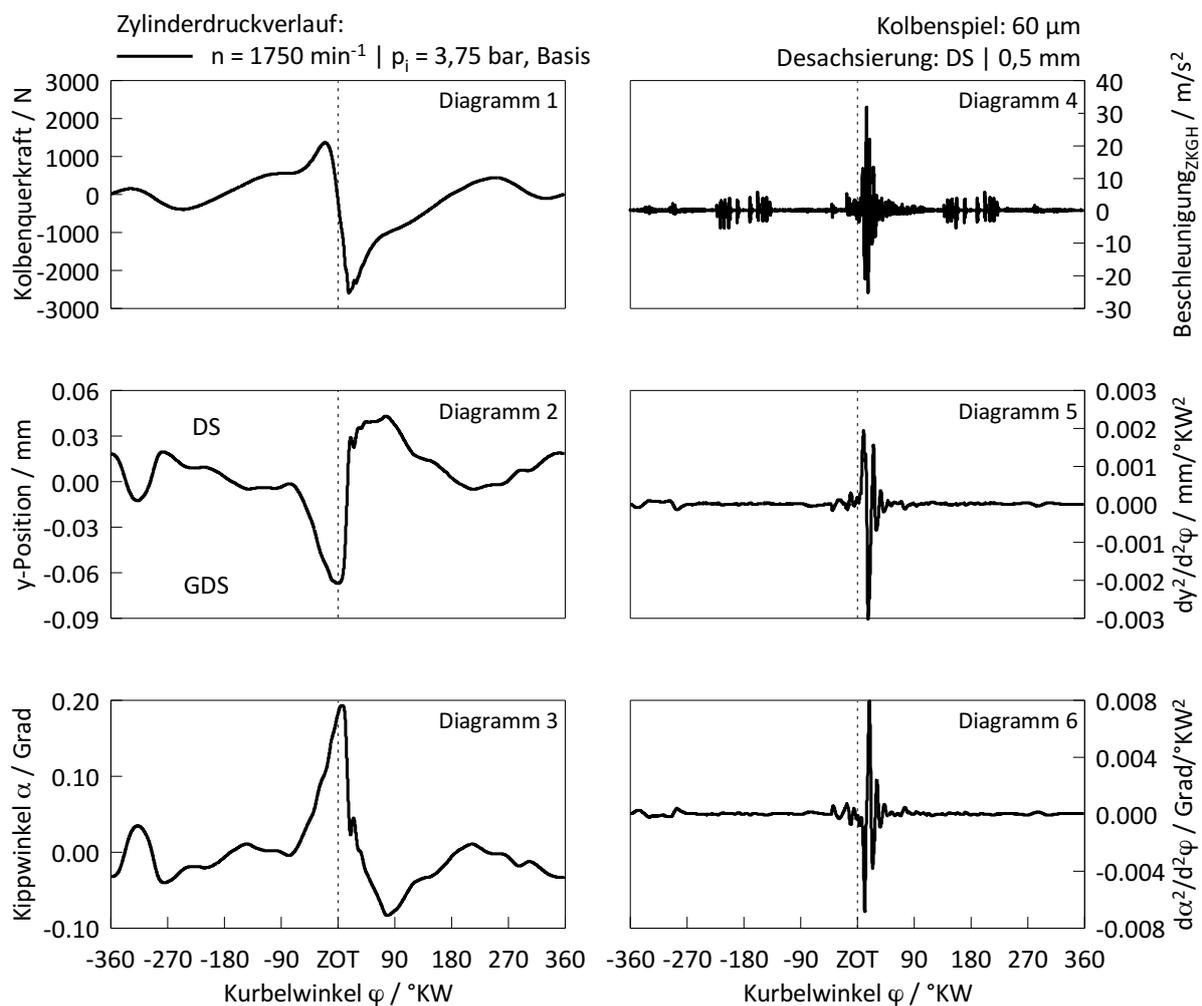


Abbildung 7: Kolbenquerkraft sowie Kolbensekundärbewegung (links), Beschleunigung an der Kurbelgehäuseoberfläche und Zusammenhang mit der Kolbenbewegung (rechts)

Im Anschluss an die Kolbenbewegung wird näher auf das Körperschallverhalten des Kurbelgehäuses eingegangen. In Diagramm 4 in Abbildung 7 ist die berechnete Beschleunigung an der Kurbelgehäuseoberfläche während eines Arbeitsspieles dargestellt. Die ausgewertete Position befindet sich dabei im oberen Bereich der Zylinderlaufbahn an der äußeren Kurbelgehäuseoberfläche auf der Druckseite. Diese

Lage wurde im Hinblick auf eine möglichst gute Detektierbarkeit der Körperschallanregung aufgrund des Kolbenschlages gewählt, da in diesem Fall angenommen werden kann, dass aufgrund des dominierenden äußeren Körperschalleitweges vor allem im oberen Bereich des Zylinderblockes eine Anregung auftritt [6]. Erwartungsgemäß lassen sich auch im Fall der Beschleunigung die höchsten Werte im Bereich des oberen Totpunktes erkennen. Weitere, kleinere Amplituden zeigen sich im Bereich der beiden unteren Totpunkte. Diese können durch die quasi nicht existenten Gaskräfte erklärt werden, wodurch es nur zu einer sehr geringen Schrägstellung des Kolbens (vgl. Abbildung 7, Diagramm 3) und infolge zu freien Bewegungsphasen und mehreren kleineren Berührungen kommt.

Eine gute Korrelation zwischen Kolbensekundärbewegung und am Kurbelgehäuse auftretenden Beschleunigungen lässt sich vor allem für zwei Parameter identifizieren. Zum einen ist dies die Beschleunigung des Kolbens in Motorquerrichtung und zum anderen die Winkelbeschleunigung des Kolbenkippwinkels. Beide Fälle entsprechen der zweiten Ableitung der jeweiligen Größe nach der Zeit bzw. dem Kurbelwinkel. Die Verläufe sind in den Diagrammen 5 und 6 in Abbildung 7 dargestellt. Der Vergleich der Verläufe mit jenem der Beschleunigung an der Kurbelgehäuseoberfläche zeigt deutlich den vorhandenen Zusammenhang. Eine versuchsweise Verschiebung der Anregung und damit der Position der Beschleunigungsausschläge, z.B. durch einen dem Simulationsmodell vorgegebenen zeitlich verschobenen Zylinderdruckverlauf, führt zu einer simultanen Verschiebung der Ableitungen von Kolbenposition und Kippwinkel, wodurch die getätigte Aussage bestätigt wird.

4.2 Analysen im Frequenzbereich

Eine Überführung der berechneten Beschleunigungen am Zylinderkurbelgehäuse vom Zeit- in den Frequenzbereich zeigt Abbildung 8. Eine derartige Darstellung ermöglicht Aussagen über die im Signal vorrangig vorhandenen Frequenzbereiche. Auf Basis dieser Information kann unter Zuhilfenahme des in Kapitel 2.1 angeführten Abstrahlgrades der zu erwartende Luftschall ermittelt werden. Im Detail zeigt Abbildung 8 eine Fast Fourier Transformation der berechneten Beschleunigung bis zu einer Frequenz von 5 kHz. Die FFT basiert dabei auf den Daten eines gesamten Arbeitszyklus (= 2 Umdrehungen). Dargestellt ist sowohl das Verhalten an der Kurbelgehäuseaußenseite als auch jenes an der Oberfläche der Zylinderlaufbahn. Der analysierte Punkt an der Gehäuseaußenseite entspricht dabei jenem, der bereits in Abbildung 7, Diagramm 4 verwendet wurde. Die Position an der Zylinderlaufbahn befindet sich auf derselben Höhe, gleichermaßen auf der Druckseite.

Es ist gut erkennbar, dass an der äußeren Oberfläche in erster Linie Frequenzen im Bereich von 1,5 bis 3 kHz die höchsten Amplituden aufweisen, mit einem Maximum im Umfeld von etwa 1,8 kHz. Die Betrachtung des Verlaufes an der inneren Oberfläche zeigt in diesem Bereich ein ähnliches Verhalten, es treten jedoch auch bei anderen Frequenzen höhere Beschleunigungsamplituden auf, beispielsweise bei etwa 800 bis 900 Hz. Die Differenz zwischen den beiden Verläufen kann auf die dämpfende Wirkung der Struktur zurückgeführt werden. Aus diesem Grund kann angenommen werden, dass das analysierte Kurbelgehäuse vor allem im Bereich von 1,5 bis 3 kHz eine geringere Strukturdämpfung aufweist.

Da im verwendeten Simulationsmodell der Zylinderdruck nur auf den Kolben, nicht aber auf die umliegenden Brennraumwände von Kurbelgehäuse und Zylinderkopf aufgeprägt wird, findet das direkte Verbrennungsgeräusch keine Berücksichtigung. Des Weiteren können aufgrund der nicht vorhandenen Bauteile wie Einspritzsystem, Nockenwelle, Kurbelwelle bzw. diverser Nebenaggregate dahingehende Einflüsse ausgeschlossen werden. Eine Zuordnung der auftretenden Anregungen und Beschleunigungen zu indirektem Verbrennungsgeräusch und mechanischem Geräusch ist somit möglich. Die Durchführung einer Short Term Fast Fourier Analyse und damit die Auswertung der Fourier Transformation für kürzere Zeitblöcke unter Verwendung entsprechender Hanning Fenster ermöglicht die Verbindung der auftretenden Frequenzen mit bestimmten Zeitbereichen des Arbeitszyklus. Die vorhandenen Spitzen zwischen 1,5 und 3 kHz können dabei eindeutig dem Bereich um den Zünd-OT zugeordnet werden.

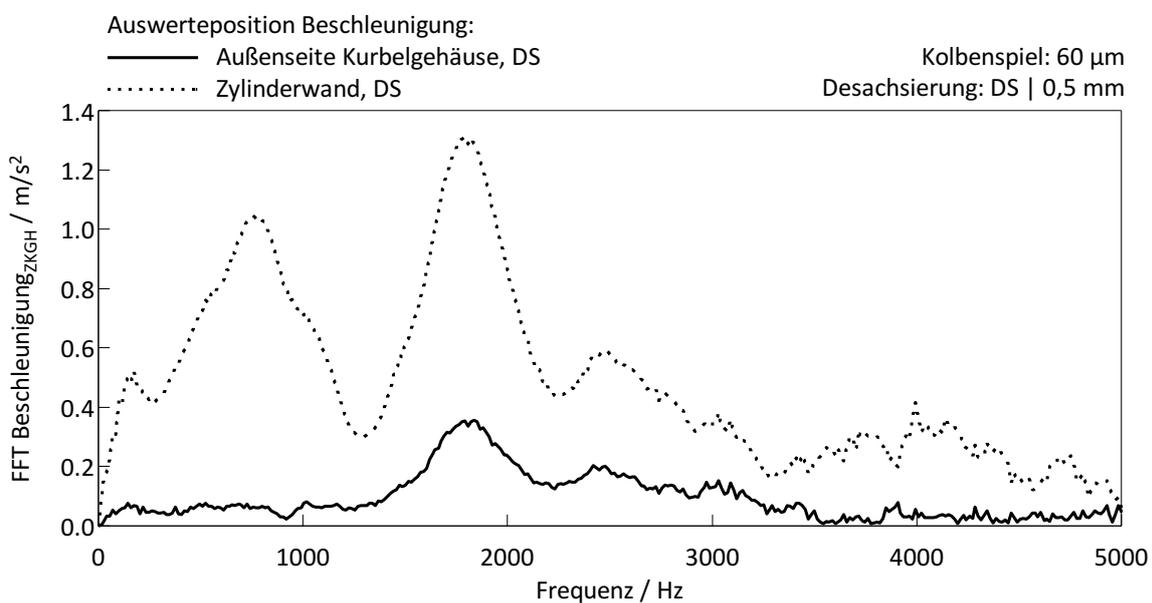


Abbildung 8: Fast Fourier Transformation der Beschleunigungen an der inneren (Zylinderlaufbahn) und äußeren Oberfläche des Zylinderkurbelgehäuses

4.3 Einfluss unterschiedlicher Zylinderdruckverläufe auf Kolbenbewegung und Körperschallverhalten

Der Verlauf des Zylinderdrucks beeinflusst das Sekundärbewegungsverhalten des Kolbens und damit die Intensität des auftretenden Kolbenschlages im Bereich um den Zünd-OT. Die Auswirkungen unterschiedlicher Druckverläufe auf Größen wie Kolbenquerkraft, Kippwinkel und Beschleunigungen am Zylinderkurbelgehäuse werden im Rahmen dieses Kapitels näher behandelt. Zur Anwendung kommen die bereits in Abbildung 6 dargestellten Zylinderdruckverläufe, welche dem Simulationsmodell vorgegeben werden.

Abbildung 9 zeigt einen Vergleich zwischen Basisbedatung und einer deutlichen Spätverschiebung der Einspritzung, wodurch sich der in Abbildung 6 als blaue Kurve dargestellte gleichmäßigere Druckverlauf mit weniger ausgeprägter Pilot- und

Hauptverbrennung ergibt. Die in Abbildung 9 in den Diagrammen 1 und 2 aufgetragenen Verläufe von Kolbenquerkraft und Kolbenkippwinkel zeigen, dass es dadurch sowohl zu einer geringeren druckseitigen Belastung zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn als auch zu weniger großen Schrägstellungen des Kolbens kommt. Deutlich ausgeprägter als die Unterschiede in den Absolutwerten der Schrägstellung sind die Verläufe der zweiten Ableitungen, sowohl von Kippwinkel als auch Kolbenposition in y-Richtung. Hier zeigt sich teilweise eine Reduzierung der Maximalwerte um bis zu 50 %. In weiterer Folge lässt sich auch im Fall der an der äußeren Kurbelgehäuseoberfläche analysierten Beschleunigung eine signifikante Abnahme feststellen. Der in Kapitel 4.1 beschriebene Zusammenhang zwischen den zweiten Ableitungen von Kippwinkel/Kolbenquerbewegung und den Beschleunigungen am Kurbelgehäuse wird hier nochmals verdeutlicht.

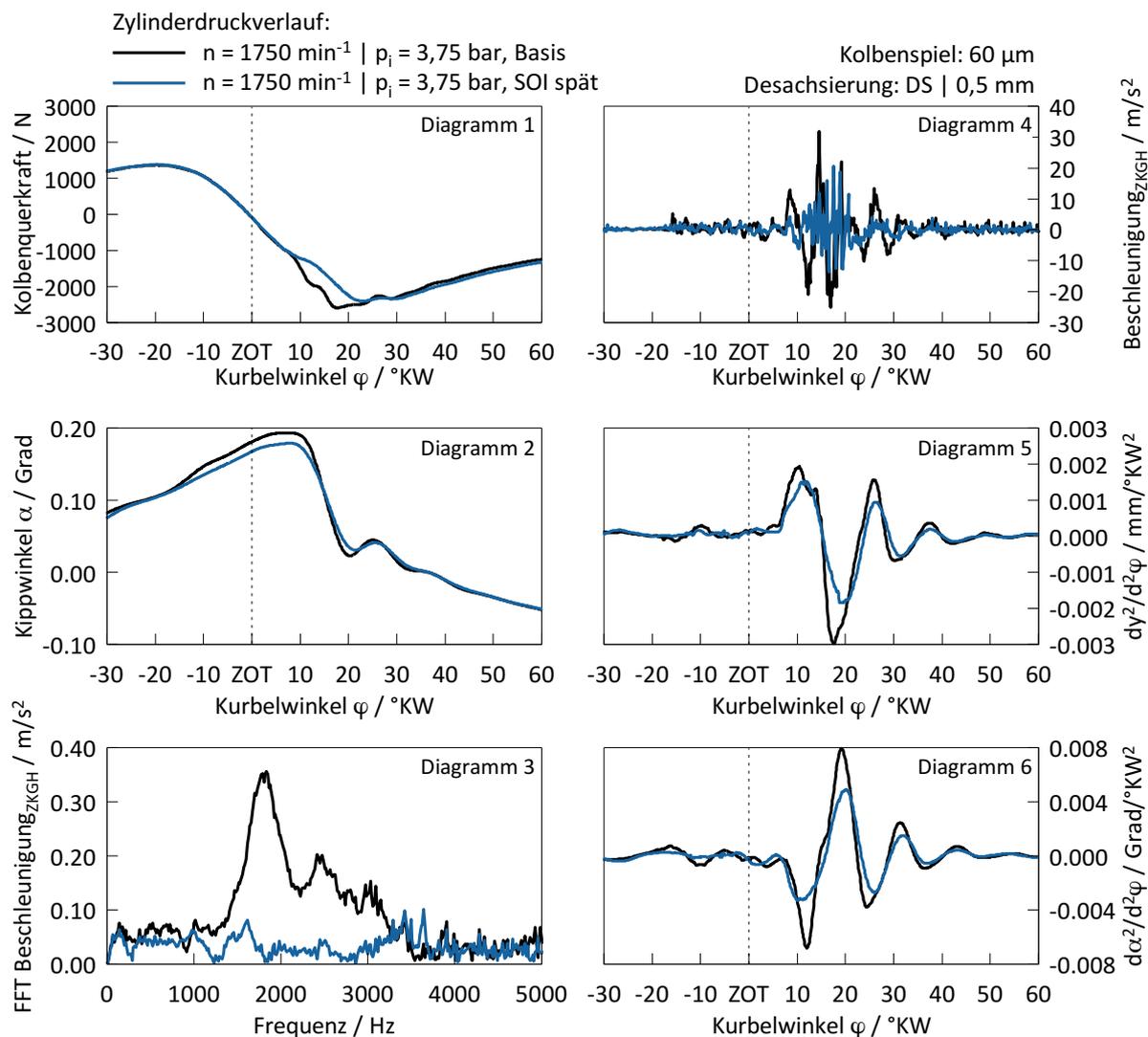


Abbildung 9: Unterschiedliche Zylinderdruckverläufe als Anregung – Vergleich Basis (schwarz) zu später Einspritzlage (blau)

Die Überführung des Beschleunigungsverlaufes vom Zeit- in den Frequenzbereich gibt die verminderte Anregung noch deutlicher wieder. Jener Bereich zwischen 1,5 und 3 kHz, welcher im Fall der Basisbedatung die größten Beschleunigungsamplituden

aufweist, ist im Fall der späteren Einspritzlage nicht mehr auffällig. Die zusätzliche Auswertung des Frequenzspektrums an der Zylinderlaufbahn zeigt höhere Amplituden nur im Bereich bis etwa 1.000 Hz. Diese befinden sich auf einem ähnlichen Niveau wie jene der Basisbedatung, werden jedoch in beiden Fällen durch die Struktur so gut wie vollständig reduziert.

Zusätzlich zu den beiden im gefeuerten Betrieb aufgenommenen Zylinderdruckverläufen wird im Anschluss eine Variante ohne Verbrennung betrachtet, wodurch der Schleppbetrieb des Motors abgebildet wird. Wie in Kapitel 2.1 angeführt, tritt das mechanische Geräusch aufgrund der vorhandenen Massenkräfte auch im geschleppten Betrieb auf. Den Einfluss der Verbrennung auf die Kolbenbewegung stellt das indirekte Verbrennungsgeräusch dar. Ein Vergleich von gefeuertem zu geschlepptem Betrieb ermöglicht somit die Separation dieser beiden Geräuschanteile. In Abbildung 10 sind die entsprechenden Kurven dargestellt.

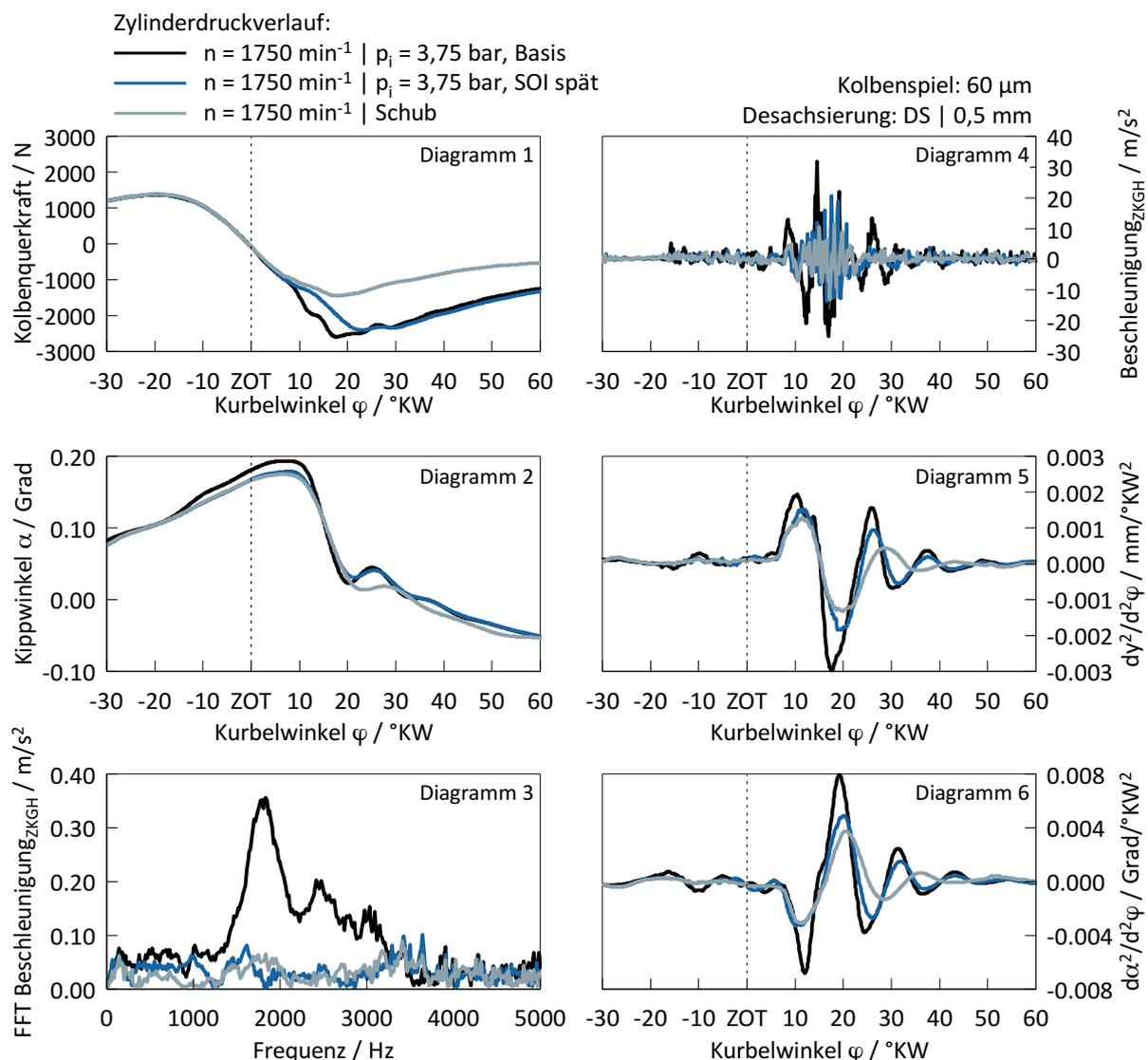


Abbildung 10: Unterschiedliche Zylinderdruckverläufe als Anregung – Vergleich Basis (schwarz) zu später Einspritzlage (blau) und Schleppbetrieb (grau)

Deutlich erkennbar ist der Unterschied im Verlauf der Kolbenquerkraft nach dem oberen Totpunkt, wohingegen der Kolbenkippwinkel relativ ähnlich verläuft wie jener bei später Einspritzlage. Im Fall der zweiten Ableitungen von y-Position und Kippwinkel des Kolbens sowie im Verlauf der Beschleunigung an der Kurbelgehäuseoberfläche kann im geschleppten Fall eine weitere Reduzierung der Amplituden festgestellt werden, die Unterschiede zur Variante mit später Einspritzlage sind jedoch verhältnismäßig gering. Dieses Verhalten zeigt sich auch im Frequenzspektrum der Beschleunigung, welches für den geschleppten Fall nur eine geringfügige Verringerung der Amplituden erkennen lässt.

Die in den Frequenzspektren enthaltenen Informationen sind in Tabelle 1 zur leichteren Vergleichbarkeit zu Pegeln zusammengefasst. Als Bezugswert für die Pegelbildung wurde dabei 10^{-6} m/s^2 verwendet. Die Berechnung erfolgte entsprechend Gleichung (1), wobei a_0 den Bezugswert und a_i die einzelnen Beschleunigungsamplituden aus der Fourier Analyse darstellen. Die Summe umfasst die Frequenzen bis 5 kHz.

$$L_a = 10 \log_{10} \sum_i \left(\frac{a_i}{a_0} \right)^2 \quad (1)$$

Tabelle 1: Aus den Simulationsergebnissen berechnete Beschleunigungspegel an der Zylinderkurbelgehäuseoberfläche für die betrachteten Zylinderdruckverläufe

Zylinderdruckverlauf	Beschleunigungspegel an Oberfläche des ZKGH
Basis	127,1 dB
SOI spät	116,7 dB
Schub	115,5 dB

Zwischen den Varianten „Basis“ und „SOI spät“ ergibt sich ein Unterschied von etwa 10 dB, während dieser zwischen „SOI spät“ und „Schub“ nur etwa 1 dB beträgt. Aufgrund der konstanten Drehzahl kommt es zu keinen Änderungen beim mechanischen Geräusch, wodurch die Differenz auf eine Änderung des indirekten Verbrennungsgeräusches zurückgeführt werden kann. Daraus lassen sich bei reiner Betrachtung des durch den Kolbensschlag angeregten Körperschalls die beiden folgenden Punkte ableiten:

- Der Unterschied in den Beschleunigungen an der Kurbelgehäuseoberfläche zwischen Schubbetrieb und niedriglastigen gefeuerten Betriebspunkten, welche einen sehr gleichmäßigen und "runden" Druckverlauf aufweisen, ist verhältnismäßig gering. In diesem Fall dominiert das mechanische Geräusch das Gesamtgeräusch.
- Im Fall von Druckverläufen mit stärker ausgeprägter Verbrennung kommt es jedoch zu einer merkbaren Erhöhung der Beschleunigungsamplituden und -pegel. In diesem Fall hat das indirekte Verbrennungsgeräusch einen deutlichen Einfluss auf das Körperschallverhalten des Zylinderkurbelgehäuses und beeinflusst das Gesamtgeräusch.

Eine Optimierung der durch die Verbrennung entstehenden Anregung führt daher im letzteren Fall nicht nur zu Vorteilen im direkten Verbrennungsgeräusch, sondern auch zu einer Verringerung des indirekten Anteiles.

4.4 Variation Kolbenspiel und Kolbenbolzendesachsierung

Abschließend wird in diesem Kapitel kurz auf den Einfluss der Geometrieparameter Kolbenspiel und Kolbenbolzendesachsierung eingegangen. Für detailliertere Ausführungen dazu sei auf [10] verwiesen. Beide genannten Parameter können das Körperschallverhalten des Zylinderkurbelgehäuses signifikant beeinflussen. Um eine ideale Kombination hinsichtlich Geräusch- als auch Reibungsverhalten zu erhalten, wurden im Rahmen des Projektes verschiedene Kombinationen untersucht. Die Variation erstreckt sich im Fall der Desachsierung von 1,5 mm zur Druckseite bis hin zu 1 mm zur Gegendruckseite sowie im Fall des Kolbenspieles von 40 µm bis hin zu sehr großen 160 µm. Der für die Serienumsetzung unrealistische Bereich größer 100 µm wurde mitbetrachtet, um das Verhalten des Kolbens bei sehr großem Spiel darzustellen.

Zur leichteren Vergleichbarkeit der einzelnen Kombinationen wurde auch hier auf die Berechnung von Beschleunigungspegeln zurückgegriffen. Basis dafür bildete die bereits in den vorhergehenden Kapiteln beschriebene Position an der Druckseite auf der äußeren Kurbelgehäuseoberfläche. Die zum Vergleich durchgeführte Auswertung anderer Punkte an der Oberfläche zeigt ein simultanes Verhalten. Als Bezugswert für die Pegelberechnung wurde wiederum 10^{-6} m/s^2 verwendet.

Abbildung 11 zeigt das erhaltene Ergebnis. Erwähnenswert dabei sind vor allem der zu erwartende Anstieg hin zu höheren Kolbenspielen als auch eine deutliche Verschlechterung des Geräuschverhaltens beim Übergang von Desachsierungen zur Druckseite hin zur Gegendruckseite. Der steigende Pegel hin zu hohen Kolbenspielen erklärt sich durch die größeren auftretenden Kolbenkippwinkel, welche in größeren Kippbeschleunigungen und damit Körperschallanregungen resultieren. Die Ursache der negativen Auswirkung von Desachsierungen zur Gegendruckseite kann auf eine geänderte Kolbenbewegung beim Anlagewechsel in Kombination mit der lokal unterschiedlichen Steifigkeit des Kolbens zurückgeführt werden.

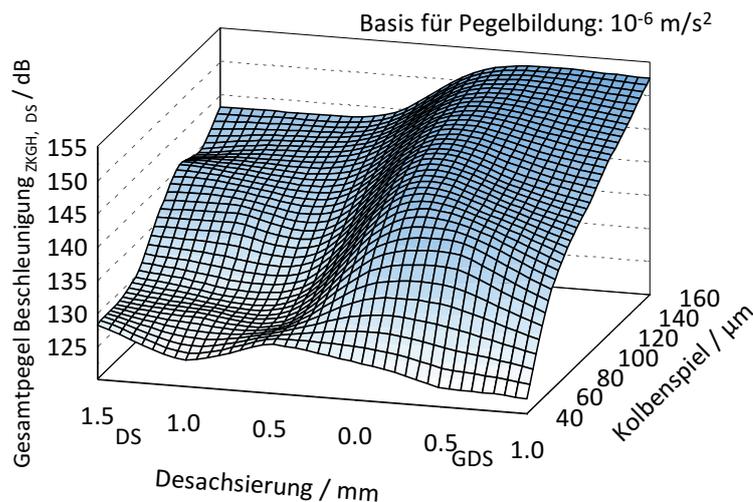


Abbildung 11: Einfluss von Kolbenbolzendesachsierung und Kolbenspiel auf den Gesamtpegel der Beschleunigung an der Kurbelgehäuseoberfläche

Bei Miteinbeziehung der Reibung kann als Optimum hinsichtlich des Körperschallverhaltens eine leichte Desachsierung zur Druckseite sowie ein Kolbenspiel im Bereich von 40 bis 60 μm angegeben werden.

5. Zusammenfassung

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit der Sekundärbewegung des Kolbens und ihrem Zusammenhang mit dem Körperschallverhalten des Zylinderkurbelgehäuses eines aktuellen Pkw-Dieselmotors. Die Untersuchungen wurden dabei auf Basis eines dreidimensionalen Mehrkörpersimulationsmodelles durchgeführt, welches sowohl das elastische Bauteilverhalten als auch den hydrodynamischen Schmierfilm zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn abbildet. Das Hauptaugenmerk der durchgeführten Untersuchungen liegt auf einer detaillierten Beschreibung der Kolbensekundärbewegung in Zusammenhang mit unterschiedlichen Zylinderdruckverläufen als Anregung. Zusätzlich wird auf das Körperschallverhalten des Zylinderkurbelgehäuses und auf die Korrelation zum Bewegungsablauf des Kolbens näher eingegangen.

Zur Erhaltung möglichst detaillierter und realitätsnaher Ergebnisse müssen dem Simulationsmodell eine Vielzahl an Eingabedaten und Informationen vorgegeben werden. Beispiele hierfür sind präzise Angaben zu Geometrie, Masse und Elastizität der einzelnen Bauteile, Verzüge durch Montage und thermische Belastung, detaillierte Angaben zu druck- und temperaturabhängigen Öleigenschaften sowie kurbelwinkelaufgelöste Verläufe des Zylinderdruckes. Die Bestimmung dieser Eingabewerte erfordert zum Teil umfangreiche Vorarbeiten sowie Messungen, ermöglicht im Gegenzug jedoch eine eingehende Beschreibung des auftretenden Kolbenschlages.

Die erzielten Ergebnisse zeigen klar die auftretende Sekundärbewegung des Kolbens während eines Arbeitsspieles. Diese besteht vorrangig aus einer transversalen Bewegung in Motorquerrichtung sowie aus einer Kippbewegung des Kolbens um die Motorlängsachse. Die Verläufe der einzelnen Größen weisen dabei die größten Ausschläge bzw. Änderungen im Bereich des Zünd-OTs auf, verursacht durch die hohen Zylinderdrücke aus Kompression und stattfindender Verbrennung. Ein Zusammenhang zwischen Kolbenquerbewegung und auftretenden Beschleunigungen an der Zylinderkurbelgehäuseoberfläche kann vor allem für die Beschleunigung des Kolbens in Motorquerrichtung und die Winkelbeschleunigung des Kolbenkippwinkels gezeigt werden. Die Kenntnis der Kolbensekundärbewegung erlaubt somit eine Abschätzung der an der Zylinderkurbelgehäuseoberfläche auftretenden Beschleunigungen und damit des Körperschallverhaltens.

Die Vorgabe unterschiedlicher Zylinderdruckverläufe veranschaulicht deren Einfluss auf das indirekte Verbrennungsgeräusch. Je nach Form des Verlaufes können dabei deutliche Unterschiede auftreten, welche sich auf das Gesamtgeräusch auswirken. Im Fall von niedriglastigen Betriebspunkten mit einem gleichmäßigen Verlauf des Zylinderdruckes ergibt sich jedoch nur ein geringer Anteil des indirekten Verbrennungsgeräusches, während der Großteil durch das mechanische Geräusch verursacht wird. Im Fall unterschiedlicher Desachsierungs- und Kolbenspielvarianten konnte, unter Miteinbeziehung der Reibung, ein Optimum im Bereich leichter Desachsierungen zur Druckseite und einem Kolbenspiel zwischen 40 und 60 μm festgestellt werden.

Literatur

- [1] AVL List GmbH: „User Guide – AVL Excite Power Unit Version 2011.1“; AVL List GmbH, Graz, 2011.
- [2] K. Finger: „Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens“; Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2001.
- [3] A. Flotho und B. Spessert: „Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren – Teil 1“; Automobil-Industrie: S. 255-261, März 1988.
- [4] S. Heuer: „Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors“; Dissertation, RWTH Aachen, 2001.
- [5] D. Hrdina, M. Bargende, F. Felbinger und J. Lang: „Störgeräusche bei Motoren mit hohen Druckgradienten“; MTZ Motorentechnische Zeitschrift: S.1010-1016, 2013.
- [6] MAHLE GmbH: „Kolben und motorische Erprobung“; Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [7] K. Mollenhauer und H. Tschöke: „Handbuch Dieselmotoren – 3. neu bearbeitete Auflage“; Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2007.
- [8] H. Pribsch und G. Offner: „Strukturodynamik, Akustik und numerische Methoden“; Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2013.

- [9] P. Rumplmayr: „Verbrennungsgeräuschanalyse eines Pkw-DI-Dieselmotors“; Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2014.
- [10] J. Seifriedsberger, R. Wichtl und H. Eichlseder: „3d-elastohydrodynamic Simulation Model for Structure-borne Noise Analyses of a DI Diesel Engine“; geplant für: 9th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, 22-24. Juni 2016.
- [11] B. Spessert: „Geräuschreduktion von Viertakt-Diesel- und Ottomotoren – Rückblick und Stand der Technik“; MTZ Motorentechnische Zeitschrift: S.508-517, 1999.
- [12] P. Zeller: „Handbuch Fahrzeugakustik – Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch“; 2. überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.

Formelzeichen und Abkürzungen

α	Kolbenkippwinkel
φ	Kurbelwinkel
<i>DS/GDS</i>	Druckseite/Gegendruckseite
<i>EHD</i>	Elastohydrodynamik
<i>FTP-75</i>	Federal Test Procedure 75
<i>NEFZ</i>	Neuer Europäischer Fahrzyklus
<i>NVH</i>	Noise, Vibration, Harshness
<i>OT</i>	oberer Totpunkt

MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren

Jochen Lang, Fabian Duvigneau, Gunter Knoll, Ulrich Gabbert

Abstract

Reduction of acoustic emission and mechanical friction power losses of vehicles gains in importance, as engine acoustics concerns the traveling comfort. Further, strict legal requirements have to be achieved. In consequence, acoustic and tribological effects of design modifications should be estimated early in the development process. In this paper, a complex simulation approach is presented, which allows the calculation of tribological parameters and acoustic effects of a modified crank mechanism. The aim of this paper is the extension of an existing multi body system (MBS) for a crankshaft/engine block model by the EHD impact impulse of piston-liner contact under consideration of mixed friction. Application example is a 2.2 liter four-cylinder inline diesel engine. Different design variations like piston pin offset and clearance variations will be examined concerning the resulting excitation of the engine block. After the calculation of the structure-borne noise on the surface, a decoupled acoustic simulation for the air-borne noise is carried out with detailed analysis of the acoustic behavior for different frequencies.

Kurzfassung

Der Reduktion von Schallemission und mechanischen Reibungsverlusten von Fahrzeugen kommt eine immer größere Bedeutung zu, da die Motorakustik den Komfort entscheidend beeinflusst und hinsichtlich der Schadstoffemission strenge Gesetzesvorgaben zu erfüllen sind. Folglich sollten die akustischen und tribologischen Auswirkungen konstruktiver Änderungen möglichst schon im Entwicklungsprozess des Fahrzeuges abgeschätzt werden können. In diesem Beitrag wird dafür ein komplexer Simulationsansatz präsentiert, der es ermöglicht, neben den tribologischen Kenngrößen auch die akustischen Auswirkungen aufgrund eines modifizierten Kurbeltriebdesigns zu berechnen. Hierbei kann es durchaus zu einem Zielkonflikt zwischen tribologischer Optimierung und deren akustischer Auswirkung kommen. Ziel dieses Beitrags ist die Erweiterung eines komplexen MKS-Modells für ein Kurbelwellen-Motorblock-System um die elastohydrodynamischen Aufschlagimpulse in den Kolben-Liner-Kontakten. Als Anwendungsbeispiel dient ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit 2,2 Liter Hubraum. Im Beitrag werden verschiedene Designvarianten des Kurbeltriebs mit unterschiedlichen Desachsierungen und Laufspielen hinsichtlich der resultierenden Schwingungserregung des Motorblocks untersucht. Für die Berechnung der Oberflächenschwingung des Kurbelgehäuses werden die Kolbensekundärbewegung und der Aufschlagimpuls als wesentliche Anregungsquellen berücksichtigt. Die Interaktion von Kolben und Zylinder ist dabei als elastohydrodynamischer Kontakt mit Berücksichtigung von Mischreibungseffekten implementiert. Nach der Berechnung

des Körperschalls auf der Oberfläche des Kurbelgehäuses folgt eine entkoppelte Akustiksimulation der Schallabstrahlung unter Freifeldbedingungen zur Detailanalyse des akustischen Verhaltens bei unterschiedlichen Frequenzen.

1. MKS/EHD-Simulation

Die Kopplung einer elastischen Mehrkörpersimulation (MKS) mit elasto-hydrodynamischen Lagern erfolgt aufgrund des nicht-linearen Systemverhaltens im Zeitbereich. Der grundsätzliche Ablauf der gekoppelten Simulation ist in Bild 1 dargestellt. Zentrale Gleichung der Mehrkörpersimulation ist die Newtonsche Bewegungsgleichung für elastische Körper. Die Modellierung der elastischen Körper erfolgt mit der Methode der Finiten Elemente (FEM), wobei ein Reduktionsschema (siehe [1]) zur Reduzierung der Integrationsfreiheitsgrade zum Einsatz kommt. Zusammen mit den Strukturrandbedingungen führt die Lösung der Differentialgleichung nach Integration zu den Lagen und Geschwindigkeiten der Körper, die nach entsprechender Umrechnung die Spaltweiten und Geschwindigkeiten der Lagergleitflächen ergeben. Zusammen mit den hydrodynamischen Randbedingungen erfolgt auf dieser Basis die Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung für die einzelnen Tribosysteme. Zusätzlich wird neben dem hydrodynamischen Tragdruckaufbau bei Erreichen der Mischreibungsgrenze auch der Tragdruckaufbau durch den Rauheitskontakt der Oberflächen berücksichtigt. Hierbei sind unterschiedliche Modellbildungstiefen möglich [2, 3]. Die sich aus der Elastohydrodynamik ergebenden Druck- und Schubspannungsverteilungen auf den Laufflächen der beteiligten Körper bilden die rechte Seite der Newtonschen Differentialgleichung für den nächsten Zeitschritt. Der in der Simulationssoftware FIRST [4] umgesetzte Algorithmus ermöglicht die Berücksichtigung unterschiedlicher Lagertypen (Zylinder-/Radiallager, Axiallager, Gleitschuhe, sphärische Lager) in einer MKS-Modellbildung.

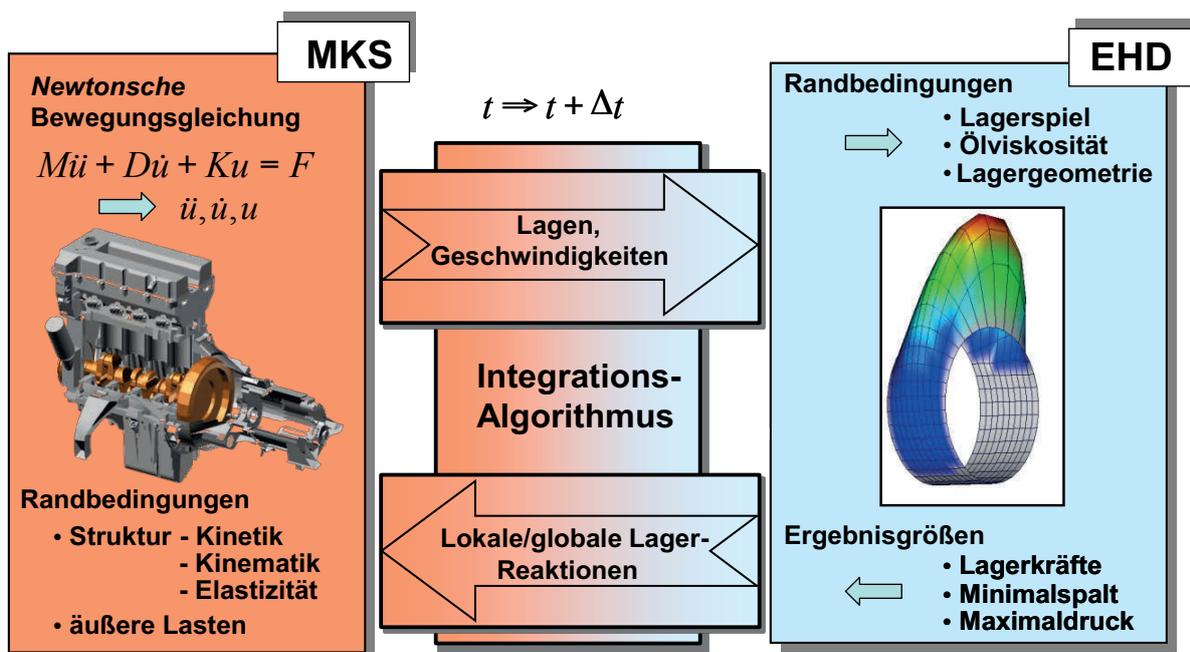


Bild 1: Berechnungsablauf gekoppelte MKS/EHD Simulation

1.1 Anwendungsbeispiel und Modellbildung

Als Anwendungsbeispiel für die Akustiksimulation wurde ein Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit 2,2 Liter Hubraum gewählt. Das Modell (siehe Bild 2) besteht aus dem elastischen Kurbelgehäuse, der elastischen Kurbelwelle und einem elastischen Kurbeltrieb in Zylinder 3 mit EHD-Lagern in den Kontakten Kolben/Liner, Kolben/Bolzen und Bolzen/Pleuel. Die übrigen Kurbeltriebe wurden als starre, sogenannte MKS-Kurbeltriebe modelliert, so dass die Kurbeltriebdynamik vollständig berücksichtigt ist.

Die Modellierung der Schmierfilmpkopplung in den Grundlagern erfolgt über eine schnelle und einfache Kennfeldlösung (Impedanz-Kennfeld), bei der nur das integrale Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Grundlager abgebildet wird.

Die Detailmodellbildung des EHD-Kurbeltriebs ist in Bild 3 dargestellt. Für den Kolben-Liner-Kontakt und für den Kolben-Bolzen-Kontakt wurde eine hohe Anzahl von FEM-Knoten für die Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung und des Rauheitskontaktes gewählt. Die Knotenanzahl im kleinen Pleuelauge konnte etwas reduziert werden, da das Pleuelauge den Aufschlagimpuls des Kolbens auf den Liner nicht dominant beeinflusst.

Zur Berechnung der Aufschlagimpulse zwischen Kolben und Liner ist die Berücksichtigung der Fertigungs- und Warmverzüge des Kolbens und des Liners unerlässlich. Diese Verzüge wurden vom Motorenhersteller für den untersuchten Betriebspunkt zur Verfügung gestellt.

Die FEM-Modellierung des Kolbens erfolgte mit der Serien-Desachsierung. Zur Variation von Desachsierung und Kolbenlaufspiel müssen bei der verwendeten Simulationssoftware die FEM-Netze der Volumenstruktur und der Hydrodynamik nicht mehr modifiziert werden. Das hierbei eingesetzte Verfahren der „virtuellen Desachsierung“ wird im nächsten Unterkapitel beschrieben.

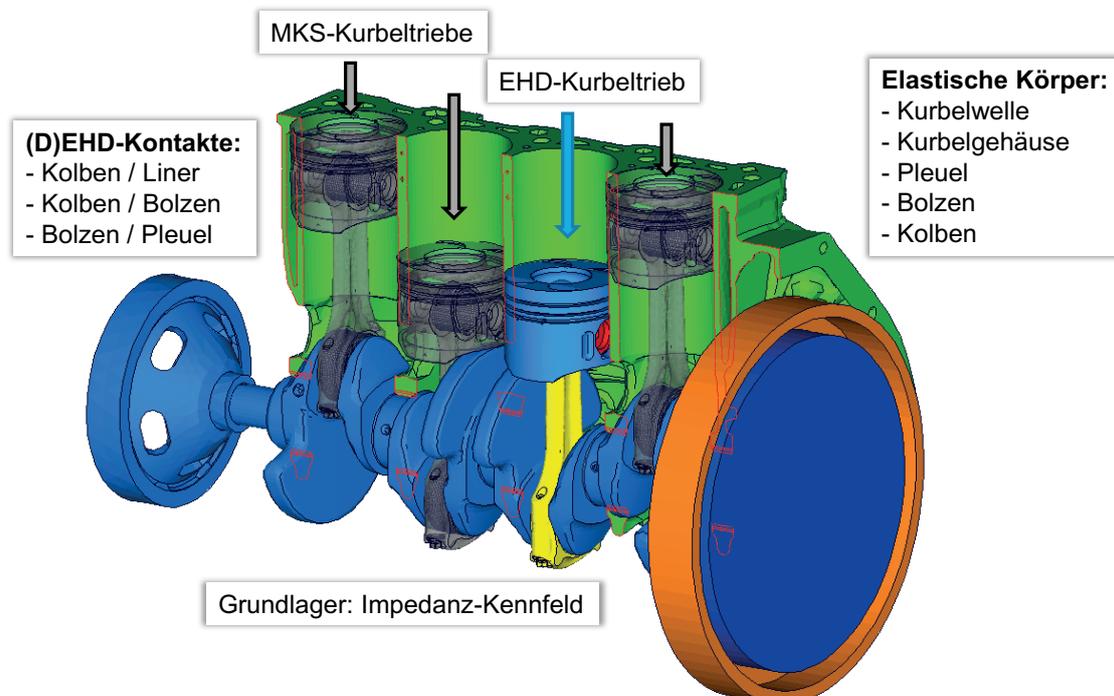


Bild 2: MKS-Modellbildung des Motorsystems

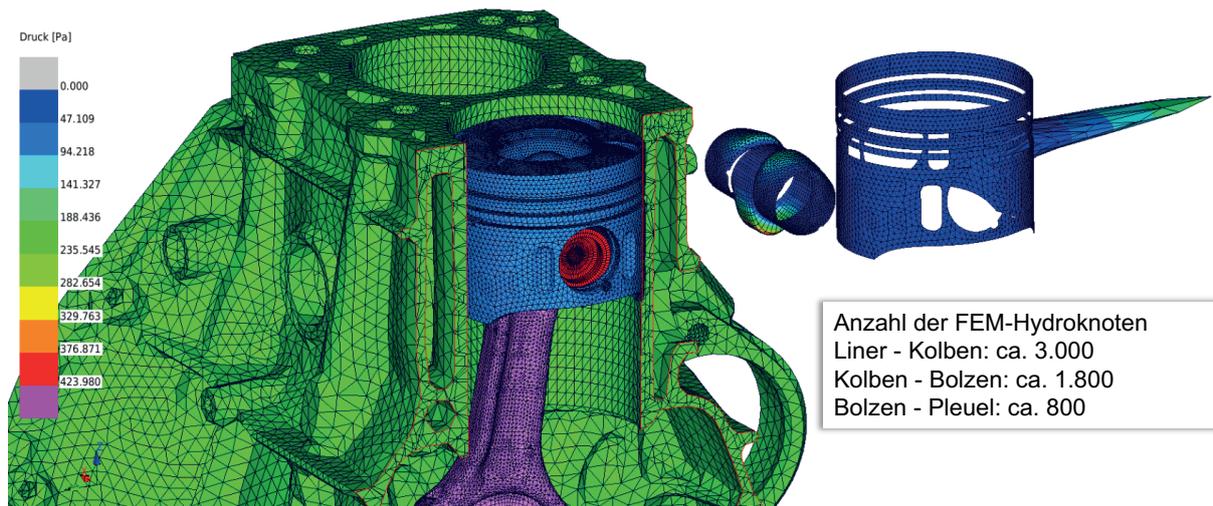


Bild 3: MKS/EHD-Modellbildung des Kurbeltriebs

1.2 Variation der Desachsierung

Zur Analyse der Auswirkung der Desachsierung des Kolbenbolzens auf das akustische Verhalten des Motorsystems werden beispielhaft zwei extreme Desachsierungsvarianten gegenübergestellt und zwar eine druckseitige und eine gegendruckseitige Desachsierung um jeweils 0,8 mm. Die in den meisten Konstruktionen umgesetzte druckseitige Desachsierung führt vor ZOT im Allgemeinen zur druckseitigen Anlage der Kolbenschaft-Unterkante, wodurch der Kolbenanlagewechsel frühzeitig abgebremst wird, was wiederum den Aufschlagimpuls reduziert. Umgekehrt führt eine gegendruckseitige Desachsierung des Bolzens zu einer aufrechteren Position des Kolbens beim Anlagewechsel, wodurch der Kolben eine höhere kinetische Energie entwickelt und mit der steiferen Schaftoberkante anschlägt.

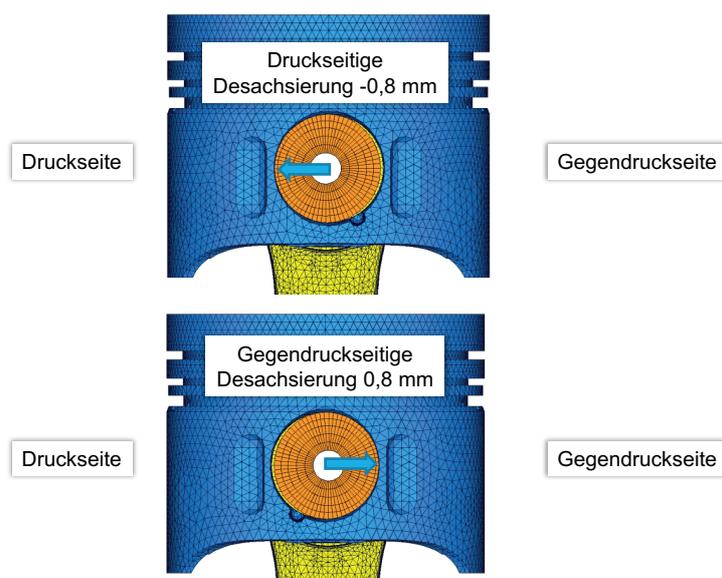


Bild 4: Desachsierungsvarianten zur Akustikanalyse

Das standardmäßige Vorgehen bei einer Variation der Bolzendesachsierung erfordert eine Modifikation des FEM-Netzes des Kolbens mit anschließender erneuter Strukturreduktion des Kolbens. Dieses Vorgehen ist bei einer Untersuchung mehrerer Desachsierungsvarianten zu aufwendig, weshalb im Programmsystem FIRST das Verfahren der „virtuellen Desachsierung“ eingeführt wurde. Hierbei kann die Position des Bolzenlagers im Kolben verschoben werden, ohne dass das FEM-Netz des Kolbens modifiziert und neu reduziert werden muss. Hierbei bleibt eine Veränderung der Kolbensteifigkeit durch den veränderten Nabenversatz unberücksichtigt, was aber aufgrund der kleinen Desachsierungswerte vernachlässigt werden kann.

Bild 5 zeigt den Einfluss der Desachsierung auf den Seitenkraftverlauf zwischen Kolbenschaft und Liner für den untersuchten Betriebspunkt 2000 1/min, Volllast. Durch die Desachsierung verändern sich Zeitpunkt und Anschlagdynamik des Anlagewechsels im Zünd-OT (TDC-I). Auch die Anschlagdynamik in den anderen Anlagewechseln (Gaswechsel-OT (TDC), unterer Totpunkt (BDC)) wird deutlich durch die Desachsierung beeinflusst. Die üblicherweise verwendete druckseitige Desachsierung zeigt deutlich geringere Aufschlagimpulse als die gegendruckseitige Desachsierung.

Infolge des sich durch die Desachsierung verändernden Momentengleichgewichts wird auch die Kolbenkipfung deutlich beeinflusst (Bild 6). Die Schaftunterkante neigt sich bei der druckseitigen Desachsierung vor ZOT der Druckseite entgegen, wodurch der Anlagewechselweg verkürzt und ein Teil des Aufschlagimpulses durch die weiche Schaftunterkante abgefedert wird.

Die durch den Aufschlagimpuls des Kolbens auf den Liner verursachten Schwingungen des Kurbelgehäuses nahe des EHD-Kurbeltriebs sind in Bild 7 in Form der Oberflächenschnelle dargestellt. Weiterhin ist zu sehen, dass der gegendruckseitige Offset den stärkeren Aufschlagimpuls verursacht.

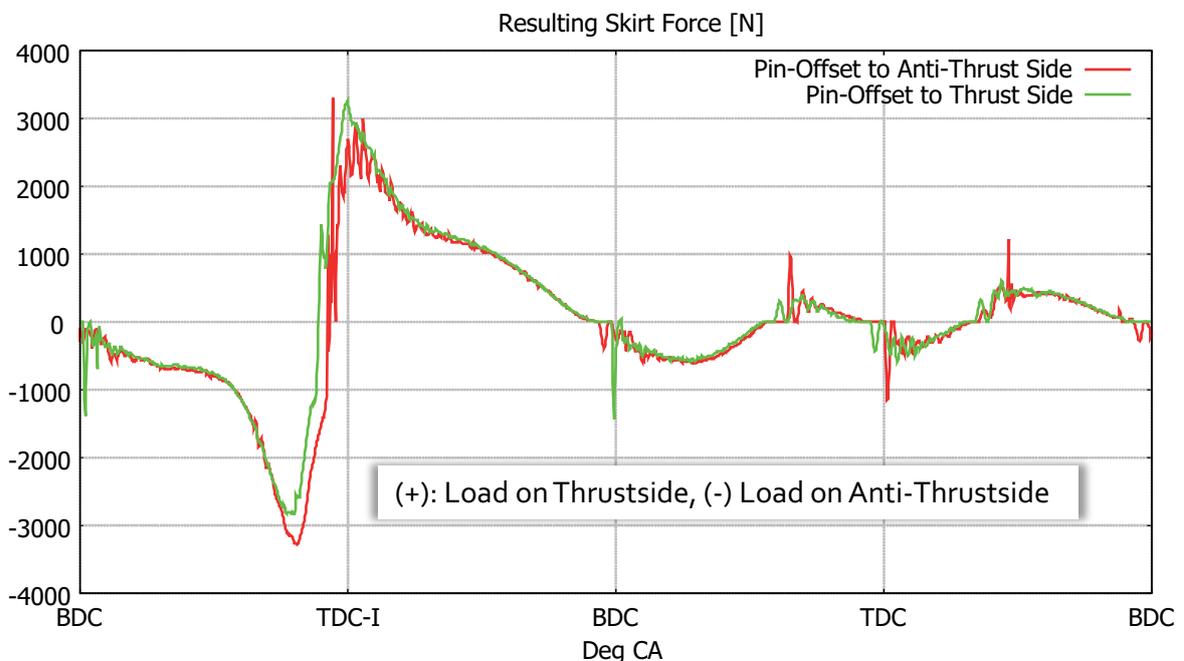


Bild 5: Seitliche Kolbenschaftkraft bei unterschiedlicher Desachsierung

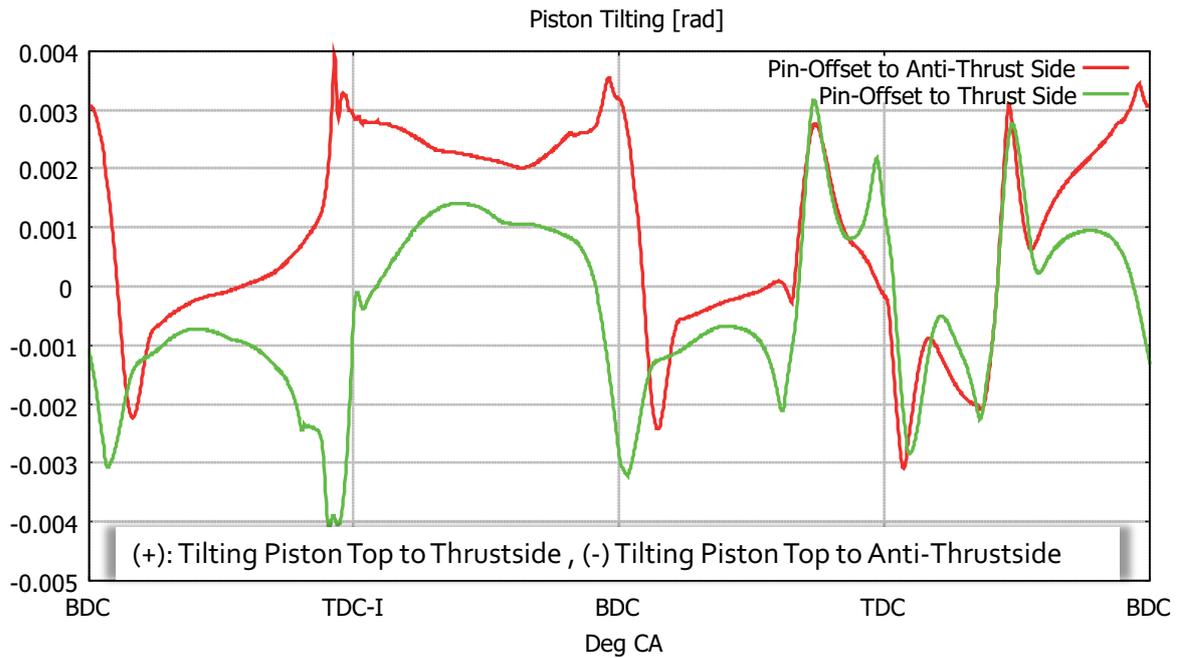


Bild 6: Kolbenkipfung bei unterschiedlicher Desachsierung

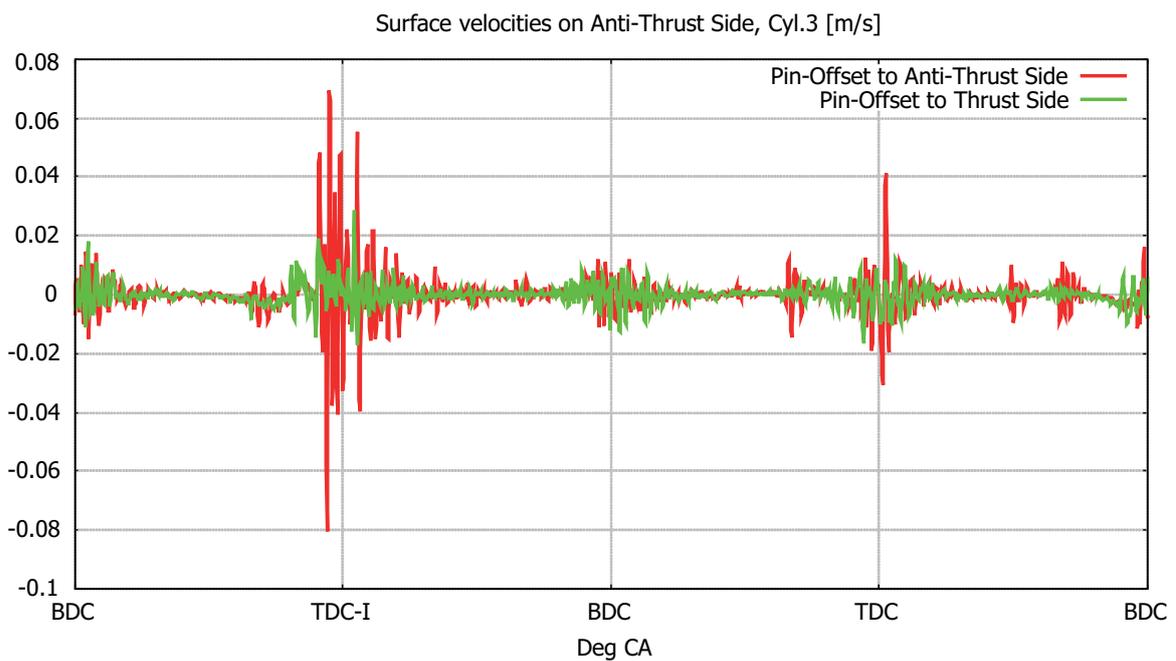


Bild 7: Lokale Oberflächenschnelle an Zyl. 3 bei unterschiedlicher Desachsierung

1.3 Variation des Kolbenlaufspiels

Eine Reduzierung des Kolbenlaufspiels bei ansonsten unveränderten Randbedingungen zeigt eine deutliche Reduzierung des Seitenkraft-Aufschlagimpulses (siehe Bild 8). Natürlich ändert sich durch die Verengung des Laufspiels auch die

Reibleistung am Kolbenschaft, worauf in der vorliegenden Arbeit aber nicht weiter eingegangen werden soll.

Der Einfluss des Kolbenlaufspiels auf die Schwingungen des Kurbelgehäuses am EHD-Kurbeltrieb bei Zylinder 3 ist in Bild 9 wiederum in Form der Oberflächenschnelle dargestellt.

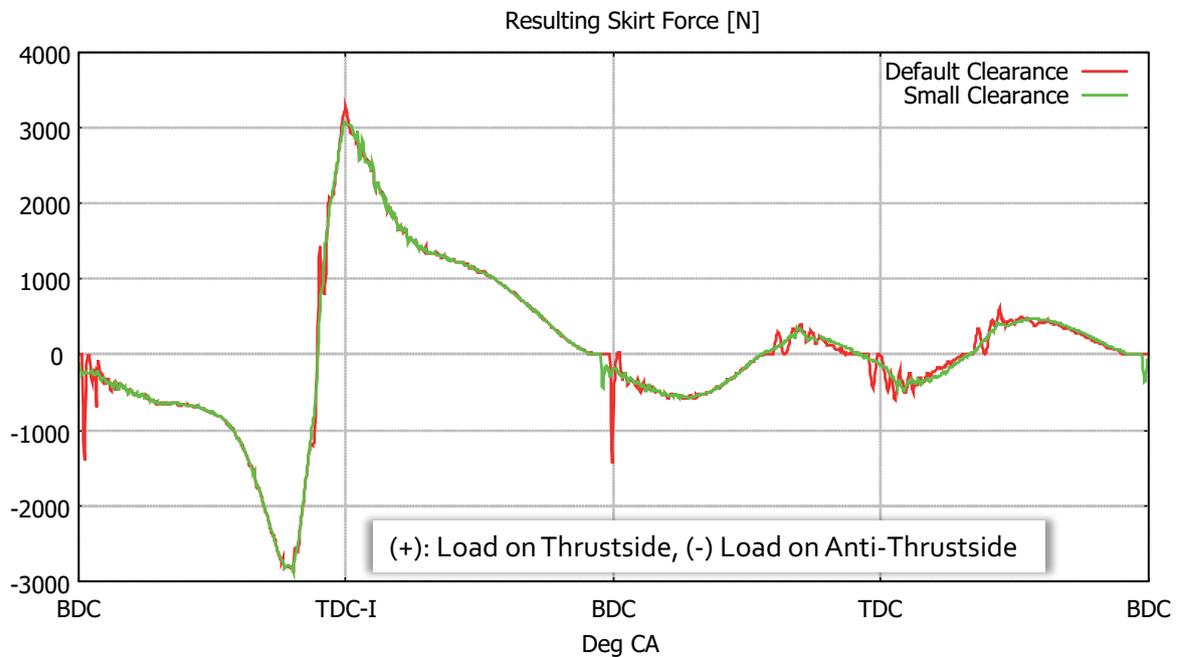


Bild 8: Seitliche Kolbenschaftkraft bei unterschiedlichen Kolbenspielen

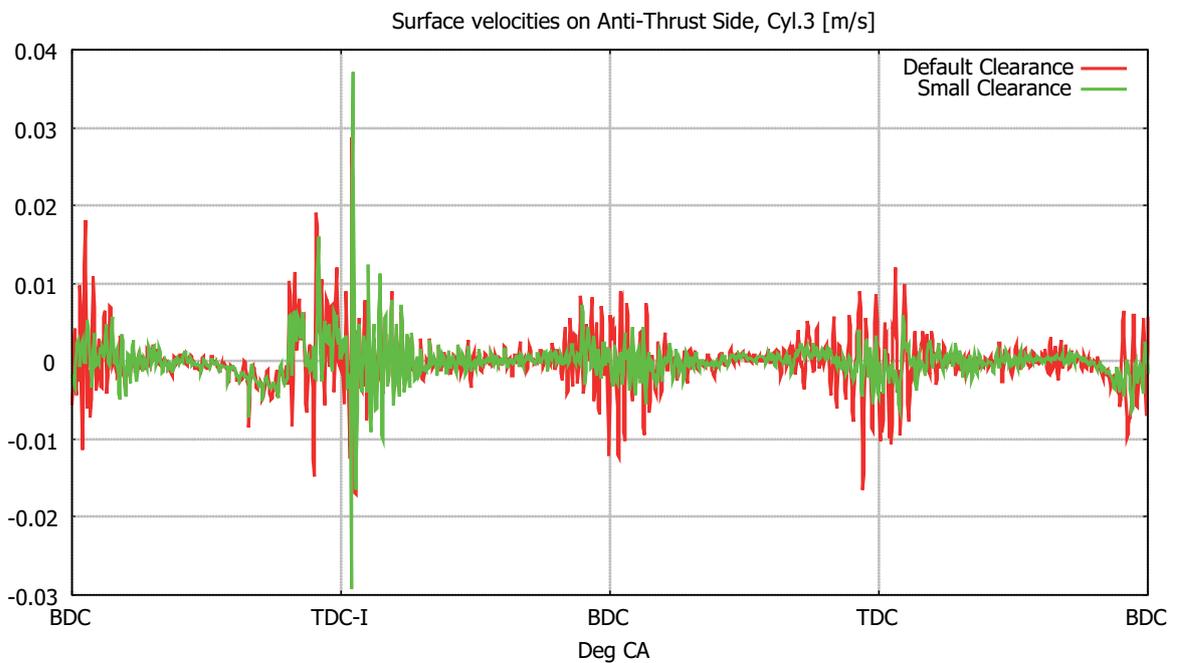


Bild 9: Lokale Oberflächenschnelle an Zyl. 3 bei unterschiedlichen Kolbenspielen

Wie zu erwarten, sind die Amplituden der Oberflächenschnelle bei geringerem Kolbenlaufspiel kleiner, als beim Standard-Laufspiel.

1.4 Schnelles MKS-Modell zur Körperschallanalyse

Aus Rechenzeitgründen wurde in dem in Kapitel 1.1 vorgestellten MKS-Modell nur der Kurbeltrieb in Zylinder 3 als EHD-Kurbeltrieb modelliert. Die übrigen drei Kurbeltriebe sind sogenannte MKS-Kurbeltriebe. Mit diesen lassen sich die Torsionsschwingungen der Kurbelwelle (und damit der Kröpfung) berücksichtigen und auch die Seitenkraft des Kolbens entsprechend der aktuellen Kolbenposition in das Kurbelgehäuse einleiten, es werden aber keine Aufschlagimpulse berechnet. Mit der vorgestellten Modellbildung ist es also nicht möglich, die Aufschlagimpulse für den gesamten Motorblock zu berechnen. Daher würde eine Körperschallanalyse hochfrequente, durch den Aufschlagimpuls des Kolbens verursachte Schwingungen nur für den Zylinder 3 (mit dem EHD-Kurbeltrieb) berücksichtigen. Natürlich wäre es denkbar, alle Kurbeltriebe als EHD-Kurbeltriebe zu modellieren. Dies wäre zwar modellierungstechnisch die optimale Lösung, führt aber zu sehr hohen Rechenzeiten, die für Parameterstudien nicht erwünscht sind. Die Alternative ist ein schnelles, in allen Zylindern auf MKS-Kurbeltrieben basierendes Modell, bei dem die Aufschlagimpulse mit dem in Kapitel 1.1 beschriebenen Modell berechnet und den analytischen Seitenkraftverläufen der MKS-Kurbeltriebe überlagert werden. Zur Isolierung der Aufschlagimpulse wird vom berechneten EHD-Seitenkraftverlauf der analytische Seitenkraftverlauf subtrahiert (Bild 10) und im MKS-Modell zusätzlich zu den analytischen Seitenkräften entsprechend der aktuellen Kolbenposition und der Wirkrichtung auf den Liner aufgebracht (Bild 11).

Die sich aus der MKS-Simulation ergebenden Geschwindigkeitssignale aller FEM-Knoten der Oberfläche des Kurbelgehäuses werden über einem Arbeitsspiel abgelegt und zur Körperschallanalyse bereitgestellt.

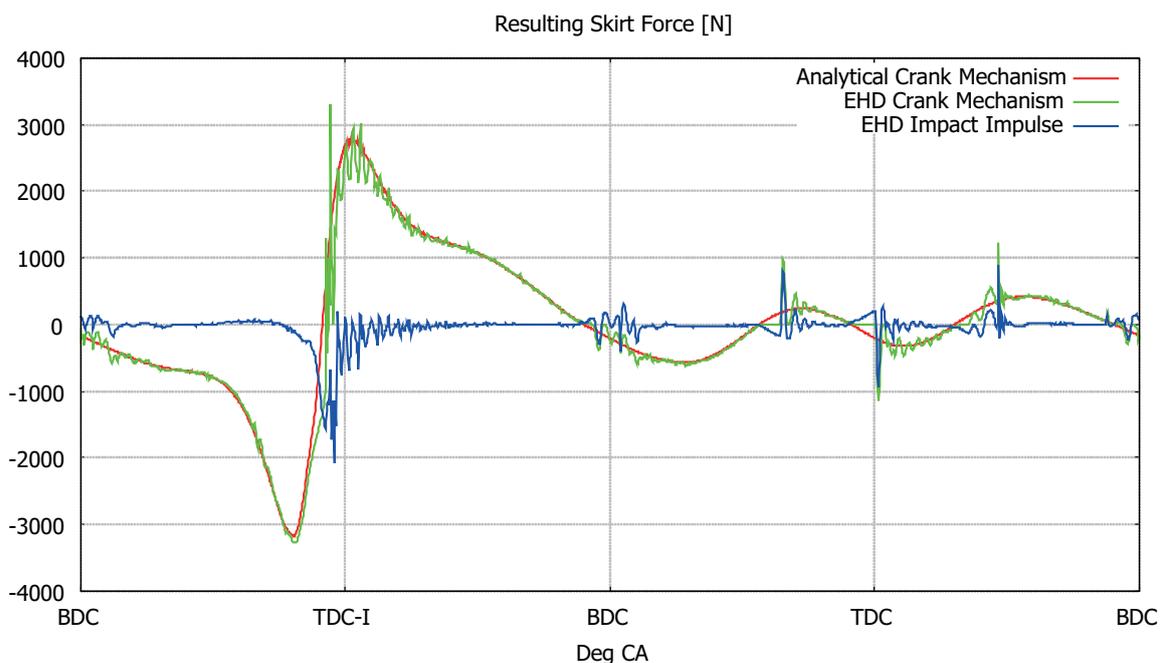


Bild 10: Ermittlung des Aufschlagimpulses

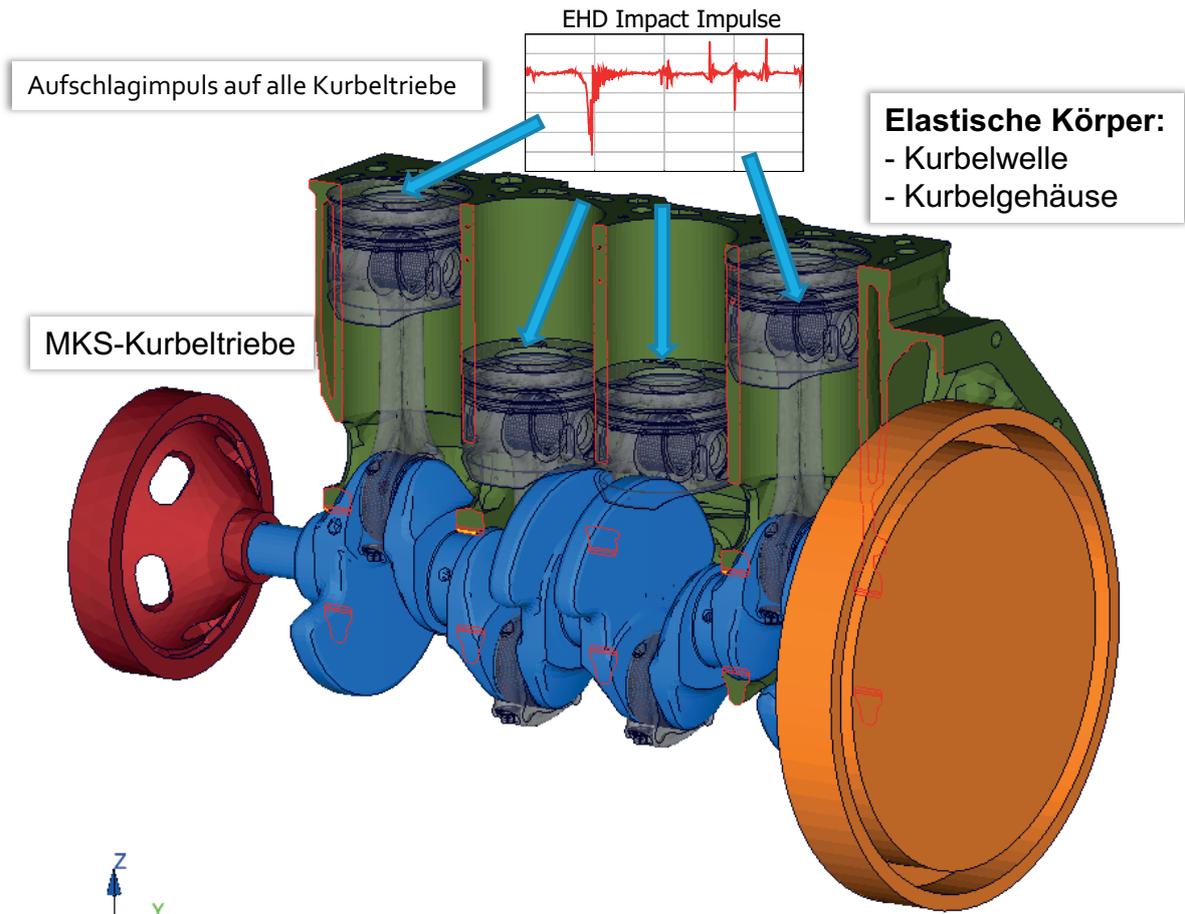


Bild 11: Schnelles MKS-Modell zur Körperschall-Analyse

2. Körperschallanalyse

In diesem Kapitel wird das Körperschallverhalten der Gesamtstruktur und nicht nur die Oberflächenschnelle an einzelnen Punkten analysiert. Außerdem wird diese Analyse aus Rechenzeitgründen im Frequenzbereich durchgeführt. Daher ist es notwendig, die Ergebnisse aller Oberflächenknoten der elastischen MKS-Simulation mit Berücksichtigung der EHD-Kontakte aus Kapitel 1.4 einer Fast Fourier Transformation (FFT) zu unterziehen.

In Bild 12 ist der resultierende Summenpegel der Schallschnelle an der Oberfläche des schwingenden ZKGs dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Grundcharakteristik des Schwingungsverhaltens bei allen drei betrachteten Kurbeltriebmodifikationen erhalten bleibt. Durch die logarithmische Skala in Dezibel (dB) erscheinen die Unterschiede zwischen den Konfigurationen vergleichsweise gering. Dennoch wird klar, dass die druckseitige Desachsierung mit reduziertem Kolbenspiel die günstigste Designvariante hinsichtlich der durch den Kolben Schlag verursachten Strukturschwingungen ist. Eine nähere Analyse der Ergebnisse in Bild 12, beispielsweise im Bereich der Zylinder, zeigt, dass auch die druckseitige Desachsierung ohne Änderung des Kolbenspiels bereits deutlich geringere Schwingungsamplituden aufweist als die gegendruckseitige Desachsierung. Die Gegendruckseite ist in Bild 13 gekennzeichnet.

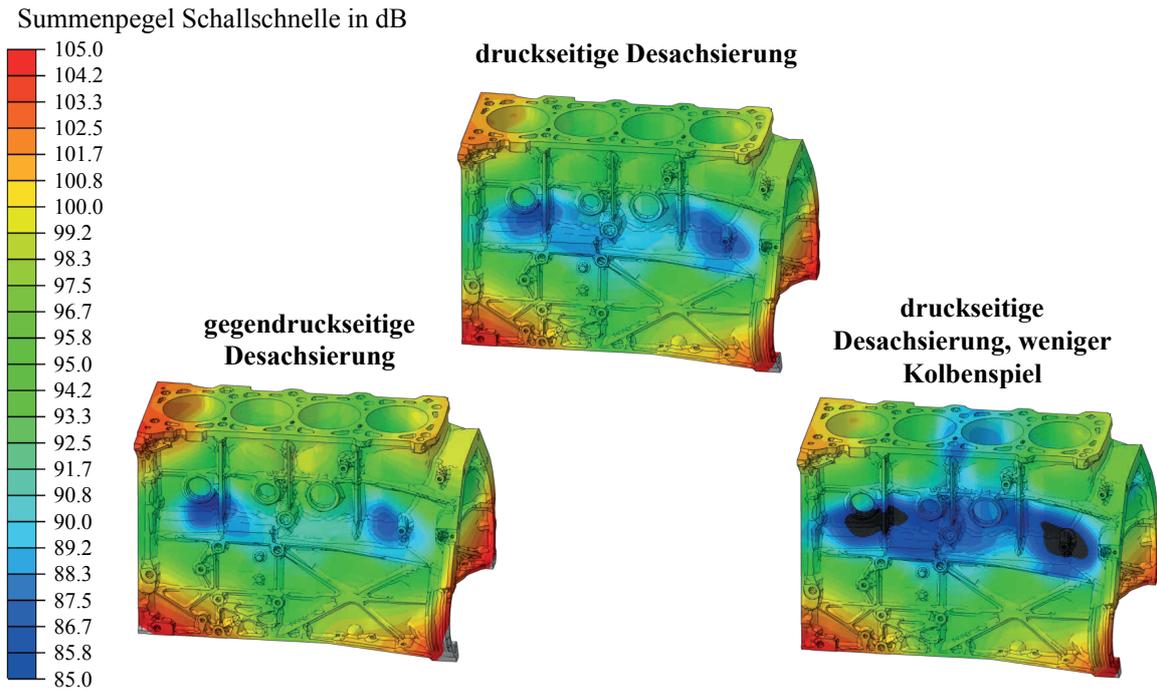


Bild 12: Schallschnellesummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

Neben dem Summenpegel der Schallschnelle ist es auch möglich, einzelne Frequenzen zu analysieren, um mögliche Ursachen für bestimmte tonale Komponenten oder dominante Frequenzanteile zu erkennen. Durch die frequenzspezifische Analyse ist es auch möglich, die Frequenzbereiche zu identifizieren, in denen die untersuchte Designmodifikation wirksam ist.

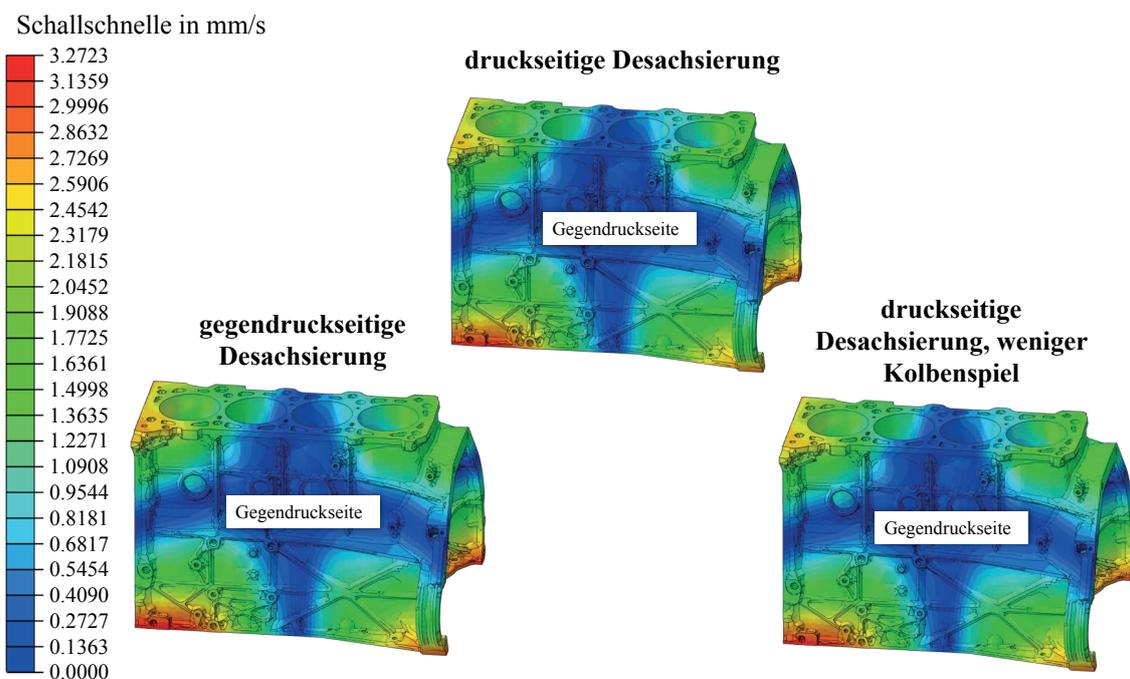


Bild 13: Körperschallergebnis der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 217 Hz

Die Bilder 13 und 14 zeigen exemplarisch das Körperschallverhalten bei zwei einzelnen Frequenzen. Dabei ist klar erkennbar, dass es Frequenzen gibt, bei denen durch die Variation der Desachsierung und des Kolbenspiels kaum Unterschiede im Körperschallverhalten verursacht werden; siehe dazu die in Bild 13 analysierte Frequenz von 217 Hz. Andererseits können die durchgeführten Designvariationen in anderen Frequenzen sehr große Unterschiede hervorrufen; siehe dazu das Körperschallverhalten bei 2100 Hz, das in Bild 14 gezeigt ist.

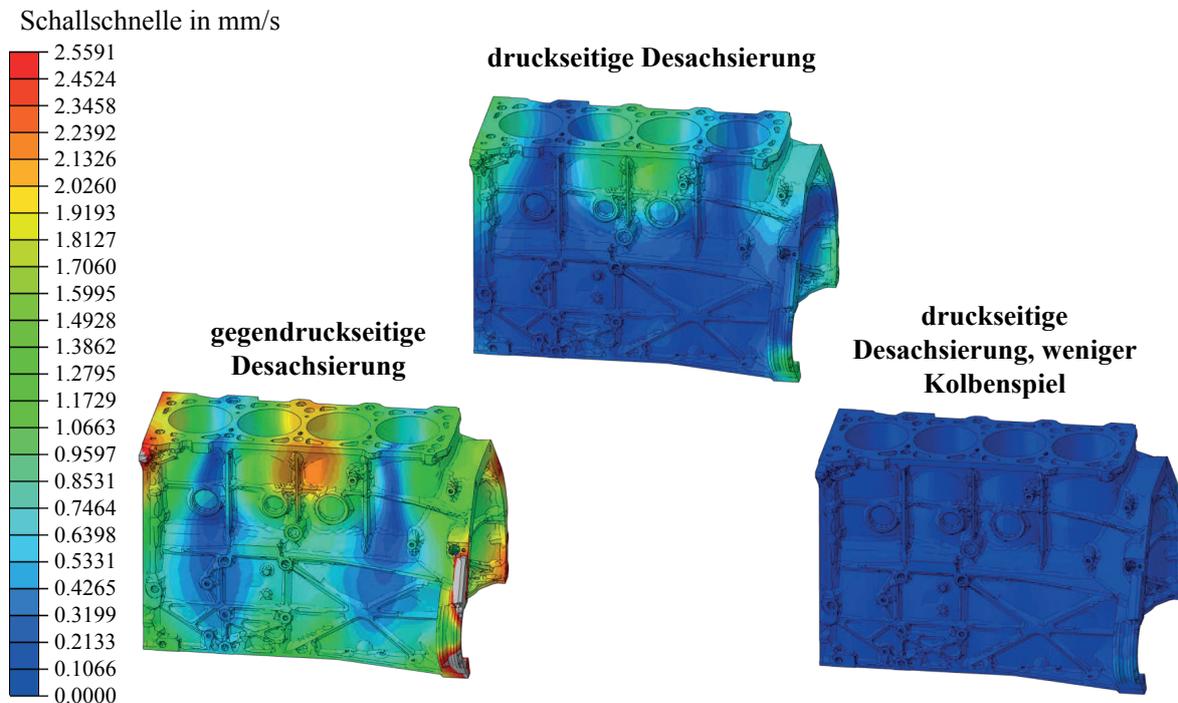


Bild 14: Körperschallergebnis der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 2100 Hz

Zur detaillierten Analyse des aus diesen Schwingungen resultierenden akustischen Verhaltens der unterschiedlichen Kurbeltriebmodifikationen wird im nachfolgenden Kapitel eine Akustiksimulation durchgeführt, mit der die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen berechnet wird.

3. Luftschallanalyse

In diesem Kapitel wird die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen, die aus dem Verbrennungsprozess bzw. der Kurbeltriebdynamik resultiert, näher analysiert. Die erforderlichen Akustiksimulationen wurden mit Hilfe der FEM durchgeführt. Bild 15 zeigt das dafür entwickelte Modell. Die Umgebungsluft wurde als kugelförmiges Volumen um die abstrahlende Struktur modelliert. Die Luft wurde mit quadratischen Tetraederelementen diskretisiert, die aus Effizienzgründen zur Peripherie hin größer werden. Auf der Kugeloberfläche wurde eine maximale Elementkantenlänge von 20 mm gewählt und im Inneren der Kugel, an der Schnittfläche zur abstrahlenden Struktur, beträgt die maximale Elementkantenlänge 6,5 mm. Diese Abmessungen haben sich im vorliegenden Fall aus Konvergenzstudien als optimale Größen ergeben. Auf der Oberfläche der Struktur

wurden quadratische Dreiecksschalenelemente angeordnet, die als spezielle Interface-Elemente angesehen werden können. Mit diesen Interface-Elementen werden die berechneten Oberflächenschnellen in Schalldruckwerte umgerechnet. Insgesamt besteht das entwickelte und verifizierte FE-Modell aus mehr als 900.000 Elementen mit über 1,2 Millionen Knoten. Die Akustiksimulationen können ungekoppelt durchgeführt werden, da die Rückwirkung der Umgebungsluft auf die sehr viel steifere Aluminiumstruktur des ZKG vernachlässigt werden kann. Aus diesem Grund besteht das Modell ausschließlich aus dem Luftvolumen und der Strukturoberfläche des ZKG, die zur Erregung der angrenzenden Luft genutzt wird. Auf die Knoten der Interface-Elemente werden die zuvor in der Schwingungsanalyse berechneten Ergebnisse als Randbedingungen aufgebracht. Aufgrund einer identischen Diskretisierung der Strukturoberfläche und des daran anschließenden Luftvolumens werden Interpolationsfehler vermieden. Die Ergebnisse der Schwingungsanalyse aus Kapitel 1.4 liegen als Zeitsignale vor, werden aber für die Akustiksimulationen im Frequenzbereich benötigt. Folglich müssen die Ergebnisse der einzelnen Knoten mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert werden. Für diesen Zweck wurde eine Matlab-Schnittstelle programmiert, die außerdem auch die Zuordnung der Knoten für die Definition der Randbedingungen übernimmt.

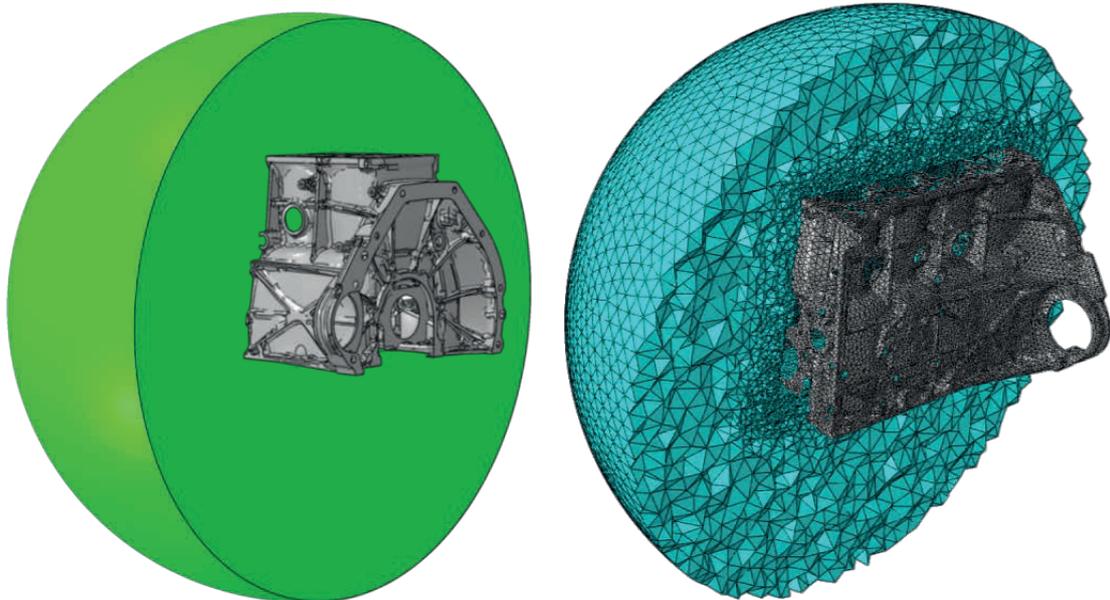


Bild 15: links: Mittelschnitt der Luftkugel, rechts: FE-Modell der Luftkugel und der Oberfläche der Struktur

Im vorliegenden Beitrag wird die Schallabstrahlung unter Freifeldbedingungen untersucht, d.h. es darf am Rand des diskretisierten Luftvolumens nicht zu Reflexionen von Schallwellen kommen. Zur Erfüllung dieser Sommerfeldschen Abstrahlrandbedingung [5] werden impedanzbasierte absorbierende Randbedingungen [6] auf der Kugeloberfläche definiert. Diese haben gegenüber alternativen Methoden den Vorteil, dass sie keine zusätzlichen Elemente oder Freiheitsgrade benötigen und somit effizienter sind. Zur weiteren Effizienzsteigerung ist es möglich, ausschließlich Vielfache der halben Motorordnung zu berechnen, da bei Viertakt-Verbrennungsmotoren (unabhängig von der Zylinderanzahl) lediglich diese Frequenzen einen signifikanten Einfluss auf das Gesamtgeräusch haben [7].

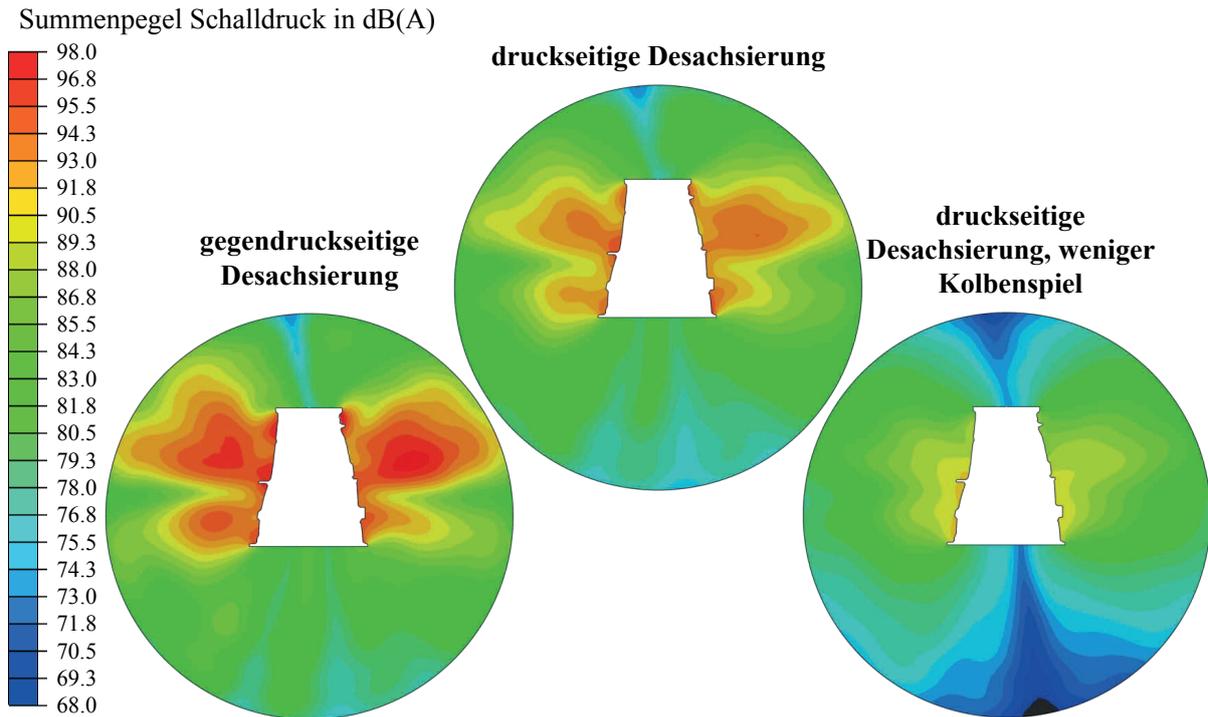


Bild 16: Schalldrucksummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

In Bild 16 sind die A-bewerteten Schalldrucksummenpegel der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen in der Kugelmittlebene senkrecht zur Kurbelwellenachse gegenübergestellt. Diese Schnittenebene ist auf der linken Seite in Bild 15 dargestellt und zusätzlich in Bild 18 und Bild 19 jeweils durch die schwarz gestrichelte Linie gekennzeichnet. Im Summenpegel ist der Einfluss der unterschiedlichen Desachsierungsvarianten sehr deutlich zu erkennen. Die Kurbeltriebmodifikationen verursachen eine Änderung des Aufschlagimpulses des Kolbens als Haupterregungsquelle in Amplitude und Ort. Qualitativ ist die Schalldruckverteilung in beiden Fällen sehr ähnlich, aber hinsichtlich der Schalldruckamplituden bewirkt die druckseitige Desachsierung eine Pegelreduktion von etwa 4-5 dB(A). Die Verringerung des Kolbenspiels zeigt bei der druckseitigen Desachsierung einen noch größeren Einfluss und reduziert den Schalldruckpegel allseitig um etwa 5-6 dB(A). Die Grundcharakteristik der Schallabstrahlung bleibt auch in diesem Fall nahezu unverändert.

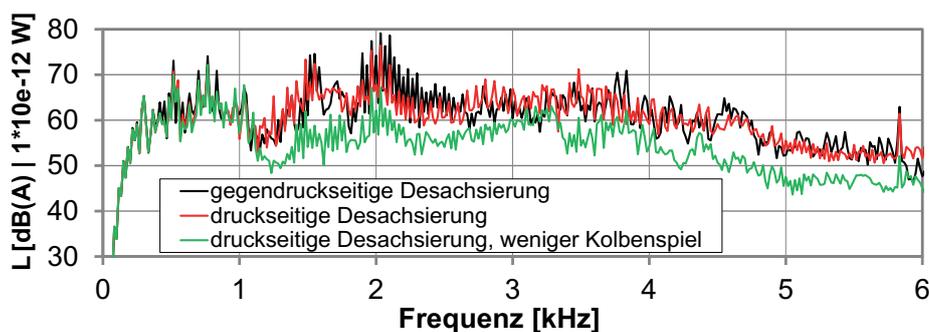


Bild 17: Schalleistungsspektrum der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen

Das zugehörige Schalleistungsspektrum ist in Bild 17 dargestellt. Die Schalleistung wurde dafür auf der Kugeloberfläche berechnet. Der Vergleich der drei Varianten des Kurbeltriebdesigns ergibt zunächst das gleiche Resultat wie die Analyse von Bild 16. Die druckseitige Desachsierung verringert den Kolbenschlag im akustisch positiven Sinne und eine Reduktion des Kolbenspiels bewirkt eine deutliche zusätzliche Verbesserung, so dass die resultierende Schalleistung in einzelnen Frequenzbereichen um bis zu 20 dB(A) sinkt. Allerdings offenbart Bild 17 auch, dass die Kurbeltriebmodifikationen erst ab etwa 1,1 kHz einen signifikanten Einfluss haben. Im Frequenzbereich unter 350 Hz sind keine Unterschiede zu erkennen und zwischen 350 und 1100 Hz sind die Unterschiede vergleichsweise gering. Dies ist auch die Erklärung für die vergleichsweise geringen Unterschiede im Summenpegel der Schallschnelle (siehe Bild 12), da die tieferen Frequenzen mit ihren vergleichsweise hohen Amplituden das Gesamtschwingungsverhalten dominieren. Die Ergebnisse in diesem Kapitel (Kapitel 3) zeigen allerdings, dass die drei Designvarianten trotzdem signifikante Unterschiede bezüglich des resultierenden akustischen Verhaltens im A-bewerteten Luftschalldruckpegel verursachen.

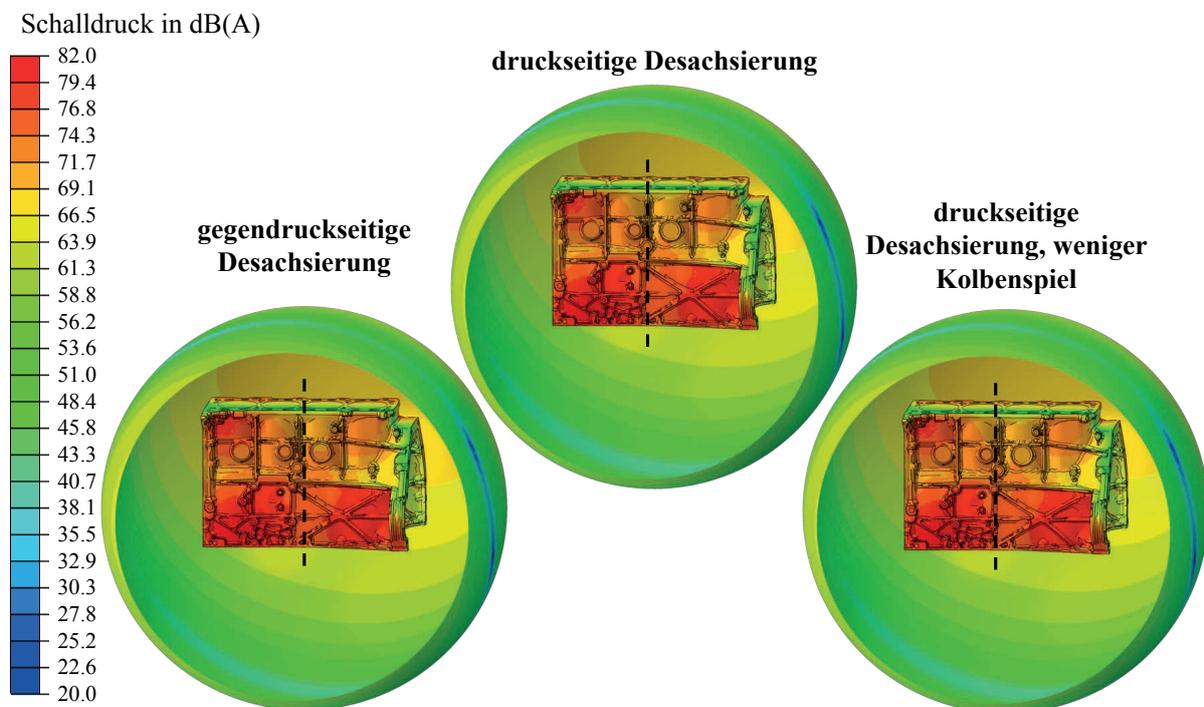


Bild 18: Schalldruckverteilung der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 217 Hz

Zur näheren Analyse dieser Beobachtung werden in Bild 18 und Bild 19 die Schalldruckverteilungen bei zwei einzelnen Frequenzen näher betrachtet. Die Ergebnisse der zugehörigen Körperschallanalysen sind in Bild 13 und Bild 14 zu finden. In Bild 18 ist die Schalldruckverteilung bei 217 Hz dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Unterschiede zwischen den verschiedenen Konfigurationen marginal sind. Das bestätigt die Beobachtung, dass die Modifikationen des Kurbeltriebs unter 350 Hz keinen wesentlichen Einfluss haben (siehe Bild 17). Folglich ist in diesem Frequenzbereich ein Parameter die Hauptursache der Schallemission, der kaum durch die Änderung der Desachsierung oder des Kolbenspiels beeinflusst wird.

Die Amplituden in diesem Frequenzbereich sind bereits durch die A-Bewertung stark abgeschwächt, aber dennoch nicht vernachlässigbar klein. Aus diesem Grund sollten zusätzliche konstruktive Möglichkeiten untersucht werden, um auch hinsichtlich der tiefen Frequenzen unter 350 Hz bzw. 1000 Hz eine signifikante Reduktion der Schallabstrahlung zu erreichen.

Im Unterschied zu Bild 18 zeigt Bild 19 die Schalldruckverteilung der drei Konfigurationen bei einer Frequenz von 2100 Hz. Das Bild 17 zeigt, dass für diese beiden Frequenzen die Unterschiede am größten sind. Die bisherigen Beobachtungen werden auch durch das Bild 19 bestätigt. Es zeigt sich, dass die druckseitige Desachsierung im Vergleich zur gegendruckseitigen Desachsierung einen wesentlich geringeren Schalldruckpegel aber eine sehr ähnliche Abstrahlcharakteristik aufweist. Ein verringertes Kolbenspiel bewirkt eine zusätzliche Pegelreduktion, die größer ist als der Unterschied zwischen druck- und gegendruckseitiger Desachsierung. Die Abstrahlcharakteristik wird dabei immer durch die Eigenfrequenzen bestimmt und ist somit systemabhängig. Eine Änderung der Anregung durch Kurbeltriebmodifikationen kann sowohl die Amplitude der resultierenden Schallabstrahlung als auch das Zusammenspiel der angeregten Eigenmoden ändern. Letzteres geschieht, wenn einzelne Moden durch eine Änderung des Anregungsortes unterschiedlich stark oder möglicherweise gar nicht mehr angeregt werden. Wegen der lediglich geringfügigen Änderungen des Anregungsortes ist das qualitative Abstrahlverhalten im vorliegenden Fall nahezu identisch.

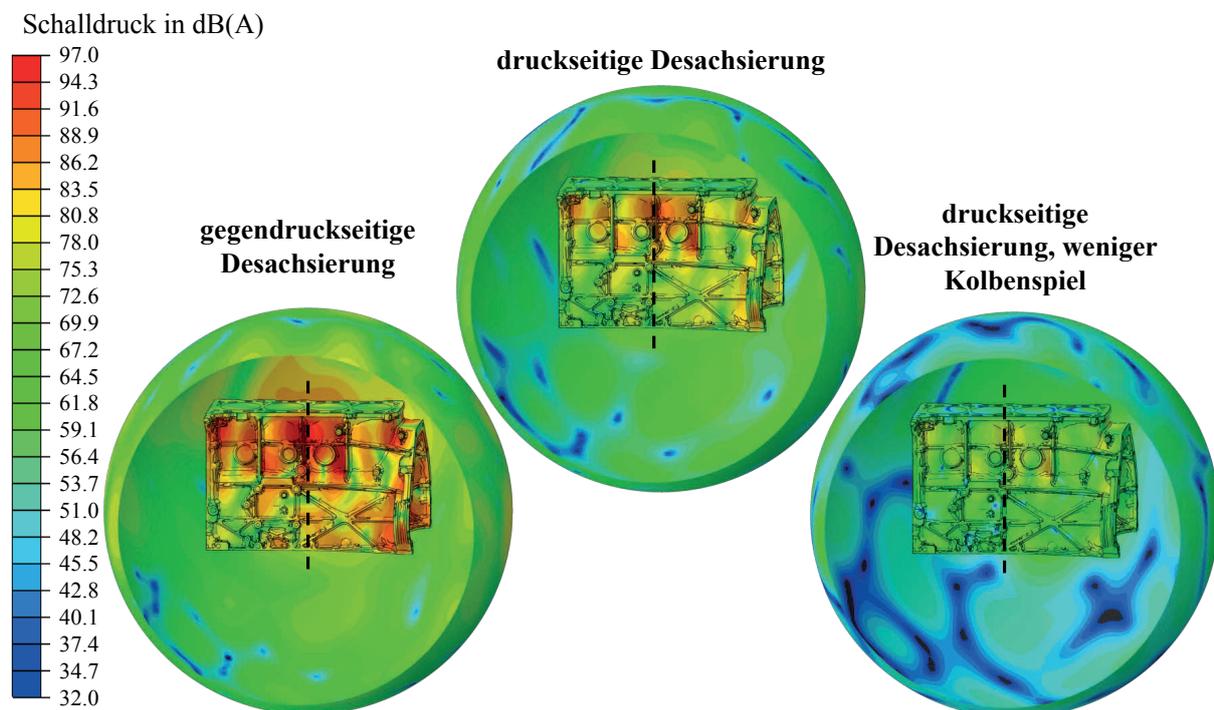


Bild 19: Schalldruckverteilung der verschiedenen Kurbeltriebdesigns bei 2100 Hz

Die hier vorgestellten Analysen dienen der Bewertung der Wirksamkeit der verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen und nicht der akustischen Bewertung des Motors an sich. Für eine solche Bewertung ist die alleinige Betrachtung des ZKG nicht ausreichend. So hat beispielsweise die Ölwanne einen maßgeblichen Einfluss

auf das akustische Gesamtverhalten. Zum einen ist die Ölwanne oft ein tragendes Bauteil, das das ZKG zusätzlich stark versteift, zum anderen ist sie selbst eine der dominanten Abstrahlungsquellen eines Verbrennungsmotors.

4. Psychoakustische Auswertung

Eine psychoakustische Analyse berücksichtigt Einflussfaktoren auf die auditive Wahrnehmung des Menschen, die durch eine Auswertung des A-bewerteten Schalldruckpegels nicht erfasst werden. Beispielsweise hat in [7] eine psychoakustische Analyse verschiedener Konfigurationen einer Motorvollkapselung gezeigt, dass eine zusätzlich applizierte Schwerfolie zwar eine messbare Pegelreduktion von 2 dB(A) bewirkt, dieser Effekt aber durch die befragten Probanden nicht wahrgenommen wurde. Der Grund war in diesem Fall eine störende tonale Komponente, die durch den gesenkten Gesamtpegel in den Vordergrund trat. In diesem Kapitel wird die N_5 Perzentillautheit nach Zwicker [8] als eine der vier psychoakustischen Grundgrößen (Lautheit, Schärfe, Tonalität und Rauigkeit) näher betrachtet. Dazu wurden die im Frequenzbereich berechneten Simulationsergebnisse aus Kapitel 3 auralisiert und für jeden FE-Knoten das zugehörige Zeitsignal generiert [9]. Auf Basis dieser Signale kann die räumliche Verteilung der psychoakustischen Größen berechnet werden. Somit können auch die Richtcharakteristiken dieser Größen bewertet und die verschiedenen Designkonfigurationen diesbezüglich verglichen werden (siehe [9]).

In Bild 20 wird die Richtcharakteristik des A-bewerteten Schalldruckpegels und der N_5 Perzentillautheit verglichen. Dabei wird die gleiche Schnittebene wie in Bild 16 verwendet. Zur besseren Vergleichbarkeit sind beide Verteilungen auf ihren jeweiligen Maximalwert normiert dargestellt. Es wird deutlich, dass die Lautheitsbewertung neben einer anderen quantitativen Lautstärkebeurteilung auch bezüglich der Richtcharakteristik zu anderen Ergebnissen führt, aber eine A-Bewertung bereits die wesentlichen Grundcharakteristiken erfasst.

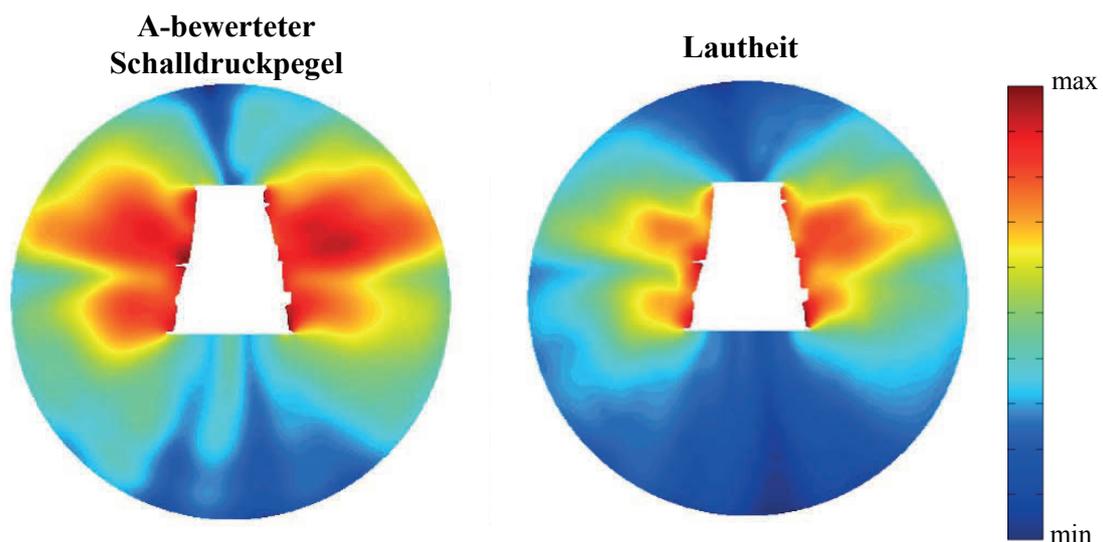


Bild 20: Normierte Verteilungen des A-bewerteten Schalldrucksummenpegels und der Perzentillautheit N_5 der druckseitigen Desachsierungsvariante ohne verändertes Kolbenspiel

Die Verteilungen der subjektiven Lautheit der drei verschiedenen Kurbeltriebmodifikationen sind in Bild 21 gegenübergestellt. Eine Verdopplung der Lautheit in sone entspricht einem doppelt so laut empfundenem Geräusch. Die psychoakustische Analyse bestätigt die bisherigen Beobachtungen der vorherigen Analysen. Die gegendruckseitige Desachsierung ist auch hier wieder die akustisch ungünstigste Konfiguration und die druckseitige Desachsierung mit verringertem Kolbenspiel weist die kleinsten Lautheitswerte auf. Des Weiteren wirken sich die unterschiedlichen Modifikationen des Kurbeltriebs wieder fast ausschließlich auf die resultierenden Amplituden und kaum auf die resultierende Richtcharakteristik aus. Die Ursache dafür sind, wie bereits im vorherigen Kapitel erläutert, die Eigenmoden der Struktur, die vom dynamischen Verhalten des Gesamtsystems abhängen. Hinsichtlich der maximalen Lautheitsamplituden zeigt Bild 21, dass durch ein geeignetes Kurbeltriebdesign, wie im vorliegenden Beispiel, eine Reduktion von über 15 sone erreicht werden kann.

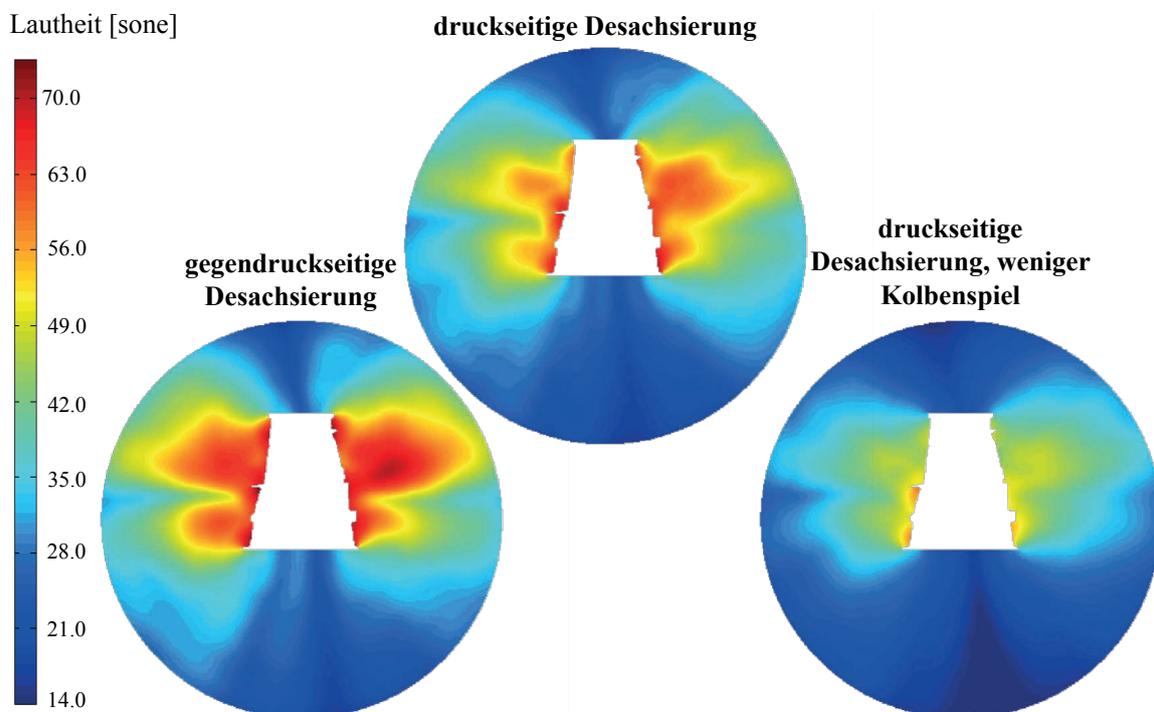


Bild 21: Lautheitsverteilung der drei verschiedenen Kurbeltriebdesigns

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Nutzung psychoakustischer Grundgrößen, wie der Lautheit, gegenüber dem einfachen A-bewerteten Schalldruckpegel einen Fortschritt darstellen. Allerdings ist eine Analyse unter Einbeziehung komplexer psychoakustischer Größen dringend zu empfehlen, um die menschliche Hörwahrnehmung bestmöglich abzubilden und zukünftig Produkte akustisch zu optimieren (siehe [9]).

5. Fazit und Ausblick

Die vorliegende Arbeit zeigt den Workflow von einer komplexen MKS/EHD Simulation über die Körperschall-Analyse bis hin zur Luftschall-Analyse mit

psychoakustischer Bewertung. In der MKS/EHD-Simulation eines Kurbelwellen/Kurbelgehäuse-Modells wird der Aufschlagimpuls der Kolben auf das Kurbelgehäuse als Quelle für die Körperschallabstrahlung untersucht. Variationsparameter sind hierbei die Kolbenbolzen-Desachsierung und das Kolbenlaufspiel im Kurbelgehäuse. Zur realitätsnahen Abbildung der Vorgänge werden neben der Elastizität von Kurbelgehäuse, Kurbelwelle und EHD-Kurbeltrieb auch die mischreibungsbehafteten elasto-hydrodynamischen Gleitpaarungen Kolben/Kurbelgehäuse, Kolben/Bolzen und Pleuel/Bolzen berücksichtigt. Die MKS/EHD-Simulation zeigt einen deutlichen Einfluss der Desachsierung und des Laufspiels auf das Schwingungsverhalten des Kurbelgehäuses. In allen Analysen konnte der Einfluss von Desachsierung und Laufspiel ab einer Frequenz von ca. 1 kHz nachgewiesen werden. Die berechneten Oberflächenschwingungen dienen als Datenbasis für die Körperschallanalyse im Frequenzbereich. Die auf dem Körperschall beruhende Luftschallanalyse ermöglicht die Berechnung der Schalldruckverteilung im Freifeld eines kugelförmigen Luftvolumens unter Berücksichtigung der üblichen dB(A)-Bewertung. Im Vergleich dazu liefert eine psychoakustische Analyse darüber hinausgehende Erkenntnisse hinsichtlich der menschlichen Hörwahrnehmung und sollte daher bei zukünftigen akustischen Optimierungen Berücksichtigung finden.

Literatur

- [1] Schönen, Richard: Struktur-dynamische Mehrkörpersimulation des Verbrennungsmotors mit elasto-hydrodynamischer Grundlagerkopplung. Kassel: Kassel Univ. Press, 2003. ISBN 3–89958–507–0
- [2] Patir, N. und Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Trans. ASME Ser. F, Journal of Lubrication Technology 100(1978), S. 12-17.
- [3] Greenwood, J.A. und Tripp, J.H.: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proc. Instn. Mech. Engrs. 185, 1970-1971
- [4] FIRST: Programmsystem zur Berechnung gekoppelter Mehrkörpersysteme mit elastischen Strukturen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen (EHD/EMKS), www.IST-aachen.de
- [5] Ihlenburg, F.: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering, Springer-Verlag New York, 1998
- [6] Givoli, D.: Computational Absorbing Boundaries, In Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids, Marburg, S., Nolte, B., (Eds.), Springer-Verlag Berlin, 2008
- [7] Duvigneau, F., Luft, T., Hots, J., Verhey, J.L., Rottengruber, H. und Gabbert, U.: Thermo-acoustic performance of full engine encapsulations - A numerical, experimental and psychoacoustic study, Applied Acoustics, Volume 102, 2016, pp. 79-87. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.09.012
- [8] Zwicker, E. und Fastl, H.: Psychoacoustics - Facts and Models. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3. Aufl., 2006.

- [9] Duvigneau, F., Liefold, S., Höchstetter, M., Verhey, J. L., Gabbert, U.: Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 366, 2016, pp. 544-555. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.034

Die Innengeräuschprognose als Mittel zur Bewertung von Simulationsergebnissen

Christoph Steffens, Christof Nussmann, Michael Kauth

Abstract

In today's competitive automotive industry, car manufacturers have to present new models to the market in increasingly short time intervals. This is driven by legislation and, most important, by customer expectations leading to shortened development cycles for almost all components of the cars. Given the strong focus on fuel economy, the engine and drivetrain components especially are subject to this development. Simultaneously, costs have to be reduced, with regard to both production and development.

Both requirements – reduced cost and shortened development cycles – can be met by adapting sophisticated simulation techniques already in the early stages of development. Simulations have to be utilized for many aspects of the development process, one of these being the field of NVH. But especially for NVH, the evaluation of simulation results is not always easy.

This article presents a number of methods for simulating engine and powertrain NVH and the combination of these methods. The methods are based on well-known numerical approaches like Multi Body Simulation or Finite Element Method but also on more specific approaches designed for specific tasks. The simulation methods allow investigations with a variable degree of detail, suiting the various phases of engine development.

In this article, a method for assessing simulation results by the use of the prognosticated vehicle interior noise is presented. This interior noise is predicted by combining simulated airborne and engine mount vibration data with transfer functions representing the behavior of a typical vehicle.

Kurzfassung

Im heutigen Marktumfeld sind die Automobilhersteller gezwungen, in immer kürzer werdenden Abständen neue Modelle zu präsentieren. Ursache sind neben den gesetzlichen Anforderungen vor allem die sich beständig ändernden Wünsche und Bedürfnisse der Kunden. Hieraus resultieren zunehmend verkürzte Entwicklungszeiten für nahezu alle Baugruppen des Fahrzeugs. Gerade vor dem Hintergrund der aktuellen Diskussionen zu den Themen Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission gilt dies insbesondere für die Komponenten des Antriebstrangs. Gleichzeitig nimmt der Kostendruck im Hinblick auf Produktions- und Entwicklungskosten zu.

Beiden Herausforderungen – verkürzten Entwicklungszeiten und steigendem Kostendruck – kann durch verstärkte Simulationsaktivitäten in den frühen Entwicklungsphasen begegnet werden. Dieser Ansatz wird von vielen Akteuren und für viele Entwicklungsaspekte verfolgt, so auch im Bereich NVH. Gerade im Bereich der Akustikentwicklung stellt sich jedoch die Frage nach einer angemessenen und zielführenden Beurteilung der vielfältigen Simulationsergebnisse.

Im vorgestellten Tagungsbeitrag werden verschiedene Methoden zur Simulation des Akustikverhaltens von Motoren und Antriebsträngen sowie die Verknüpfung dieser Methoden dargestellt. Die angewendeten numerischen Methoden basieren auf bekannten Hilfsmitteln wie Mehrkörpersimulation und Finite Elemente Methode, aber auch auf speziellen, auf den jeweiligen Anwendungsfall hin ausgerichteten Berechnungswerkzeugen. Die hier vorgestellten Simulationsansätze erlauben Untersuchungen in unterschiedlichen Detaillierungstiefen, so dass die Anwendung in der Konzeptphase genauso möglich ist wie in der späteren Detaillierungsphase oder dem Trouble Shooting. Die Bewertung der Berechnungsergebnisse hinsichtlich ihrer akustischen Bedeutung ist nicht immer trivial. Deshalb wird in diesem Artikel zur Bewertung der Simulationsergebnisse das prognostizierte Fahrzeuginnengeräusch herangezogen. Dieses wird durch die Kombination von Fahrzeugtransferfunktionen mit berechneten Vibrations- und Luftschallgrößen ermittelt. Für die einzelnen Methoden werden zunächst die Grundlagen präsentiert, anschließend erfolgt eine Einordnung in den Gesamt-Entwicklungsprozess anhand eines ausgewählten Fallbeispiels.

1. Einleitung

Moderne Verbrennungsmotoren und Antriebstränge müssen einer Vielzahl von Anforderungen gerecht werden. Das dieser Tage in besonderer Weise treibende Thema stellt der Kraftstoffverbrauch dar. Sowohl im Wettbewerb um den Kunden, als auch bei der Berücksichtigung der zunehmend restriktiven Regulierung der Flottenverbräuche wird diesem Aspekt mehr und mehr Bedeutung zugemessen. Unumgänglich ist zudem die Einhaltung der gesetzlichen Bestimmungen zum Schadstoffausstoß. Im Rahmen dieser Randbedingungen müssen Leistungs-, Gewichts- und Kostenziele erreicht werden. Die Kaufentscheidung vieler Kunden wird letztendlich stark durch den Qualitätseindruck des Fahrzeuges beeinflusst. Der Verbrennungsmotor bzw. der Antriebstrang wirkt sich auf diesen Qualitätseindruck vor allem durch sein Geräusch- und Schwingungsverhalten aus. Entscheidend ist dabei weniger das Verhalten der unabhängig betrachteten Komponente „Verbrennungsmotor“, sondern vielmehr das Gesamtergebnis im Sinne des Fahrzeuginnen- und Fahrzeugaußengeräusches, welches aus dem Zusammenspiel der miteinander interagierenden Einzelkomponenten resultiert.

Um ein optimales Geräusch- und Schwingungsverhalten bei der Entwicklung eines Verbrennungsmotors bzw. Antriebstrangs sicherzustellen, ist es unerlässlich, diese Aspekte bereits in der Konzeptphase zu berücksichtigen. Für verschiedene Merkmale sollten von Anfang an Zielwerte festgelegt werden, um beispielsweise Eigenfrequenzen oder Schwingungs- sowie Geräuschpegel durchgängig im Blick zu halten. Dies ermöglicht es, Fehlentwicklungen zu erkennen und rechtzeitig gegenzusteuern. Die konsequente Verwendung simulationsbasierter Entwicklungs-

werkzeuge ist dabei eine Voraussetzung für eine kosten- und zeiteffiziente Entwicklung, mit der aufwendiges Troubleshooting während der Motor- und Antriebstragentwicklung sowie der späteren Fahrzeugintegration vermieden wird. Auch hier müssen die akustischen Eigenschaften des Antriebs mit Blick auf das spätere Verhalten im Gesamtfahrzeug bewertet werden. Dazu verknüpft FEV die simulativ gewonnenen Anregungen für den Antriebstrang mit Transferfunktionen, die das Fahrzeugverhalten charakterisieren.

Im vorliegenden Beitrag werden Berechnungswerkzeuge zur Simulation des Schwingungs- und Geräuschverhaltens von Verbrennungsmotoren und Antriebsträngen vorgestellt und es wird gezeigt, wie die gewonnenen Ergebnisse durch die Berücksichtigung von Fahrzeugtransferfunktionen mit dem Blick auf Fahrzeuginnengeräusche bewertet werden können.

2. NVH-Aspekte bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren / Antriebsträngen

Die Entwicklung von Verbrennungsmotoren unterliegt einer konsequenten Implementierung neuer Technologien, um die zunehmend stringenten Gesetzesvorgaben einzuhalten und gleichzeitig die Kundenerwartungen zu erfüllen. Die erzielbaren Verkaufszahlen und Verkaufserlöse hängen dabei maßgeblich von der wahrgenommenen Produktqualität ab. Das Leistungsvermögen sowie das Geräusch- und Schwingungsverhalten stellen in diesem Zusammenhang wichtige Entwicklungsziele dar. Insgesamt ist für die Zukunft zu erwarten, dass die Fahrzeugentwicklung entscheidend vom Zielkonflikt zwischen Kraftstoffeffizienz und Fahrkomfort geprägt sein wird.

Während für neue Motoren und solche, die noch in Entwicklung sind, ein gutes Akustikverhalten angestrebt wird, bringen neue Technologien am Verbrennungsmotor oft zusätzliche Herausforderungen hinsichtlich Schwingung und Geräusch mit sich. Zum Beispiel bergen die mittlerweile weit verbreiteten Strategien zur Verbrauchsreduzierung wie Hochaufladung oder Zylinderreduzierung aus akustischer Sicht erhebliches Konfliktpotenzial, weil höhere Spitzendrücke und größere Zündabstände eine deutliche Zunahme der Drehungleichförmigkeit mit sich bringen.

Damit Akustikaspekte im Entwicklungsprozess effektiv und effizient berücksichtigt werden können, bedarf es eines systematischen Integrationsprozesses. Dabei ist es unerlässlich, von Beginn an Simulationswerkzeuge einzusetzen. Die Akustik wird maßgeblich durch die Interaktion verschiedener Komponenten beeinflusst. Deshalb müssen auch die Simulationswerkzeuge in der Lage sein, den gesamten Geräuschentstehungspfad abzubilden, beginnend mit Verbrennung oder mechanischer Anregung bis hin zur Abstrahlung als hörbarer Schall.

In FEVs Strategie zur Motorenentwicklung nehmen Akustiksimulationen eine zentrale Position ein. Während in der Konzeptphase mit vergleichsweise einfach aufgebauten Modellen die grundlegenden Geräusch- Schwingungseigenschaften analysiert werden, steigt der Grad der Komplexität kontinuierlich während des Entwicklungsprozesses bis hin zu virtuellen Modellen des vollständigen Antriebstrangs. Den zunehmenden Detaillierungsgrad illustriert **Bild 1**.

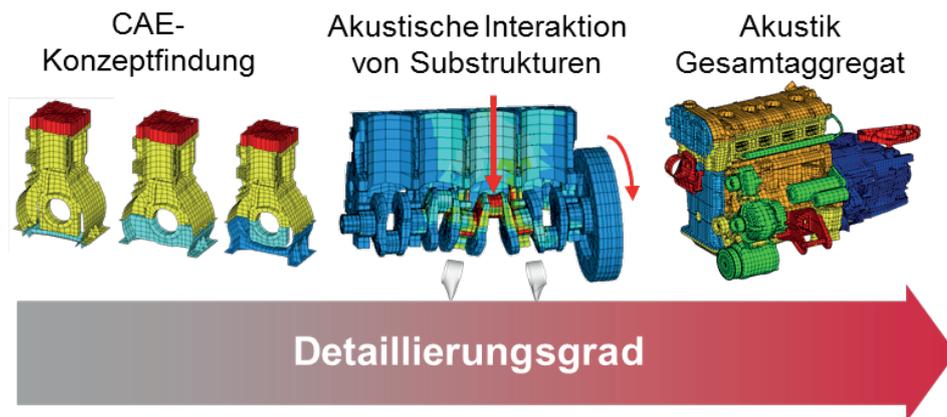


Bild 1: Entwicklungsprozess und Detaillierungsgrad

Nachdem das Motorkonzept vor dem Hintergrund der gegebenen Produktions-Randbedingungen und Entwicklungsstrategien auf Basis der grundlegenden Verwendung von Simulationen definiert wurde, mssen in der folgenden Konstruktionsphase viele Design-Entscheidungen getroffen werden. Die Konstruktion muss dabei kontinuierlich auf potentielle akustische Schwachstellen hin untersucht werden, insbesondere mit Blick auf mglicherweise kritische Interaktionen einzelner Bestandteile des Antriebstrangs. Neben der Optimierung des Strukturverhaltens der Einzelkomponenten ist deshalb die Simulation des gesamten Triebwerks von groer Bedeutung. Dadurch knnen Akustikaspekte zeitgerecht in allen Phasen des Entwicklungsprozesses eingebracht und die Konstrukteure bei der Auslegung der Bauteile durch Akustikspezialisten untersttzt werden. Die dabei verwendeten Simulationen werden kontinuierlich angepasst und weiterentwickelt.

3. Tools und Methoden

Bei FEV kommt zur Simulation des Akustikverhaltens eines Antriebstrangs ein hybrider Ansatz zur Anwendung. Mehrkrsimulation (MKS), Finite Elemente Methode (FEM) und Luftschallsimulation werden zur effizienten Erzielung mglichst akkurater Ergebnisse kombiniert. Der gesamte Berechnungsprozess ist in **Bild 2** dargestellt.

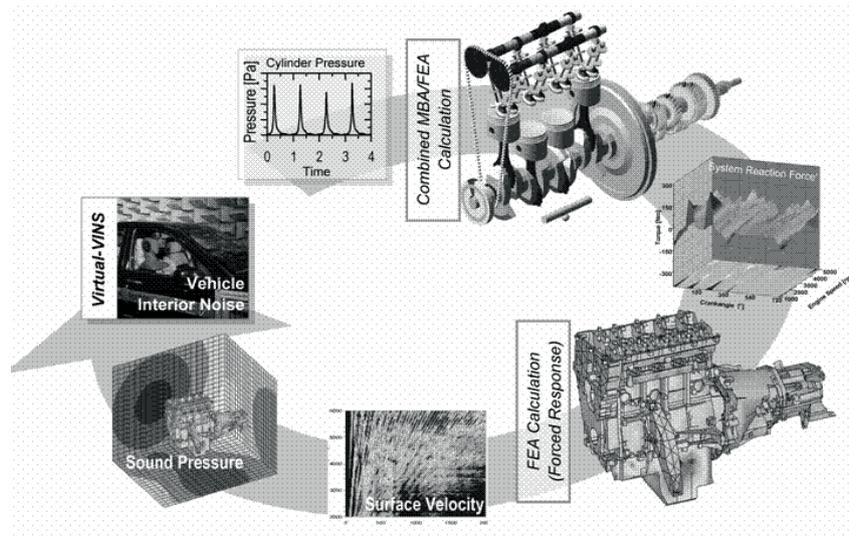


Bild 2: Akustik-Simulationsmethoden - Berechnungsprozess

Die Berechnung der Anregungsmechanismen, die für das Akustik- und Schwingungsverhalten relevant sind, erfolgt mittels der MKS. Beispiele sind die Wechselkräfte und Impulse im Ventil- oder Kurbeltrieb. Zur Berücksichtigung des dynamischen Strukturverhaltens werden die Kurbelwelle und die Gehäusestrukturen in der MKS als flexible Körper modelliert. Dadurch können dynamische Effekte beispielsweise bedingt durch Kurbelwellenbiegung und -torsion oder durch den Einfluss von Eigenmoden von Halter- und Flanschstrukturen berechnet werden.

In der nachfolgenden Forced-Response-FEM-Berechnung wird das Modell mit den berechneten Lagerreaktionskräften beaufschlagt. FEV verfolgt hier die Strategie, die FEM-Berechnungen im Zeitbereich durchzuführen und so auch vollständige Drehzahlhochläufe zu simulieren sowie zu analysieren.

Abhängig vom Anwendungsfall kann neben den berechneten Oberflächenschnellen auch der Luftschall prognostiziert werden. Die Luftschallberechnung kann mit variablem Detaillierungsgrad erfolgen: von einfachsten Ansätzen mit empirisch ermittelten Abstrahlgraden über schnelle multi-Monopol-Ansätze bis hin zu komplexen Berechnungen unter Verwendung der Randelementmethode (Boundary Element Method, BEM). Auf diese Weise können verschiedene Akustikkonzepte oder Optimierungen mit Blick auf Frequenzverhalten, Gesamtschalldruckpegel oder Geräuschqualität untersucht werden.

In Ergänzung zu den etablierten Berechnungswerkzeugen setzt FEV unterschiedliche Methoden ein, mit denen auf das Geräusch im Fahrzeuginnenraum geschlossen werden kann. Diese basieren auf FEV VINS (Vehicle Interior Noise Simulation), einer hoch entwickelten Methode zur Transferpfadanalyse. Die Verknüpfung der simulativ gewonnen Erkenntnisse aus dem CAE-Prozess mit experimentell bestimmten Transferfunktionen findet bei der V-VINS Anwendung (Virtual Vehicle Interior Noise Simulation). Wenn keine spezifischen Fahrzeugübertragungsfunktionen verfügbar sind oder bewusst kein spezielles Fahrzeug abgebildet werden soll, kommt die Methode dB(VINS) zum Einsatz. Hierbei werden die verschiedenen Eingangsgrößen (Motorlagervibrationen und Luftschallsignale) frequenzgewichtet und anschließend überlagert, um so das Verhalten eines typischen Fahrzeuges abzubilden. Auf diese

Weise lässt sich die Innengeräuschrelevanz der Simulationsergebnisse kundenorientiert bewerten. Zudem sind alle Ergebnisse anhörbar, was eine subjektive Einordnung ermöglicht.

Für einen schnellen und lösungsorientierten Entwicklungsprozess ist die Anwendung sowohl von analytischen, CAE-basierten als auch von experimentellen Methoden unabdingbar. Eine koordinierte Vernetzung dieser Methoden erlaubt die Entwicklung fortschrittlicher Verfahrensweisen.

3.1 Anregungsberechnung

In und am Verbrennungsmotor sowie im Antriebstrang wirkt eine Vielzahl von Kräften, die Schwingungen auslösen und durch diese das Fahrzeuginnengeräusch beeinflussen. Die wichtigsten Anregungen können verschiedenen Baugruppen oder Prozessen zugeordnet werden:

- Gaskräfte, die über den Zylinderdruck aus der hochdynamischen Verbrennung resultieren
- Reaktionskräfte an den Kurbelwellenhauptlagern, die durch die Gas- und Massenkräfte sowie durch die Kurbelwellendynamik hervorgerufen werden oder aus der Schwungradodynamik resultieren
- Kolbenseitenkräfte, sowohl aufgrund der Pleuelkraft als auch aufgrund von Stößen als Folge der Sekundärbewegung
- Nockenwellenlagerkräfte aufgrund von Massen- und Federkräften oder hervorgerufen durch Stöße beim Ventilöffnen oder -schließen sowie durch Stöße in den Lagern
- Steuertriebskräfte
- Kräfte im Zusammenhang von weiteren, vom Kurbel- oder Nockenwellentrieb angetriebenen Komponenten wie zum Beispiel der Hochdruckpumpe

Eine Simulation, die all diese Anregungen berücksichtigt, wird zwangsläufig sehr komplex, ist jedoch beherrschbar. FEV verwendet für die Anregungsberechnung das Werkzeug Virtual Engine.

Vor allem in der Konzeptphase einer Motorentwicklung ist es mitunter sehr schwierig, die nötigen Eingangsdaten zu sammeln. Deshalb werden vor allem in dieser Phase vereinfachte Simulationsmodelle eingesetzt, um eine frühe Optimierung mit Blick auf das Schwingungs- und Geräuschverhalten zu ermöglichen. Fehlende Daten können dabei beispielsweise durch vergleichbare Datensätze aus der FEV-Datenbank ersetzt werden. Diese vereinfachten Modelle werden im weiteren Entwicklungsprozess im Hinblick auf Topologie und Daten sukzessive detailliert.

FEV verfolgt zur Beherrschung des komplexen Gesamtmodells bei gleichzeitig möglichst hoher Vorhersagequalität einen hybriden Ansatz, bei dem MKS und FEM gekoppelt werden. Die Gehäusestrukturen, die Kurbelwelle sowie die Nockenwellen werden als flexible Körper in ein MKS-System integriert, während die anderen Komponenten (Kolben, Pleuel, Ventile usw.) als starre Körper implementiert werden. Auf diese Weise können die wichtigen dynamischen Schwingungseigenschaften der Wellen und Gehäusestrukturen berücksichtigt werden und gleichzeitig das teilweise

nichtlineare Verhalten in den Kontaktstellen zwischen den Bauteilen abgebildet werden. Um die Kopplung zu ermöglichen, werden die aus FEM-Berechnungen gewonnen dynamischen Eigenschaften der flexiblen Körper mit dem Ansatz nach Craig-Bampton zur modalen Kondensation reduziert.

Mit der Mehrkörpersimulation lassen sich die Auslenkungen und Geschwindigkeiten der Einzelmassen des Modells – und damit des gesamten Motors – sowie die Vibrationen der flexiblen Bauteile bestimmen. Zudem werden die Kräfte an den Lagerstellen der bewegten Teile erfasst. Die zeitlichen Verläufe dieser Größen werden für die akustische Untersuchung einer Fourier-Analyse unterzogen. Die Lagerreaktionskräfte werden als Anregung der Motorstruktur betrachtet. Ihre Analyse erlaubt somit eine Bewertung der Anregungsmechanismen. Die Schwingungscharakteristiken können analysiert und Schwachstellen aufgedeckt werden. Insbesondere das Verhalten der flexiblen Strukturen erlaubt Rückschlüsse auf Geräuschqualitätsaspekte wie beispielsweise das derzeit vielbeachtete Phänomen der Rauigkeit.

Das dynamische Verhalten des Motor-Getriebe-Verbunds lässt sich umfassend analysieren, indem ein Drehzahlhochlauf für den relevanten Drehzahlbereich simuliert wird. Auf diese Weise wird der Einfluss sowohl von bedeutenden Motorordnungen als auch das Resonanzverhalten erfasst.

In der Konzeptphase einer Motorentwicklung kann FEV Virtual Engine beispielsweise verwendet werden, um den Einfluss von Massenausgleichstrieben und deren Anordnung zu untersuchen. So lässt sich der Einfluss höhenversetzter Ausgleichswellen beim 4-Zylinder-Motor für unterschiedliche Betriebszustände quantifizieren. Prinzipiell stehen sich die Kompensation des oszillierenden Massenmoments um die Motorlängsachse bei niedriger Last und der ausgleichende Effekt eben dieses Wechselmomentes bei hoher Last entgegen. Durch den Höhenversatz der Ausgleichswellen und die damit erzielte Reduktion des Wechselmomentes wird die Schwingungsanregung bei niedriger Last verbessert. Bei hoher Last hingegen wird ein Teil des Wechsel-Drehmoments durch das Massenmoment ausgeglichen. Diese Ausgleichwirkung wird durch den Höhenversatz reduziert. Mittels CAE ist in diesem Fall eine gezielte Auslegung möglich, so dass das Schwingungsverhalten in einem besonders relevanten Betriebspunkt, beispielsweise einem Drehzahl-/Last-Punkt entsprechend der erwarteten typischen Autobahngeschwindigkeit, optimal ist.

In der Detaillierungsphase ist vor allem das Zusammenspiel einzelner Baugruppen von Interesse. Im modernen Motorentwicklungsprozess werden alle relevanten Baugruppen und Bauteile akustisch optimiert. Wenn diese Optimierung jedoch nur auf die jeweilige Baugruppe bezogen erfolgt, können negative Auswirkungen im Zusammenspiel auftreten. Deshalb muss durch die Simulation auch das Zusammenwirken der Baugruppen abgebildet werden, damit negative akustische Interaktionen früh erkannt und eliminiert werden können. Ein Beispiel hierfür sind Wechselwirkungen zwischen dem Drehmomentverlauf einer Hochdruckpumpe, die von der Nockenwelle angetrieben wird, und dem Steuertrieb. Durch optimale Wahl der Phasenlage der Antriebsmoment-Charakteristik kann die resultierende Schwingungsanregung erheblich reduziert werden.

3.2 Struktur-Übertragungsverhalten

Wird mittels MKS die Anregung berechnet und analysiert, folgt als nächster Schritt der Geräuschenkette die Strukturübertragung durch die Motorstruktur. Hier setzt FEV als Tool die sogenannte „Dynamic Impact Response Analysis“ ein. Die Anregung wird als Körperschall durch die Motorstruktur übertragen und von deren äußeren Oberflächen als Luftschall abgestrahlt. Dieser Luftschall wird, durch die Spritzwand gedämmt, in den Fahrzeuginnenraum übertragen. Auf einem weiteren Pfad bzw. auf weiteren Pfaden werden die Motor- und Getriebelagervibrationen in die Fahrzeugkarosserie eingetragen und zum Innenraum weitergeleitet. Um das innengeräuschrelevante Verhalten des Antriebs zu optimieren, müssen beide Größen, Oberflächenschwingungen und Lagervibrationen, betrachtet werden. Die Finite Elemente Analyse ist hierzu besonders geeignet.

Der Detaillierungsgrad der FE-Modelle unterscheidet sich in der Regel je nach Entwicklungsstatus. In den frühen Entwicklungsphasen muss häufig auf vereinfachte Modelle von Baugruppen zurückgegriffen werden. Mit diesen lassen sich bereits grundlegende Informationen über das Schwingungsverhalten erarbeiten, die den Konstrukteuren bei der weiteren Detaillierung hilfreich sind. Während der Detailgrad der Konstruktion zunimmt, wird auch das FE-Modell immer detaillierter. Am Ende dieses Prozesses steht ein vollständiges Modell des gesamten Antriebs. Mittels Forced-Response-Berechnung können dessen Oberflächenschwingungen oder Motor- bzw. Getriebelagervibrationen identifiziert werden.

3.3 Abstrahlverhalten

Um die Geräuschabstrahlung auf Basis der zuvor bestimmten Oberflächenschwingungen zu berechnen, hat FEV das Werkzeug FERS (Fast Estimation of Radiated Sound Power) entwickelt, das in Kombination mit FE-Ergebnissen von Einzelkomponenten oder ganzen Antrieben verwendet wird. Im Vergleich zu kommerziell verfügbarer Software auf Basis der Boundary-Element-Methode ist der vereinfachte Ansatz der FERS sehr effizient mit Blick auf die Rechenzeit. Dies erlaubt eine Einbindung in den rechenzeitoptimierten FEV-Motorentwicklungsprozess.

Der Ansatz basiert auf der Betrachtung vieler Einzelflächen, die als Monopolstrahler idealisiert werden und deren Anteil an der Schallabstrahlung summiert wird. Für jede der Teilflächen wird der zugeordnete Schalldruck aus der lokalen Oberflächengeschwindigkeit normal zur Oberfläche und der Größe der Fläche für jeden Frequenzschritt berechnet. Abhängig von Phasenlage und Laufzeitunterschied kann für eine simulierte Mikrofonposition sowohl positive als auch negative Interferenz auftreten.

Um ein Maß für die abgestrahlte Schalleistung zu erhalten, wird ein Hüllflächenverfahren angewendet. FEV verwendet in etwa 400 virtuelle Messpositionen auf einer Halbkugel, um das Verhalten von Komponenten mit stark richtungsabhängigem Abstrahlverhalten zu analysieren. Für jede dieser Positionen, deren Lage im Raum automatisiert auf Basis der Bauteilgeometrie festgelegt wird, wird der Schalleistungsanteil aus berechneter Schallintensität und zugehörigen Hüllflächenanteil berechnet. Die gesamte Schalleistung folgt als Summe der Einzelleistungen.

3.4 Übertragungsverhalten des Fahrzeugs

Die Transferpfadanalyse ist als Werkzeug zur Optimierung des Fahrzeuginnen-
geräusches weit verbreitet und wird bereits seit Jahren erfolgreich eingesetzt. Anhand
von experimentellen Untersuchungen wird das Transferverhalten des Fahrzeuges
bestimmt. Mit FEVs Transferpfadanalyse-Werkzeug VINS (Vehicle Interior Noise
Simulation) können die ermittelten Transferfunktionen verwendet werden, um
beispielsweise aus der Geräusch- und Schwingungsanregung des Motors ein
Innengeräusch zu berechnen und zu synthetisieren.

Wenn Fahrzeugtransferfunktionen bekannt sind, können die berechneten
Motorlagervibrationen sowie der berechnete Luftschall hinsichtlich der
Innengeräuschrelevanz bewertet werden, indem diese Größen mit den
Transferfunktionen verknüpft werden. Während der Motorentwicklung sind gerade in
frühen Entwicklungsphasen jedoch häufig die Fahrzeugtransferfunktionen noch nicht
verfügbar. Erschwerend kommt hinzu, dass ausgeprägte Schwächen im
Transferverhalten eines Fahrzeugs das Gesamtergebnis dominieren können, was eine
Bewertung des Antriebsaggregats als Geräuschursache verkompliziert.

Zur standardisierten Bewertung von Motorprüfstandsmessungen und für
Innengeräuschprognosen in Situationen, in denen die Transferfunktionen des
Fahrzeugs noch nicht bekannt sind, hat FEV die Methode dB(VINS) entwickelt. Es
handelt sich hierbei um eine Vereinfachung der VINS. Es werden Transferfunktionen
verwendet, die ein repräsentatives Fahrzeugübertragungsverhalten darstellen. Diese
Funktionen werden aus der FEV-Datenbank erzeugt. Es existieren unterschiedliche
Funktionen für längs- und quereingebaute Antriebe und für verschiedene
Fahrzeugklassen. Die Funktionen bilden ein typisches Übertragungsverhalten ab,
enthalten aber keine Frequenzspitzen oder -senken. Zwar ist das Vorhandensein von
Frequenzspitzen in einer Fahrzeugtransferfunktion typisch für Fahrzeuge allgemein,
eine Funktion mit solchen Spitzen würde jedoch das Verhalten *eines* speziellen
Fahrzeuges widerspiegeln.

Bild 3 gibt den Aufbau der Methode wieder. An standardisierten Positionen
aufgezeichnete Mikrofonsignale und Beschleunigungssignale, die an den Motorlagern
gemessen oder berechnet werden, werden mit den vereinfachten Transferfunktionen
verknüpft. Die Überlagerung der einzelnen Teilquellen führt zum Gesamt-
Innengeräusch.

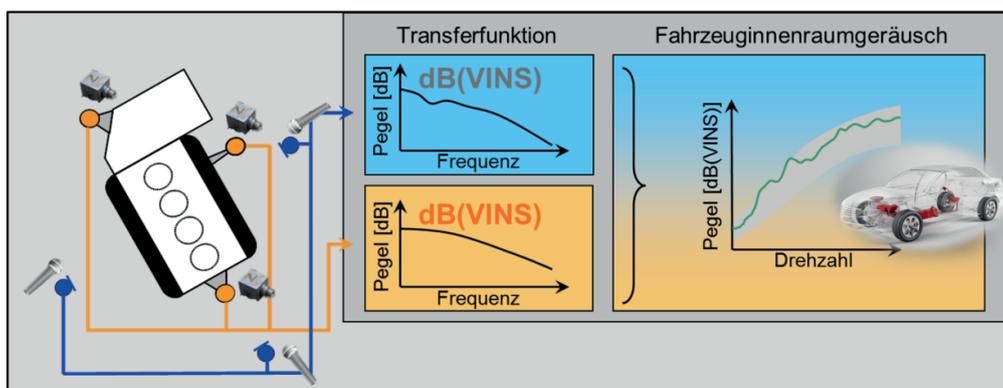


Bild 3: Tool „dB(VINS)“

Die repräsentativen Übertragungsfunktionen werden in Form von FIR-Filtern im Zeitbereich auf die gemessenen Luftschall- und Motorlagerschwingungssignale angewendet. Die Filterung erfolgt linearphasig, da die Verwendung einer „gemittelten/repräsentativen“ Phasenverschiebung nicht sinnvoll ist. Die so gefilterten Signale werden anschließend zum prognostizierten Innengeräusch überlagert. Sowohl das resultierende Gesamtgeräusch als auch die einzelnen Komponenten sind anhörbar.

Statt experimentell am Akustik-Motorprüfstand ermittelter Eingangsgrößen können auch die Ergebnisse der Simulation verwendet werden.

4. Fallbeispiel – Analyse eines Powertrains während der Design-Phase

Das folgende Beispiel illustriert den Einsatz der Toolkette bei der Entwicklung eines modernen Dieselmotors. Der Motor, der für den Einsatz in Fahrzeugen der oberen Mittelklasse und der Oberklasse vorgesehen ist, wurde unter der Berücksichtigung sehr hoher Anforderungen an das Geräuschverhalten entwickelt. Die dargestellten Ergebnisse wurden gegen Ende der ersten Design-Phase erzeugt, noch bevor erste Prototypen verfügbar waren. Auch die Ziel-Fahrzeuge waren zu dieser Entwicklungsphase noch nicht existent.

Zur Analyse des Geräuschverhaltens wurde der Motor als Mehrkörper-simulationsmodell abgebildet. Die Gehäusestruktur sowie die Kurbel- und Nockenwellen wurden als flexible Modelle implementiert. Die sich ergebenden Lagerreaktionskräfte wurden zur Anregung der Motorstruktur verwendet, um die resultierenden Oberflächengeschwindigkeiten zu berechnen. Ausgehend von diesen Schwingungen wurde der Luftschall an denjenigen Positionen prognostiziert, die als Eingangsgrößen für eine VINS- bzw. dB(VINS)-Berechnung herangezogen werden können. Im vorliegenden Beispiel entspricht dies den Mikrofonpositionen in 1 m Abstand. Als weitere Eingangsgrößen dienen die Motorlagerbeschleunigungen, die ebenfalls dem MKS-Modell entnommen wurden. Kurzzeit-FFT-Spektren der Eingangssignale sind in **Bild 4** und **Bild 5** dargestellt.

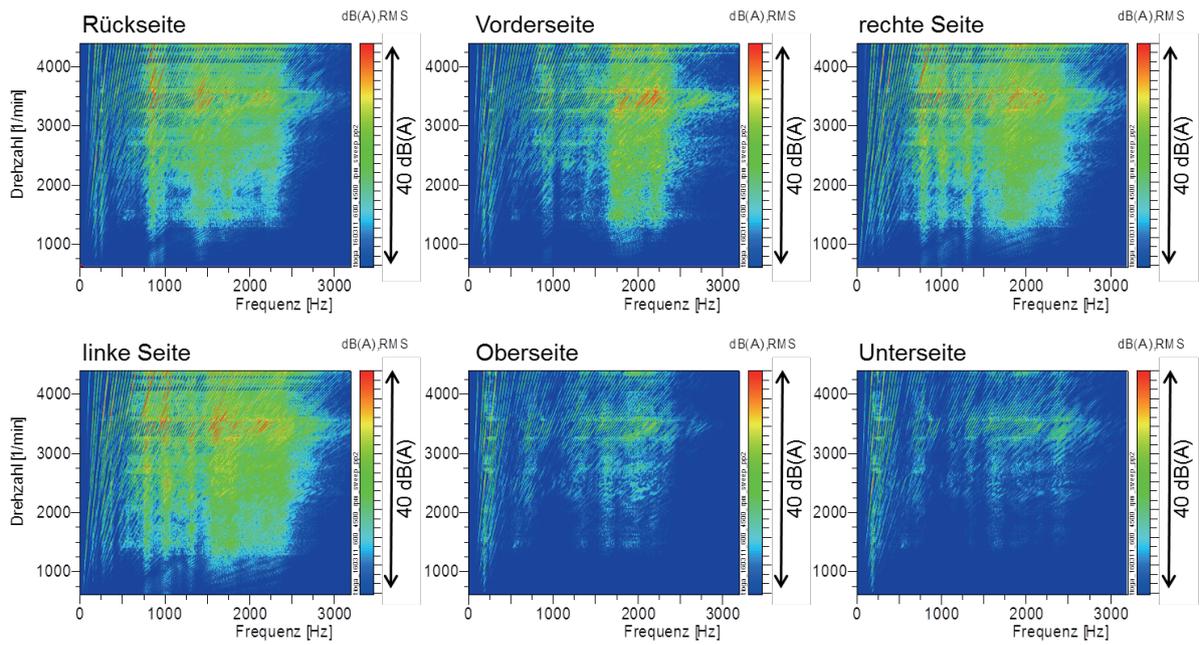


Bild 4: Simulierte Luftschallabstrahlung, Einzelseiten

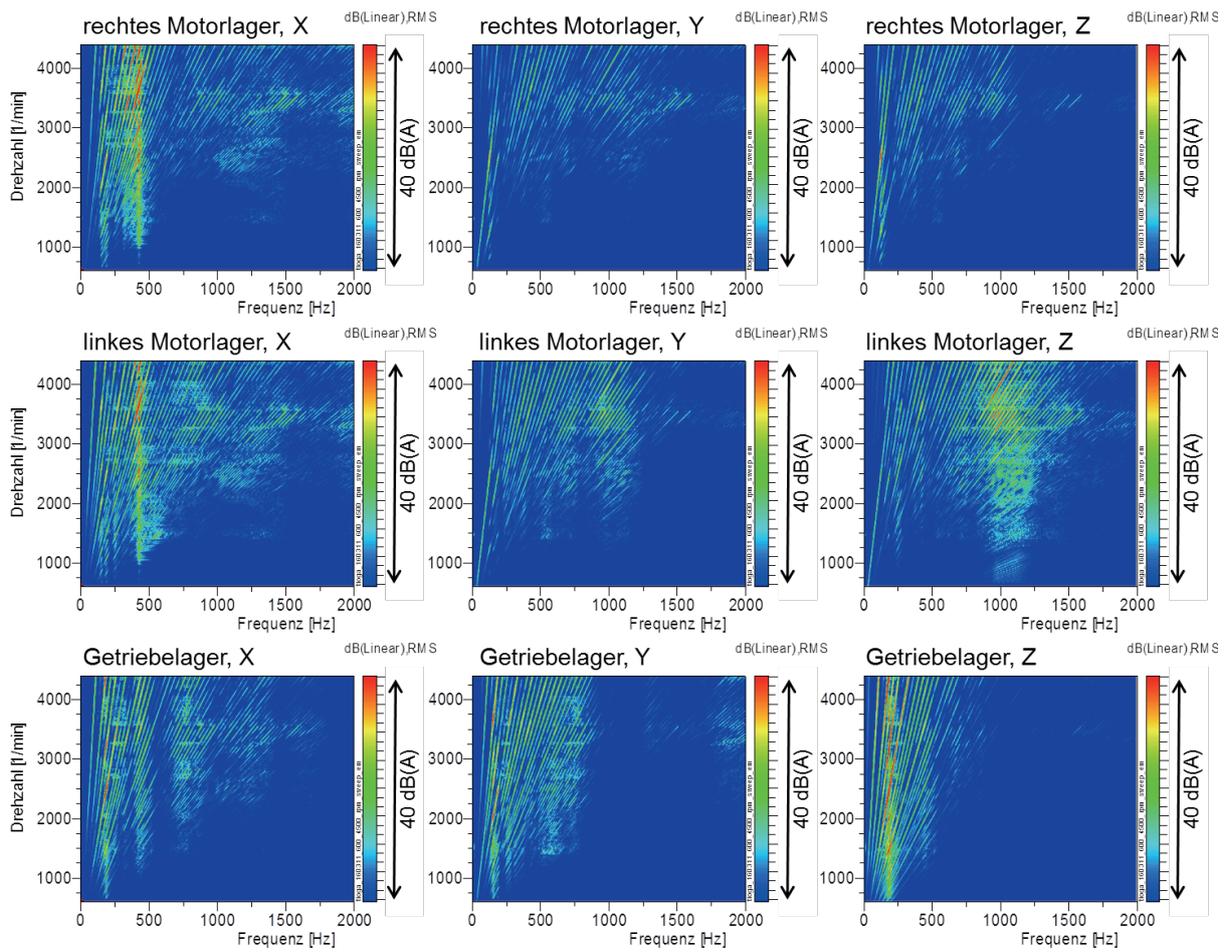


Bild 5: Simulierte Aggregatlagerschwingungen

Sowohl im prognostizierten Luftschall an den virtuellen Mikrofonpositionen als auch im Körperschall an den Motorlagern fallen verschiedene, zum Teil stark ausgeprägte Resonanzen auf. Insbesondere im Luftschall sind hohe Schalldruckpegelwerte für Frequenzen oberhalb von 750 Hz zu erkennen, die das Bild dominieren. Unterhalb von 500 Hz zeigen sich schwächer ausgeprägte Resonanzen. Eine Bewertung der jeweiligen Relevanz im Hinblick auf das Fahrzeuginnengeräusch fällt zunächst schwer. Neben der Ausprägung mit Blick auf die Pegelwerte ist auch die Frequenzlage bedeutend, da diese Einfluss auf die Weiterleitung in den Fahrzeuginnenraum hat. Dabei spielt auch eine Rolle, ob die Schwingung über den luftschallgetragenen Transferpfad ins Fahrzeug gelangt, oder über den körperschallgetragenen Transferpfad. Gerade die Gewichtung der Luft- und Körperschallanteile zueinander ist nicht trivial. An dieser Stelle kann die Methode dB(VINS) eine wertvolle Hilfestellung leisten.

Bild 6 zeigt Spektrogramme der simulierten Mikrofon-signale, nachdem diese mit den entsprechenden Transferfunktionen bewertet wurden. Die hochfrequenten Geräuschanteile sind weiterhin vorhanden, im Vergleich zu den tieffrequenten Resonanzen jedoch erheblich zurückgetreten. **Bild 7** zeigt den prognostizierten Innengeräuschanteil der einzelnen Aggregatlager.

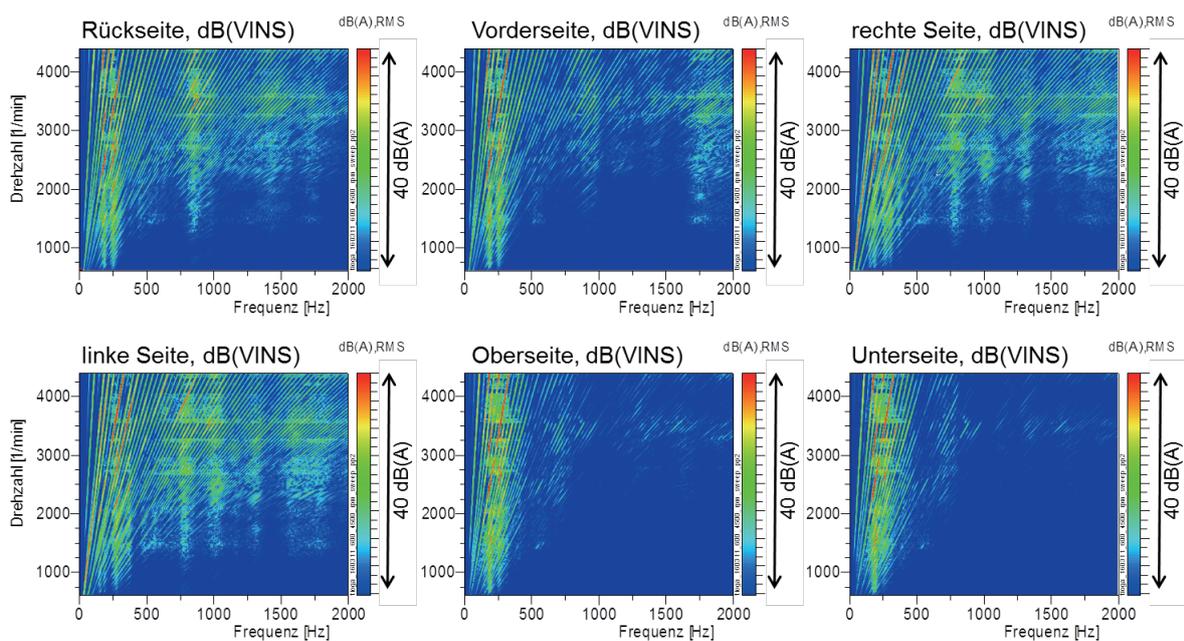


Bild 6: Prognostiziertes Innengeräusch (Luftschallpfad), Beitrag der Einzelseiten

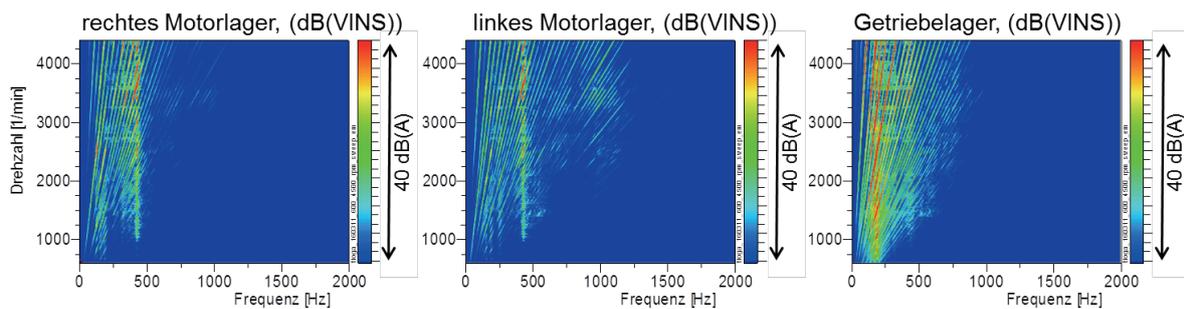


Bild 7: Prognostiziertes Innengeräusch (Körperschallpfad), Beitrag der einzelnen Aggregatlager

In Bild 8 sind der erwartete Luftschall im Fahrzeuginnenraum sowie die Anteile, die jeweils dem Körperschall bzw. dem Luftschall zugeordnet werden können, dargestellt.

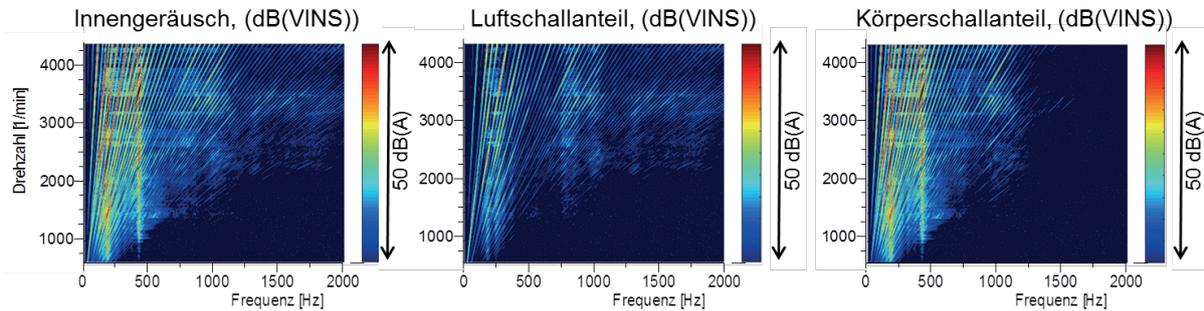


Bild 8: dB(VINS) Innengeräuschprognose, Körper- sowie Luftschallanteil

Es wird deutlich, dass vor allem die Resonanzen bei etwa 200 und 450 Hz den Innengeräuschpegel maßgeblich beeinflussen. Das Geräusch in diesem Frequenzbereich wird bei diesem Beispiel sowohl vom Luft- als auch vom Körperschall getragen. Dominant ist jedoch erwartungsgemäß der Körperschallpfad. Eine Analyse der Berechnungsergebnisse zeigt, dass bei 200 Hz die beiden Motorlager und bei 450 Hz das Getriebelager hohe Schwingamplituden aufweisen und ursächlich für die Überhöhungen im Innengeräusch sind. Versteifende Maßnahmen an den entsprechenden Halterstrukturen sind im Hinblick auf eine Verbesserung des Innengeräusches zielführend. Die zudem in Bild 4 besonders auffälligen Resonanzen oberhalb von 750 Hz hingegen sind von weit untergeordneter Bedeutung. Der entsprechende Frequenzbereich wird maßgeblich vom Luftschallanteil bestimmt: Hier zeigt die Analyse der Berechnungsergebnisse, dass in diesem Frequenzbereich die Ölwanne den Luftschallpegel dominiert. Im Bereich der Oberklasse hat der Luftschallanteil typischerweise zwar geringen Einfluss auf den Gesamtpegel im Fahrzeuginnenraum, ist mit Blick auf Aspekte der Geräuschqualität jedoch nicht zu unterschätzen. Die Bewertung dieses Aspektes wird auch dadurch unterstützt, dass alle prognostizierten Innengeräuschanteile einzeln anhörbar sind.

5. Zusammenfassung

Die Verwendung von CAE-basierten Entwicklungswerkzeugen stellt eine wesentliche Grundlage für die kosten- und zeiteffiziente Motorentwicklung dar. Virtuelle NVH-Prototypen reduzieren die Entwicklungszeit und führen zu deutlich verbesserter Qualität der ersten Hardware-Prototypen. So können exzellente Ergebnisse bei Innengeräusch und Schwingungskomfort erzielt werden, welche wiederum eine Schlüsselrolle beim Qualitätsempfinden des Kunden einnehmen.

Die virtuelle Produktentwicklung mit Blick auf das Geräuschverhalten hat bereits ein hohes Niveau erreicht. Mit modernen Entwicklungswerkzeugen ist eine zielgerichtete Akustikentwicklung möglich. Bereits in frühen Phasen, wenn weder Motor- noch Fahrzeug-Hardware verfügbar sind, kann bereits das Fahrzeuginnengeräusch prognostiziert werden. Hierzu ist es jedoch unabdingbar, bereits in den frühen Entwicklungsphasen die entsprechenden Ressourcen in ausreichendem Maße zu nutzen.

Durch die Anwendung der FEV-Berechnungswerkzeuge in allen Phasen der Motorentwicklung wird der Design-Prozess mit Blick auf die finale NVH-Produktqualität maßgeblich unterstützt. Gemäß der Strategie „so einfach wie möglich, so genau wie nötig“ stehen für jede Phase die passenden Werkzeuge zur Verfügung.

Die Simulationswerkzeuge erlauben die Abbildung der gesamten Geräuschentstehungskette. Die anregenden Kräfte werden dem Mehrkörpersimulationswerkzeug „Virtual Engine“ entnommen. Hier gehen bereits die Schwingungseigenschaften wesentlicher Komponenten wie Kurbelwelle oder Lagerstruktur ein. Basierend auf den Ergebnissen der Mehrkörpersimulation folgt die Berechnung des Vibrationsverhaltens des Antriebstrangs mit Hilfe der „Dynamic Impact Response Analysis“. Aus den Oberflächengeschwindigkeiten wird mittels „Fast Estimation of Radiated Sound Power“ der abgestrahlte Luftschall bestimmt. Zusammen mit den Motorlagervibrationen ergibt sich das Fahrzeuginnengeräusch durch Berücksichtigung repräsentativer Fahrzeugtransferfunktionen („dB(VINS)“).

Am Ende dieser Kette stehen anhörbare Geräusche zur Verfügung, die eine direkte Bewertung mit Blick auf das Fahrzeuginnengeräusch erlauben. So wird eine zielgerichtete Optimierung von Motorstruktur und Bauteileigenschaften in besonderer Weise unterstützt.

Literatur

- [1] N. Alt, N. Wiehagen and M. W. Schlitzer, „Vehicle Interior Noise Simulation for Evaluating Prototype Powertrains in the Vehicle (Pt 1 & 2)“, Automobiltechnische Zeitschrift 5 und 6, 2001
- [2] N. Alt, C. Steffens, C. Pilath and G. Eisele, „Virtual Vehicle Interior Noise Simulation (VVINS)“, International Workshop on Virtual Product - Development of Automotive Powertrains, SPA, Belgien, 2005
- [3] R. Craig and M.C.: Bampton, „Coupling of Substructures for Dynamic Analysis“, AIAA Journal, Vol. 6, 07/1968
- [4] N. Alt, C. Steffens, C. Nussmann: „Low Noise Engine Development“, ASME Internal Combustion Engine Division, 2006
- [5] L. Cremer, M. Heckl: „Körperschall – Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen“, 2. Auflage Springer-Verlag, Berlin, 1996
- [6] F. G. Kollmann: „Maschinenakustik – Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung“, 2. Auflage Springer-Verlag, Darmstadt, 2000
- [7] S. Pischinger: „Verbrennungskraftmaschinen“, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, 2015
- [8] C. Steffens, C. Nussmann, K. Wolff, M. Atzler: „Modern CAE based Tools and Methods for Low Noise Engine Development“, 6th Symposium Automotive and Railroad Comfort 2010 Société des Ingénieurs de l'Automobile, Le Mans, 2010
- [9] M. Rebbert, C. Steffens: „Enhanced Powertrain development supported by dynamic analysis“, Virtual Powertrain Creation VPC, München, 2010
- [10] M. Bleijlevens, M. Kotwica, S. Lauer, C. Szasz: „Global vibration of large bore engines – optimization by simulation“, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 2014

Identification of the inherent impedances of subsystems, based on the acoustical response of a fully coupled system

Matthieu Grialou, Nicolas Totaro, Arnaud Bocquillet, Jean-Louis Guyader

Abstract

Vibroacoustic problems are usually driven by complex physical phenomena. Classical modeling methods generally have difficulties to correctly describe them. The PTF method (Patch Transfer Functions), which is based on substructuring, allows the examination of several acoustical subsystems coupled by elementary surfaces called patches. The acoustical behavior of each subsystem is condensed on these patches and can be estimated independently with various methods: finite element method, boundary element method, experimental testing, theoretical calculation ... Once the acoustical response of each isolated subsystem has been determined by the behavior of their patches, the whole system can be assembled using continuity relations. This leads to the prediction of the acoustical response of the fully coupled system.

However, this method relies on the prior knowledge of the inherent acoustical impedance of each uncoupled subsystem. This inherent property is often computed by numerical methods. Nevertheless, in many industrial applications, some subsystems are so complex (as encountered in a “trimmed structure”) that numerical methods commonly deliver unsatisfactory results. In this case the acoustical impedances can be obtained using experimental characterization. Unfortunately, in practical industrial situations, it is often impossible to characterize a standalone subsystem independently from others and measurements can only be carried out on a full scale system. Therefore, some subsystems cannot be characterized independently and mandatorily remain coupled with other ones.

The work presented here proposes an experimental method that allows to compute the inherent acoustical impedances of particular subsystems by using experimental information obtained from a fully coupled system. This experimental procedure requires measurements of the pressures and particle velocities on the patches of the fully coupled system. In this research paper, the theoretical framework of this method will be addressed. Finally, the results will be illustrated with an academic example.

Kurzfassung

Vibroakustische Probleme werden in der Regel durch komplexe physikalische Vorgänge gesteuert. Die korrekte Beschreibung der physikalischen Vorgänge durch klassische Modellierungsmethoden ist im Allgemeinen nicht möglich. Die Methode der Patch-Übertragungsfunktion PTF (PTF – Patch Transfer Functions), basiert auf Substrukturierung und ermöglicht die Koppelung verschiedener akustischer Subsysteme. Die Kopplung der Subsysteme erfolgt hierbei über Teilflächen, die sogenannten Patches. Das akustische Verhalten der Subsysteme wird durch die

Patches abgebildet, und muss unabhängig voneinander mit einer einschlägigen Methode bestimmt werden: z.B. Finite-Elemente-Methode, Randelementmethode, Versuch, analytische Berechnung ... Nachdem die akustische Antwort jedes einzelnen Subsystems auf das jeweilige Patch bezogen wurde, erfolgt eine Koppelung der Subsysteme anhand von Kontinuitäts-Beziehungen. Dies ermöglicht die Vorhersage der akustischen Antwort des gekoppelten Gesamtsystems.

Dennoch erfordert diese Methode die Kenntnis der inhärenten akustischen Impedanzen jedes angekoppelten Subsystems. In der Regel ist diese inhärente Eigenschaft anhand numerischer Verfahren erfassbar. In der Industrie existieren jedoch Subsysteme (z.B. „Trimmed Strukturen“), die so komplex sind, dass die numerische Verfahren unrealistische Ergebnisse liefern. Gegebenenfalls können in diesen Fällen die akustischen Impedanzen anhand einer experimentellen Charakterisierung bestimmt werden. In der Praxis ist es leider oft nicht möglich ein eigenständiges Subsystem zu charakterisieren. Somit können einige Subsysteme nicht unabhängig voneinander charakterisiert werden und die Koppelung zu anderen Subsystemen bleibt bestehen/erhalten.

In der vorliegenden Studie wird eine inverse experimentelle Methode vorgestellt, welche die Charakterisierung eines Subsystems anhand von Messungen an einem gekoppelten System ermöglicht. Die Methode stützt sich auf ein Messverfahren, welches die Messung von Schalldruck und Schallschnelle an der Schnittstelle des gekoppelten Subsystems erfordert. In der vorliegenden Ausarbeitung werden die theoretischen Grundlagen der Methode erläutert. Abschließend werden die Ergebnisse für ein akademisches Beispiel vorgestellt und analysiert.

1. Industrial Motivation

The presented subject “Identification of the inherent impedances of subsystems, based on the acoustical response of a fully coupled system” is part of a more general study concerning the sound transmission from the exhaust to the interior of a vehicle. Exhaust noise has a significant impact on the acoustic comfort and has to demonstrate the acoustics signature profile of the car brand. The driver and passengers perception of the exhaust noise is determined by the source, the transmission, and the receptor himself (**Figure 1**).

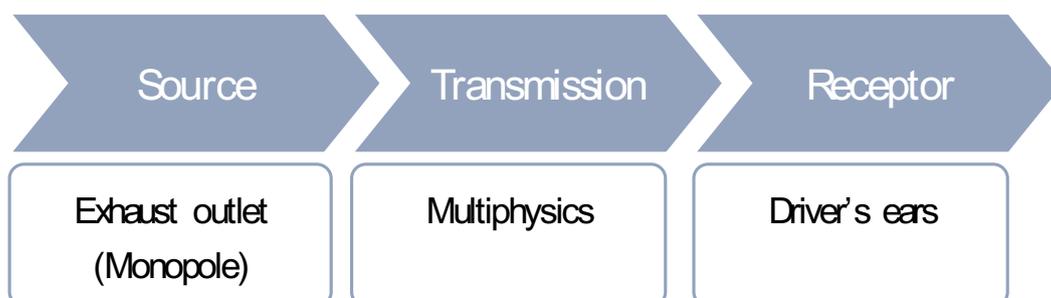


Figure 1: Factors of driver's and passenger's perception of exhaust noise: source, transmission, and receptor.

As the automotive manufacturer does not have any control over the receptor (driver's ears), the exhaust noise perception can be optimized only through source or transmission adjustment. The current trend of lightweight construction combined with engine downsizing adds more difficulties (**Figure 2**). Indeed, the reduction of the number of cylinders intensifies the excitation and the lightweight structure has an increased tendency to vibrate. Consequently, the demands for a descriptive and predictive method have grown.

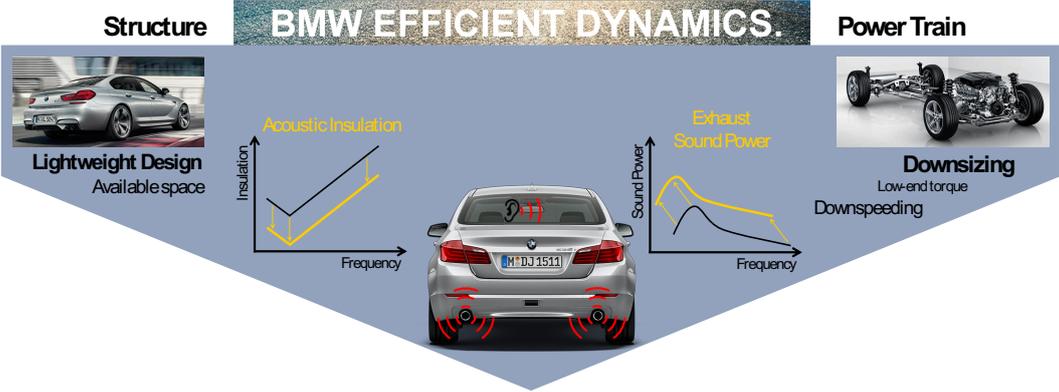


Figure 2: Schematic representation on how the BMW EfficientDynamics strategy leads to new challenges for the acoustic performance.

The presented study is focused on the sound transmission from the exhaust outlet to the interior of a vehicle. The exhaust outlet is idealized as a monopole point source of given strength. The transfer from this monopole point source to the passengers' ears is described as a transfer function with the unit $[\text{Pa}/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-2}]$. A practical, though non-rigorous, approach is to represent this transfer function as a sound insulation curve. When the monopole source is active (**Figure 3**) the sound pressure is measured simultaneously inside and outside of the vehicle with microphones. A sound insulation curve is represented in 3rd octave as the difference in dB between the sound pressure close to the monopole point source (reference microphone) and the sound pressure inside the vehicle (listening point).

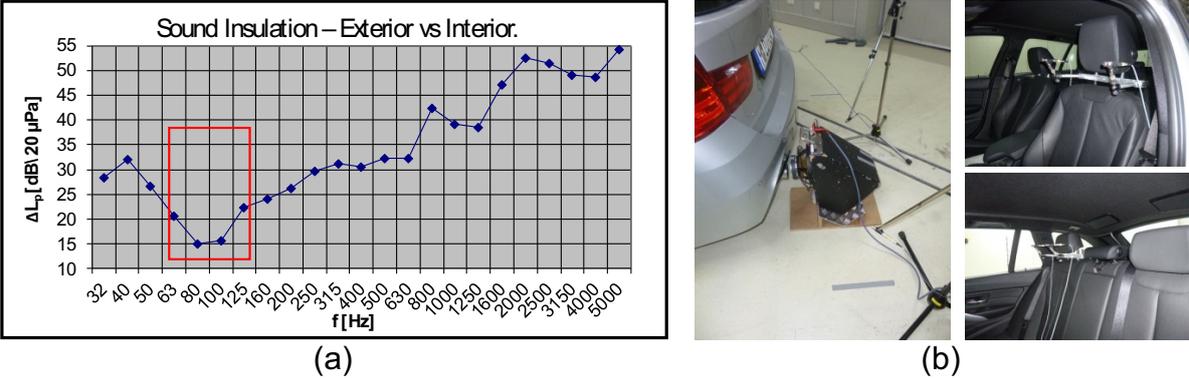


Figure 3: (a): Sound insulation in 3rd octave representation. A minimum is observed in low frequency range — marked with the red rectangle. This critical insulation could result in exhaust-inferred booming; (b): Measurement setup.

The curve of the sound insulation of a vehicle typically shows a minimum in the low frequency range. Depending on the vehicle's architecture this minimum could be observed in a frequency range from 30 Hz up to 140 Hz. At this frequency, the sound insulation is critical and might result in exhaust-inferred booming effect.

To certainly outline the problem of a low sound insulation, the descriptive method of the sound transmission from the exhaust to the interior of a vehicle should work at least within a frequency range starting from 20 Hz and ending up at 250 Hz.

2. Scientific motivation

Physically the noise propagation from the exhaust outlet to the cabin consists of three steps:

- Propagation of sound waves surrounding the outer skin of the vehicle and conversion into vibrations.
- Transmission of the vibrations from the external skin to the inner skin.
- Acoustic radiation from the inner skin inside the cabin to the passengers.

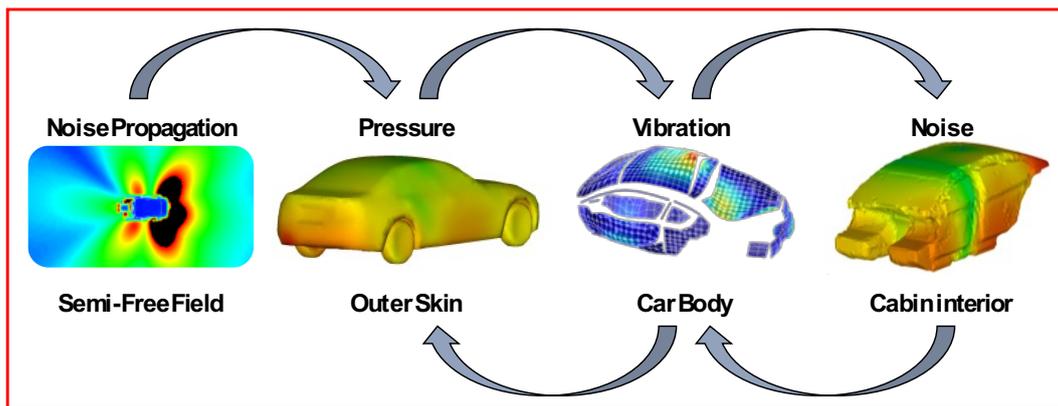


Figure 4: Sound propagation from the exhaust outlet to the cabin.

As illustrated in **Figure 4**, the coupling between the structure and the fluid has to be considered as a mutual coupling. The full coupling of the internal fluid and the structure means that the vibration has an influence on the acoustic pressure, and that this acoustic pressure retroacts on the structural vibration. This consideration complicates the model drastically compared to a direct coupled approach. The direct coupled approach is frequently used in acoustics and is a commonly accepted hypothesis. Nevertheless, in the case of exhaust-inferred booming, the industrial experience shows that this bidirectional coupling cannot be neglected. The coupling between the structural vibration and the external fluid has not yet been explored in depth. Therefore it cannot be dismissed and has to be taken into consideration. The method to be developed must be able to handle this large complication.

The phenomena happening during the exhaust noise transmission to the interior of a vehicle are complex and multiphysics. This results in two industrial drawbacks:

- No simulation software is able to predict precisely the sound insulation of a virtual vehicle within an acceptable effort.
- When the first prototypes are available, if a vehicle presents a booming problem, the solution might be found mainly on a *resource-consuming*, trial-and-error basis.

By utilizing the substructuring-based PTF method (Patch Transfer Functions), a coupled system can be considered as several acoustical subsystems connected together through elementary surfaces called patches (**Figure 5**). In term of methodology, the large and complex problem can now be broken down into simpler sub problems. Various methods then can be applied on these patches to calculate the acoustical behavior of each subsystem (**Figure 6**). Upon the attainment of these individual acoustical responses, the acoustical response of the fully coupled system can be predicted by re-assembling the subsystems using continuity relations.

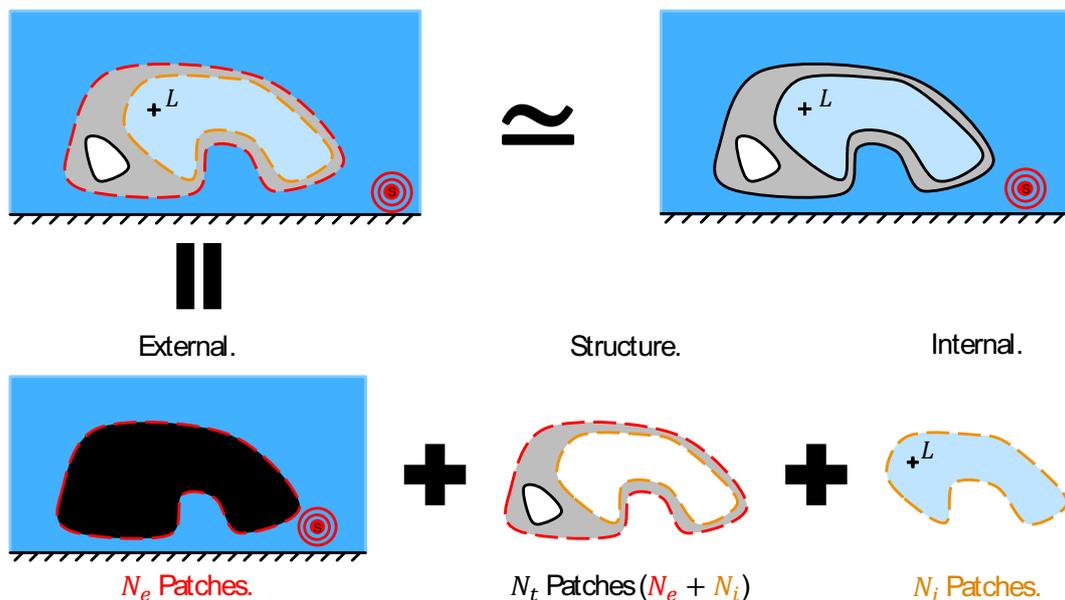


Figure 5: The schematic system represented here is a structure filled with air, placed in a semi-free field environment. A point source S is acting at the exterior, and a listening point is placed in the interior at position M . The method PTF (Patch Transfer Functions) is based on substructuring and allows the consideration of a coupled system as several acoustical subsystems coupled by elementary surfaces called patches.

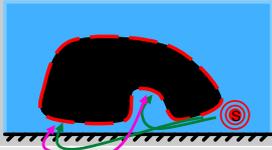
Domain.	External.	Structure.	Internal.
			
Physics.	Acoustics.	Structural noise.	Acoustics.
Method.	BEM.	TESTING or FEM.	FEM.
Point – Patch Matrix.	$\begin{bmatrix} Z_{1 \leftarrow S}^E(\omega) \\ Z_{2 \leftarrow S}^E(\omega) \\ \vdots \\ Z_{N_e \leftarrow S}^E(\omega) \end{bmatrix}$	Research!	$\begin{bmatrix} Z_{M \leftarrow 1}^I(\omega) \\ Z_{M \leftarrow 2}^I(\omega) \\ \vdots \\ Z_{M \leftarrow N_i}^I(\omega) \end{bmatrix}$
Coupling Matrix.	$\begin{bmatrix} Z_{11}^E & Z_{12}^E & \dots & Z_{1N_e}^E \\ Z_{21}^E & Z_{22}^E & \dots & Z_{2N_e}^E \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{N_e1}^E & Z_{N_e2}^E & \dots & Z_{N_eN_e}^E \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} Z_{11}^S & Z_{12}^S & \dots & Z_{1N_t}^S \\ Z_{21}^S & Z_{22}^S & \dots & Z_{2N_t}^S \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{N_t1}^S & Z_{N_t2}^S & \dots & Z_{N_tN_t}^S \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} Z_{11}^I & Z_{12}^L & \dots & Z_{1N_i}^I \\ Z_{21}^I & Z_{22}^I & \dots & Z_{2N_i}^I \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Z_{N_i1}^I & Z_{N_i2}^I & \dots & Z_{N_iN_i}^I \end{bmatrix}$

Figure 6: The acoustical behavior of each subsystem is reduced on their patches and has to be calculated independently with any available method. The results are presented with complex matrix algebra.

This approach, however, depends on acquaintance of the inherent acoustical impedance of each uncoupled subsystem. Numerical methods can help to determine this inherent property. This technique, nevertheless, does not always work on complex systems and can produce unsatisfactory results for many industrial applications. In these cases, the acoustical impedances can be obtained using experimental characterization. Even with this approach, the industries still find it hard and sometimes impossible to characterize a standalone subsystem, since measurements can only be carried out on a full scale system. Therefore, some subsystem still has to be characterized while remaining coupled with others — e.g. a full vehicle filled with air.

An inverse method using specific experimental information obtained from a fully coupled system should overcome this difficulty. This experimental procedure can be conducted by determining the pressures and particle velocities on the patches of the fully coupled system only — no information needed on the uncoupled subsystems. The method scheme and the results are explained with an academic case in chapter 4 “Inverse characterization of a subsystem”. As the inverse problem is — per definition — the reciprocal of a direct problem, the direct problem is presented first in chapter 3 “Coupling of linear subsystems”.

3. Coupling of linear subsystems

In this chapter, the theoretical background of the substructuring method PTF (Patch Transfer Functions) is discussed and illustrated with a simple geometry. An extensive description of the method can be found in [1].

3.1 Geometry and stating of the problem

The considered problem is a cavity “ C ” of volume V filled with air, bounded by rigid walls S_r . The walls form a parallelepiped volume of size L_x, L_y, L_z . A point source S of strength $Q(\omega): \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{C}$, is placed at coordinates $M_S(M_{Sx}, M_{Sy}, M_{Sz}) \in \mathbb{R}^3$. The listening point L is placed at coordinates $M_L(M_{Lx}, M_{Ly}, M_{Lz}) \in \mathbb{R}^3$. For the sake of notation simplicity, “ S ” and “ L ” are used indifferently to represent the nature of a point — source or listening point — and its position.

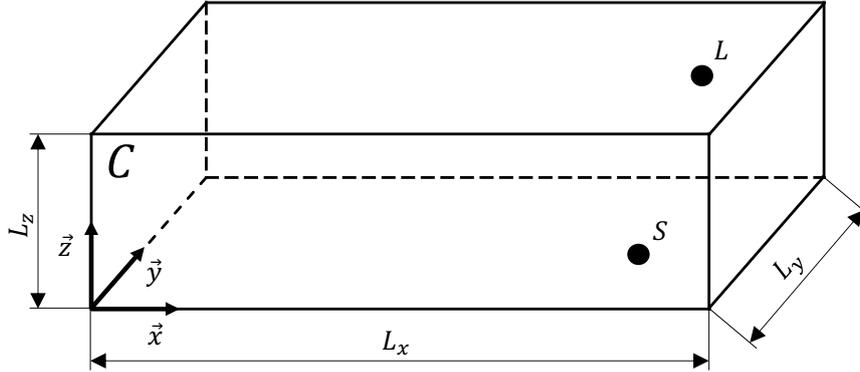


Figure 7: Geometry of the system “ C ”. A source S is positioned on point M_S . A listening point L is placed on point M_L .

The objective is to compute the sound pressure at the listening point L caused by the source S , and all the reflections in the cavity:

$$- P(L, S, \omega): (\mathbb{R}^3, \mathbb{R}^3, \mathbb{R}) \rightarrow \mathbb{C}$$

The problem is solved with two different approaches: An analytical solution presented in section 3.2 denoted in the following as “Reference solution” and an indirect method using substructuring is presented in section 3.3 denoted as “Resolution using the Patch Transfer Functions Method”.

3.2 Reference solution

The reference solution with introduction of a structural modal damping yields:

$$P(L, S, \omega) = Q(\omega)c^2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\phi_k(L)\phi_k(S)}{(\omega^2 - \omega_k^2 - i\eta_k\omega_k\omega)\Lambda_k} \quad (1)$$

Where $\phi_k(M)$ is the pressure of mode shape k at the point M , $Q(\omega)$ represents the source strength, Λ_k , k_k and η_k are respectively the norm, the angular frequency and the modal damping of mode k . The detailed calculations are presented in Appendix A.

3.3 Resolution using the Patch Transfer Functions Method

Step 1: Subdomain definition

The purpose here is to demonstrate the ability of the method Patch Transfer Functions to handle a strong coupling between two acoustical subsystems. Therefore, we consider that the system “C” is an assembly of subsystem “A” and subsystem “B” (**Figure 8**).

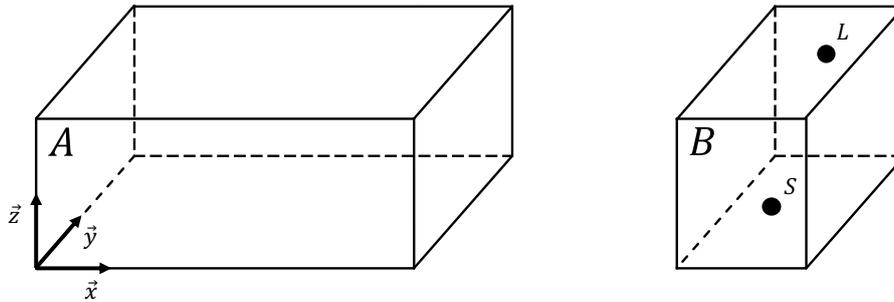


Figure 8: The coupled system — box “C” — is considered as being the coupling of two subsystems — boxes “A” and “B”.

Step 2: Coupling surface and division in patches

The subsystems “A” and “B” are coupled by a coupling surface. This coupling surface is divided into N elementary surfaces called patches. The patches are considered as independent pistons vibrating along their normal direction (**Figure 9**). It represents an approximation and the patches’ size influences the accuracy of the results. However, in light fluid, the results converges with a $\lambda/4$ criterion where λ is the smallest wavelength at the maximum frequency of interest [2].

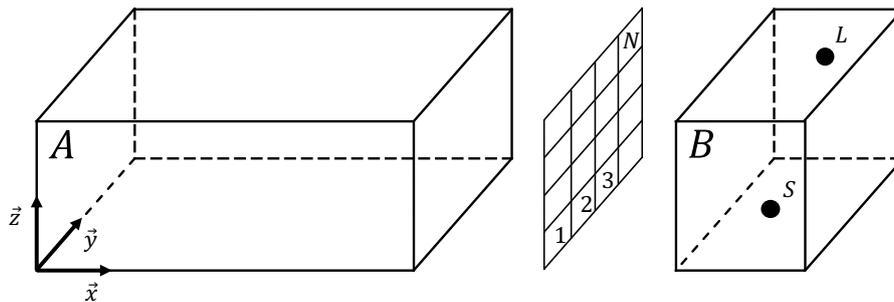


Figure 9: The coupling surface between the two subsystems “A” and “B” is discretized into N patches. These patches are acting like independent pistons vibrating along their normal direction.

For clarification purpose, the patches of each subsystem are indexed with a dual notation:

- The patches of the subsystem “A” are indexed indifferently with i and j .
- The patches of the subsystem “B” are indexed indifferently with i and j .

Step 3: Pressure on patches in each uncoupled subdomain

Pressure on patches of subsystem “A”

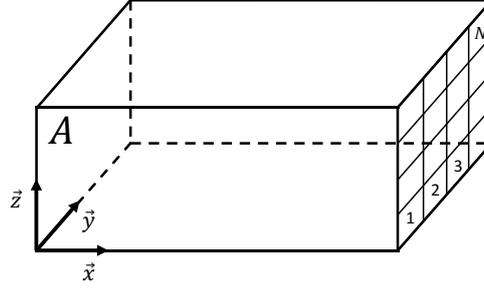


Figure 10: The subsystem “A” consists of a closed cavity where the opened coupling surface to subsystem “B” is replaced with N patches indexed i and j .

As there is no source in the subsystem “A” (**Figure 10**) the space average pressure on the patch i is linked exclusively to the velocity of all patches j — acting as sources — and all acoustical reflections on the rigid wall cavity:

$$P_i^A = \sum_{j=1}^N P_{i \leftarrow j}^A = \sum_{j=1}^N Z_{i \leftarrow j}^A \cdot V_j^A \quad (2)$$

Where $P_{i \leftarrow j}^A$ is the space average pressure on patch i due to the vibration of patch j and all reflections. V_j^A is the patch’s j velocity. $Z_{i \leftarrow j}^A$ is the patch to patch impedance, defined as the ratio between the mean pressure on patch i and the velocity of patch j , with all other patches blocked.

The impedance $Z_{i \leftarrow j}^A$ is given by:

$$Z_{i \leftarrow j}^A = i\omega\rho_0c^2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\langle \phi_k(N) \rangle_i \langle \phi_k(N) \rangle_j S_j}{(\omega^2 - \omega_k^2 - i\eta_k \omega_k \omega) \Lambda_k} \quad (3)$$

Where $\langle \phi_k(N) \rangle_i$ is the space average pressure of mode shape k on patch i , S_j is the surface of the patch j , Λ_k , ω_k and η_k are respectively the norm, the angular frequency and the modal damping of mode k . The detail calculation of equation 3 can be found in Appendix B.

Equation 2 can be written in a compact matrix form:

$$\{P_{Patch}^A\} = [Z_{Patch \leftarrow Patch}^A] \cdot \{V_{Patch}^A\} \quad (4)$$

Equation 4 represents a reflection of the behavior of the subsystem “A” on its interface — which is discretized into N patches. This relation stipulates that the pressures on all patches $\{P_{Patch}^A\} (N, 1)$ and their velocities $\{V_{Patch}^A\} (N, 1)$ are linked by an inherent property of the subsystem “A”. This inherent property is mathematically represented with a square matrix $[Z_{Patch}^A] (N, N)$ filled with patch-to-patch impedances $Z_{i \leftarrow j}^A$.

Pressure on patches of subsystem “B”

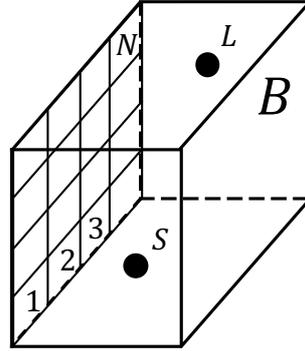


Figure 11: The subsystem “B” consists of a closed cavity where the opened coupling surface to the system “A” is replaced with N patches indexed i and j . The subsystem “B” contains the source S and the listening point L .

Similarly to the subsystem “A”, the space average pressure on patch i is linked to the velocity of all patches j — acting as sources — and all acoustical reflections on the rigid wall cavity. In addition, the source creates a space average pressure on each blocked patch noted $\tilde{P}_{i \leftarrow S}^B$. The effect of the source includes also the acoustical reflections on the rigid wall cavity:

$$P_i^B = \tilde{P}_{i \leftarrow S}^B + \sum_{j=1}^N P_{i \leftarrow j}^B = Z_{i \leftarrow S}^B \cdot Q(\omega) + \sum_{j=1}^N Z_{i \leftarrow j}^B \cdot V_j^B \quad (5)$$

$P_{i \leftarrow j}^B$ and $Z_{i \leftarrow j}^B$ of subsystem “B” are respectively similar to $P_{i \leftarrow j}^A$ and $Z_{i \leftarrow j}^A$ of the subsystem “A”. Therefore, $Z_{i \leftarrow j}^B$ is calculated with equation 3, using the modal parameters of subsystem “B”. $\tilde{P}_{i \leftarrow S}^B$ represents the space average blocked pressure on patch i when the source S is active. $Z_{i \leftarrow S}^B$ represents the impedance from the source to the blocked patch i .

The calculation of $Z_{i \leftarrow S}^B$ leads to:

$$c^2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\langle \phi_k(N) \rangle_i \phi_k(S)}{(\omega^2 - \omega_k^2 - i\eta_k \omega_k \omega) \Lambda_k} \quad (6)$$

The detailed calculation can be found in Appendix B.

Equation 5 can be written in a compact matrix form:

$$\{P_{Patch}^B\} = \{Z_{Patch \leftarrow S}^B\} Q(\omega) + [Z_{Patch \leftarrow Patch}^B] \cdot \{V_{Patch}^B\} \quad (7)$$

Equation 7 represents a condensation of the behavior of the subsystem “B” on its interface — which is discretized into N patches. This relation stipulates that the pressure on all patches $\{P_{Patch}^B\} (N, 1)$ and their velocities $\{V_{Patch}^B\} (N, 1)$ are linked by an inherent property of the subsystem “B”. This inherent property is mathematically represented with a square matrix $[Z^B] (N, N)$ filled with patch to patch impedances Z_{ij}^B .

In addition, the effect of the source is taken in consideration with the source strength $Q(\omega)$ and an impedance from source to patch $\{Z_{Patch \leftarrow S}^B\}$.

Step 3: Coupling Condition

If the two systems “A” and “B” happen to be in interaction, the inherent properties of each subsystem have to remain true. Mathematically, it means that the equation 4 describing the behavior of subsystem “A” at its interface must still be valid — as well as equation 7 for the subsystem “B”.

If we consider the interaction between the two subsystems as being a full coupling, there should be some *physical compromise* between the drive of each subsystem. The full coupling can be seen as a no-mass rigid connection between each pair of coincident patch i of both subsystems “A” and “B” (Figure 12).

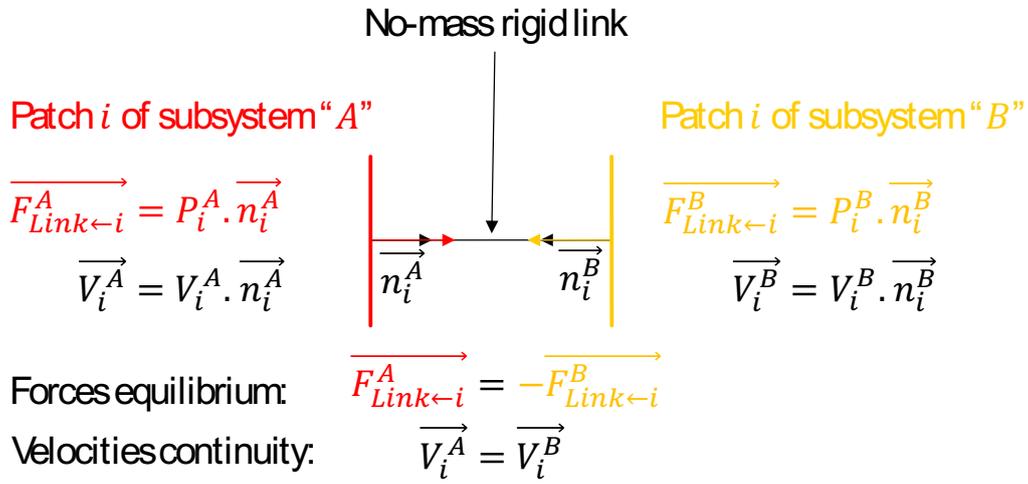


Figure 12: The full coupling of the subsystem “A” and “B” can be imagined as a no-mass rigid connection between each pair of coincident patch i of the two subsystems. The continuity of velocities and the dynamic equilibrium lead to equal velocities and opposed forces.

Considering the convention of outward patch’s normal vector (the convention choice is arbitrary and still has no influence over the physical result. However, the consistency with chosen convention is important), the full coupling between each pair of coincident patch i of subsystems “A” and “B” yields:

$$-V_i^A = V_i^B = V_i^C, \forall i \in [1, N]$$

or

$$-\{V_{Patch}^A\} = \{V_{Patch}^B\} = \{V_{Patch}^C\} \tag{8}$$

$$P_i^A = P_i^B = P_i^C, \forall i \in [1, N]$$

or

$$\{P_{Patch}^A\} = \{P_{Patch}^B\} = \{P_{Patch}^C\} \tag{9}$$

When the two subsystems “A” and “B” are coupled, the response to an arbitrary external stimulation (equations 4 and 7) is not arbitrary anymore, and corresponds to the behavior of the coupled system.

Response of the coupled subsystem “A”:

$$\{P_{Patch}^C\} = -[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A] \cdot \{V_{Patch}^C\} \quad (10)$$

Response of the coupled subsystem “B”:

$$\{P_{Patch}^C\} = \{Z_{Patch \leftarrow S}^B\} Q(\omega) + [Z_{Patch \leftarrow Patch}^B] \cdot \{V_{Patch}^C\} \quad (11)$$

From these two relations we derive the coupled velocity:

$$\{V_{Patch}^C\} = [Z_{Patch \leftarrow Patch}^A + Z_{Patch \leftarrow Patch}^B]^{-1} \cdot \{-Z_{Patch \leftarrow S}^B\} \cdot Q(\omega) \quad (12)$$

The coupled velocity $\{V_{Patch}^C\}$ represents the *physical compromise* between the drive of the two systems when they are forced to “work” together.

Step 4: Pressure at the listening point

Finally the pressure at the listening point can be computed with equation 15.

$$P(M) = Z_{L \leftarrow S}^B \cdot Q(\omega) + [Z_{L \leftarrow Patch}^B] \{V_{Patch}^C\} \quad (13)$$

Where $Z_{L \leftarrow S}^B$ (1,1) represents the source to point impedance, and $[Z_{L \leftarrow Patch}^B]$ (1, N) is the patch to point impedance (details in Appendix B).

3.4 Numerical experiment

In order to demonstrate the ability of the method to handle a strong coupling case, the box “C” is simulated numerically, considering that it is composed of two sub-boxes “A” and “B” (**Figure 13**). The numerical values are given in **Table 1**.

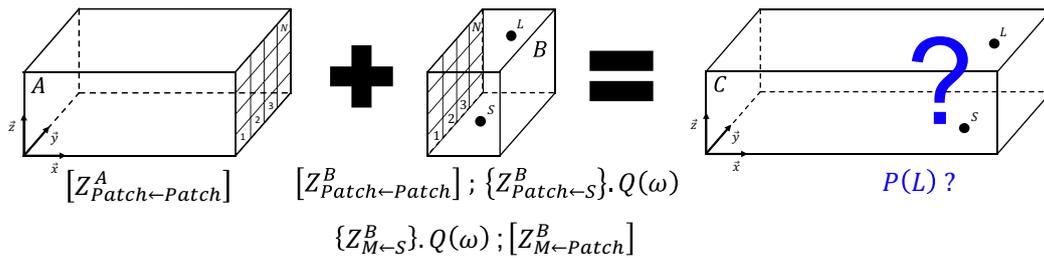


Figure 13: The box “C” is considered as being the coupling of sub-boxes “A” and “B”. The acoustical properties and response of each isolated sub-box is reduced on their patches: $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A]$; $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^B]; \{Z_{Patch \leftarrow S}^B\} \cdot Q(\omega); \{Z_{L \leftarrow S}^B\} \cdot Q(\omega); [Z_{L \leftarrow Patch}^B]$. A final assembly allows predicting the response of the fully coupled system “C”.

Table 1: Numerical values—boxes’ dimensions, source and listening point position, air density, sound celerity, modal damping, number and dimension of patches—for the numerical experiment.

	Box "A"	Box "B"	Box "C"
$(L_x; L_y; L_z)$	(3.78; 2.00; 1.40)	(1.22; 2.00; 1.40)	(5.00; 2.00; 1.40)
$(M_{Sx}; M_{Sy}; M_{Sz})$	—	(0.34; 0.35; 0.25)	(4.12; 0.35; 0.25)
$(M_{Lx}; M_{Ly}; M_{Lz})$	—	(0.72; 1.32; 1.23)	(4.50; 1.32; 1.23)
ρ_0	1.29 [kg.m ⁻³]		
c	340 [m.s ⁻¹]		
η_k	0.01		
Patches	70 Patches of size (0.20; 0.20)		—

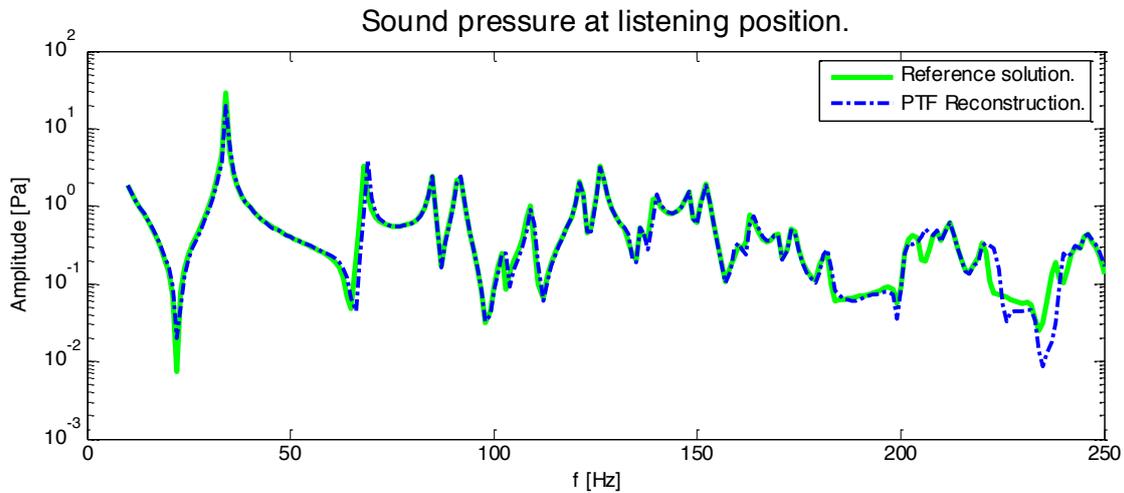


Figure 14: Sound pressure in the box "C" at the listening point L when the source S is active. The green curve represents the reference solution. The blue curves represents the result obtained with the substructuring method Patch Transfer Functions. From 200 Hz the result starts to be slightly different. It is the effect of the approximation of a continuum system with discrete patches. Obviously, the error vanishes when the patches become smaller.

In this chapter, the theoretical background of the substructuring method Patch Transfer Functions has been illustrated for a simple case. A numerical experiment shows the ability of the method to couple linear acoustic subsystems. The chapter 4 "Inverse characterization of a subsystem" tackles the inverse problem *i.e.* uncoupling a fully coupled system.

4. Inverse characterization of a subsystem

This chapter considers the fact that measurements can be done in the fully coupled system "C" only. With a special experimental setup and an inverse method the inherent properties of the subsystem "A" can be derived. For presentiveness the method is presented for the same geometry (Figure 15) as the one encountered in chapter 3, "Coupling of linear subsystems".

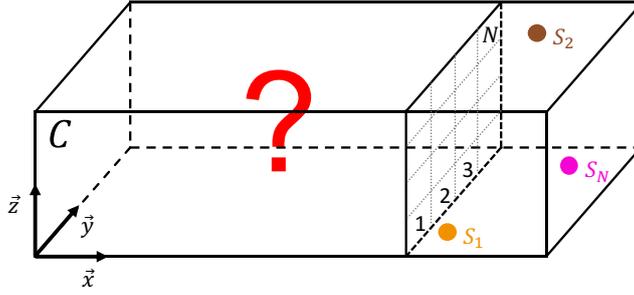


Figure 16: In the fully coupled system “C”, the source is placed sequentially at position S_1, S_2, \dots, S_N . Each source position is associated to one experiment where the pressure and the velocity is measured at the center of the supposed patches. The source shall not be in the subsystem being characterized.

For each experiment — source at a given position — the pressure and the velocity are measured at the center of the “supposed patches” of the subsystem “A”. The expression “supposed patches” emphasizes that in the coupled configuration (system “C”), there is no physical patch at the interface of the two systems. The matrices $[P]$ and $[V]$ are constructed according to (16) and (17). Finally equation 18, gives the inherent impedance of subsystem “A”.

4.2 Numerical experiment

The numerical experiment was carried out on the system “C” (**Figure 16**). The inherent impedance characteristic $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A]$ of subsystem “A” has been determined using the procedure presented in section 4.1. The matrix $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A]$ contains complex numbers, for each frequency line. **Figure 17** represents the amplitude of each element of $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A]$ at the frequency of 160 Hz.

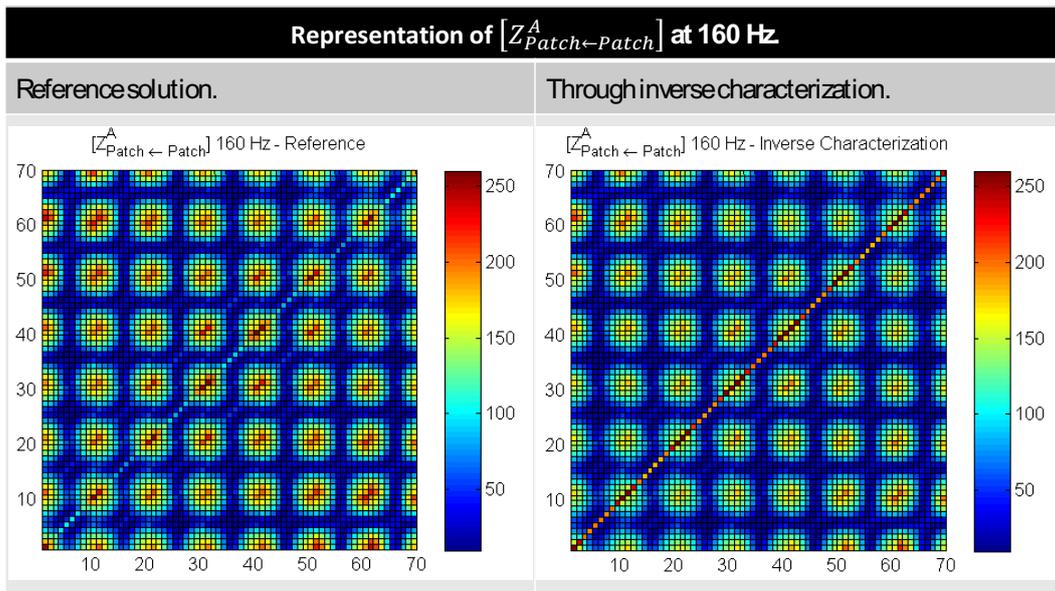


Figure 17: Representation of the amplitude of each element of the matrix $[Z_{Patch \leftarrow Patch}^A]$ at the frequency of 160 Hz. A good correlation is observed except on the matrix’s diagonal.

Considering that the numerical experiment was done without any matrix regularization, it provides convenient results. In order to verify the result quality for a large band width (10–250 Hz), the substructuring method Patch Transfer Functions presented in chapter 3 “Coupling of linear subsystems” has been applied with the property of subsystem “A” $[Z_{Patch\leftarrow Patch}^A]$ obtained with the experimental characterization (**Figure 18** and **Figure 19**).

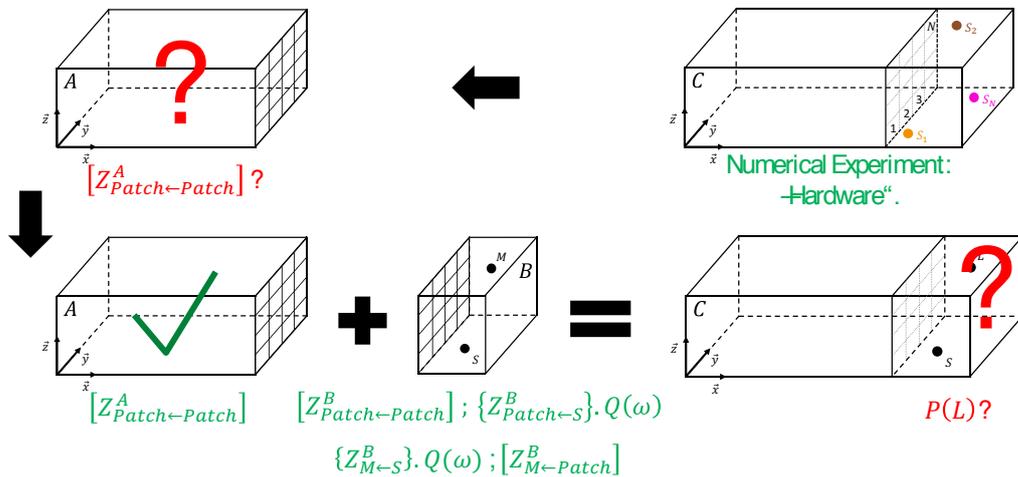


Figure 18: The impedance $[Z_{Patch\leftarrow Patch}^A]$ of the subsystem “A” has been obtained through a numerical experiment conducted on the coupled system “C”. This inherent property has been found without any prior information about the subsystem “A” or “B”. For the verification step the subsystem “B” is supposed to be perfectly known. In this way the fourth step of the substructuring method Patch Transfer Functions presented in section 3.3 can be performed. It allows calculating the sound pressure at the listening point L when the source S is active.

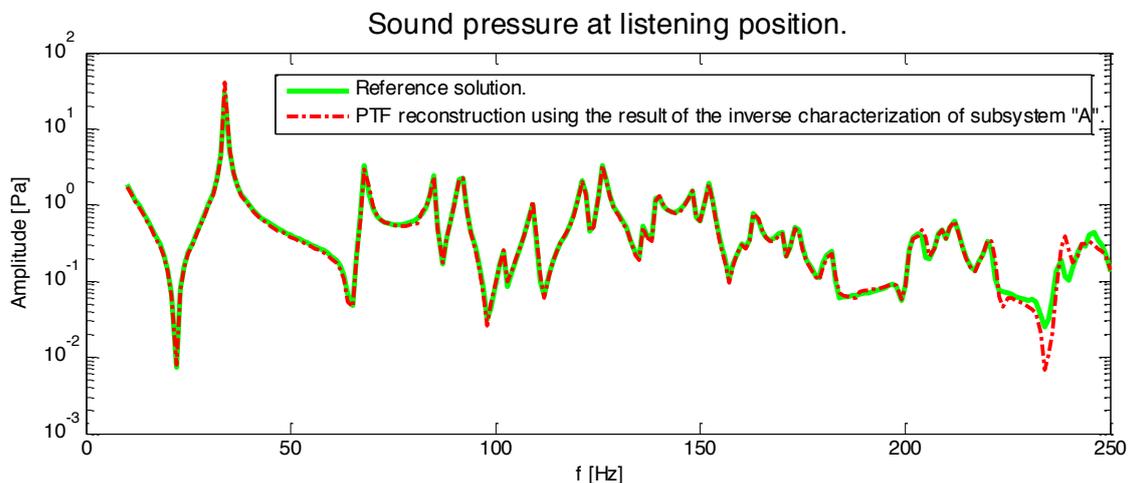


Figure 19: The result (red curve) happens to be, over the full frequency range (10–250 Hz), very close to the reference solution (green curve).

The sound pressure (**Figure 19**) at the listening point L, when the source S is active, happens to be very close to the reference solution over the full frequency range (10 – 250 Hz). It gives a supplementary way to verify the quality of the impedance $[Z_{Patch\leftarrow Patch}^A]$ obtained with the inverse method presented in this chapter.

5. Conclusion and Perspectives

In the automotive industry, exhaust noise has a significant impact on acoustic comfort. Passengers' exhaust noise perception can be optimized through adjustment of the sound transmission, from the exhaust outlet to the interior. This sound transmission happens to be critical in the low frequency range resulting in a risk of causing exhaust inferred booming noise. Unfortunately, the phenomena involved in the exhaust noise transmission to the interior of a vehicle are multiphysics and complex.

The Patch Transfer Functions method — based on substructuring — allows splitting the complexity of the phenomena into subsystems. Each subsystem's response is to be evaluated with whatever available method. The ability of the method to couple linear subsystems (briefly exposed in chapter 3) has already been demonstrated [1]. Nonetheless, this method is only viable with the prerequisite knowledge of the inherent acoustical impedance of each uncoupled subsystem. Often calculated through numerical methods, some systems (in the instance of a "Trimmed structure"), have to be characterized experimentally. In the case that some subsystems cannot be characterized independently and remain coupled with other ones — e.g. full vehicle filled with air — the system represents additional difficulty.

The inverse method presented in chapter 4 proposes an experimental method, allowing characterization of a particular subsystem — while coupled with another unknown subsystem. The experimental procedure counts on the knowledge of the pressures and the particle velocities at the subsystem interface. On the one hand, no *a priori* information about any system — system under characterization or the full system — is necessary to employ the method. On the other hand, as long as the vibroacoustic subsystem to be characterized has a linear behavior, the method is — from a theoretical point of view — applicable whatever the complexity of the system is: Presence of unknown trim, presence of unknown vibroacoustic components...

The first results — obtained numerically on a simple geometry — show that the method is able to handle the characterization of a strongly coupled subsystem. The robustness of the method concerning measuring uncertainty has not been proven yet. Then the method should be validated on more complex geometry, and finally experimentally on a full scale vehicle.

6. Acknowledgements

This study is financed by the BMW Group, and is realized within a collaboration with the Laboratory of Vibration and Acoustics of the University INSA Lyon.

This work was performed within the framework of the Labex CeLyA of Université de Lyon, operated by the French National Research Agency (ANR-10-LABX-0060/ ANR-11-IDEX-0007).

Appendix A. Analytical sound pressure in a cavity.

Stating of the problem:

The calculations of the sound pressure $P(M)$ and the particle velocity $\vec{V}(M)$, at any point M of a cavity are presented here on a general case. The calculations of impedances — derived from this general expression — are presented in Appendix B.

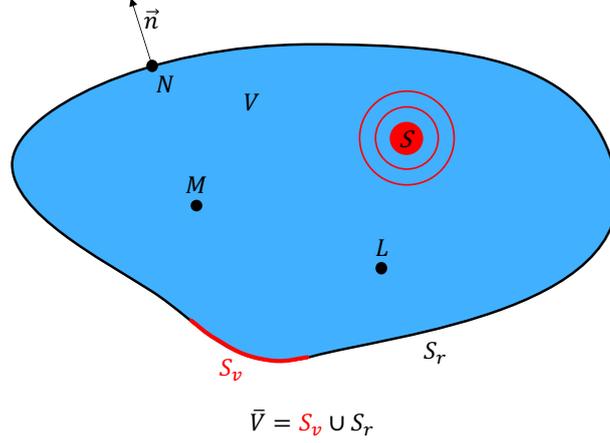


Figure 20: The general problem considered here is a cavity of volume V filled with air, bounded with rigid walls \vec{V} — outward unit vector normal \vec{n} . The enveloping rigid surface \vec{V} is partitioned into a vibrating surface S_v (where a normal velocity $\vec{V}(M) = V_n(M) \cdot \vec{n}$ is prescribed) and a blocked surface S_r (where the normal velocity is zero). A point source S of strength $Q(\omega): \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{C}$, is placed at coordinates $M_S(M_{Sx}, M_{Sy}, M_{Sz}) \in \mathbb{R}^3$. A listening point L is located at coordinates $M_L(M_{Lx}, M_{Ly}, M_{Lz}) \in \mathbb{R}^3$. For the sake of notation simplicity, “ S ” and “ L ” are used indifferently to represent the nature of the point — source or listening point — and its position. M represents an arbitrary point in the cavity, N represents an arbitrary point on the surface

Transcription of the physical problem into equations:

At any point M of the volume — except on the source S — the homogeneous Helmholtz equation is valid. The presence of a point source results in a singularity described with a Dirac distribution such as $\iiint_V \delta(M - M_S) = 1$:

$$\nabla^2 P(M) + k^2 P(M) = Q(\omega) \delta(M - M_S), \forall M \in V \quad (19)$$

Where ∇^2 is the Laplacian operator, k is the acoustic wavenumber.

On the vibrating surface S_v , Euler equation yields:

$$\vec{\nabla} P(N) \cdot \vec{n} = -i\omega \rho_0 V_n(N), \forall N \in S_v \quad (20)$$

Where $\vec{\nabla}$ is the gradient operator, ρ_0 is the density of air and ω is the angular frequency. On the no vibrating surface S_r , Euler equation yields:

$$\vec{\nabla} P(N) \cdot \vec{n} = 0, \forall N \in S_r \quad (21)$$

The cavity has inherent pressure Eigen modes ϕ_k verifying — per definition — the homogeneous Helmholtz equation (22) and the rigid boundary condition (23):

$$\nabla^2 \phi_k(M) + k_k^2 \phi_k(M) = 0, \forall M \in V \quad (22)$$

$$\vec{\nabla} \phi_k(N) \cdot \vec{n} = 0, \forall N \in S_r \cup S_v \quad (23)$$

Where k_k is the acoustic wavenumber of mode k . The normalization of this mode is such as:

$$\iiint_V \phi_l(M) \phi_k(M) dv = \Lambda_l \delta_{lk}, \forall M \in V \quad (24)$$

Where Λ_l is the norm of pressure Eigen mode l .

The pressure can be written on this orthogonal basis:

$$P(M) = \sum_{k=1}^{\infty} \xi_k(\omega) \phi_k(M), \forall M \in V \quad (25)$$

Where $\xi_k(\omega)$ is the modal amplitude of mode k .

Problem resolution:

Some mathematical symbolic calculation leads to the expression of $P(M)$. For concision purpose, some — non critical — calculation steps are omitted.

$\iiint_V ((19)\phi_k(M) - (22)P(M))dV$ yields:

$$\begin{aligned} & \iiint_V \phi_k(M) \nabla^2 P(M) - P(M) \nabla^2 \phi_k(M) dV + (k^2 - k_k^2) \iiint_V \phi_k(M) P(M) \\ & = \phi_k(S) Q(\omega) \end{aligned} \quad (26)$$

Green's theorem allows to consider the volume-integral over V , as a surface-integral over $S_v \cup S_r$. In addition the pressure $P(M)$ can be expressed using (25):

$$\begin{aligned} & \iint_{S_v \cup S_r} \left(\phi_k(N) \vec{\nabla} P(N) - P(N) \vec{\nabla} \phi_k(N) \right) \vec{n} ds \\ & + (k^2 - k_k^2) \iiint_V \left(\phi_k(M) \sum_{l=0}^{\infty} \xi_l(\omega) \phi_l(M) \right) dV = \phi_k(S) Q(\omega) \end{aligned} \quad (27)$$

The boundary conditions equations (20), (21) and (23) simplify, the surface-integral. For the volume-integral, using the orthogonality property of mode (24) — and some mathematical re-writing — the summation on index l and the index l itself vanish $\xi_l(\omega)$ becomes $\xi_k(\omega)$ and is expressed as:

$$\xi_k(\omega) = Q(\omega) \frac{\phi_k(S)}{(k^2 - k_k^2) \Lambda_k} + i\omega \rho_0 \frac{1}{(k^2 - k_k^2) \Lambda_k} \iint_{S_v} \phi_k(N) V_n(N) ds \quad (28)$$

The expression of $P(M)$ at any point of the volume is obtained using (25):

$$P(M) = Q(\omega) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\phi_k(M)\phi_k(S)}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} + i\omega\rho_0 \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{\phi_k(M)}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} \iint_{S_v} \phi_k(N)V_n(N)ds \right) \quad (29)$$

The velocity $\vec{V}(M)$ at any point of the volume is obtained using Euler's equation (30):

$$\vec{V}(M) = \frac{i}{\omega\rho_0} \vec{\nabla}(P) \quad (30)$$

Appendix B. Acoustic impedance in a cavity.

From the general expression of $P(M)$ — equation 29 — all the impedances $Z_{L \leftarrow S}, Z_{i \leftarrow j}, Z_{i \leftarrow S}, Z_{L \leftarrow j}$ can be derived:

Source to Point impedance $Z_{L \leftarrow S}$:

Definition: Ratio between the sound pressure at the listening point $P(L)$ — caused by the source placed at position S — and the source strength $Q(\omega)$. All surfaces in the system are blocked:

$$Z_{L \leftarrow S} = \frac{P(L)}{Q(\omega)} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\phi_k(M)\phi_k(S)}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} \quad (31)$$

Patch to Patch impedance $Z_{i \leftarrow j}$:

Definition: Ratio between the space average pressure on the surface S_i of patch i — S_i is a subsurface of S_r — and the normal velocity of patch j — surface $S_j = S_v$. The patch j is vibrating in a translation motion way along its normal — $V_n(N) = V_j(\omega), \forall N \in S_j$. All other surfaces in the system are blocked and the point source is inactive:

$$Z_{i \leftarrow j} = \frac{\langle P(M) \rangle_i}{V_j(\omega)} = \frac{\frac{1}{S_i} \iint_{S_i} P(M) ds}{V_j(\omega)} = i\omega\rho_0 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\langle \phi_k(N) \rangle_i \langle \phi_k(N) \rangle_j S_j}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} \quad (32)$$

Source to Patch impedance $Z_{i \leftarrow S}$:

Definition: Ratio between the space average pressure on the surface S_i of patch i — S_i is a subsurface of S_r — caused by the source placed at position S and the source strength $Q(\omega)$. All surfaces in the system are blocked.

$$Z_{i \leftarrow S} = \frac{\langle P(M) \rangle_i}{Q(\omega)} = \frac{\frac{1}{S_i} \iint_{S_i} P(M) ds}{Q(\omega)} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\langle \phi_k(N) \rangle_i \phi_k(S)}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} \quad (33)$$

Patch to Point impedance $Z_{L \leftarrow j}$:

Definition: Ratio between the sound pressure at listening position L and the normal velocity of patch j — surface $S_j = S_v$. The patch j is vibrating in a translation motion way upon its normal — $V_n(N) = V_j(\omega), \forall N \in S_j$. All other surfaces are blocked and the point source is not active:

$$Z_{L \leftarrow j} = \frac{P(L)}{V_j(\omega)} = i\omega\rho_0 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\phi_k(L)\langle\phi_k(N)\rangle_j S_j}{(k^2 - k_k^2)\Lambda_k} \quad (34)$$

Appendix C. Air damping introduction

The mathematical representation of energy loss in a system is still an opened question of physics. Nevertheless, the introduction of a structural modal damping — η_k of mode k — is a simple convenient approach. The modal damping is introduced changing the denominator “ $(\omega^2 - \omega_k^2)$ ” of any equation into “ $(\omega^2 - \omega_k^2 - i\eta_k\omega_k\omega)$ ” — respectively “ $(k^2 - k_k^2)$ ” into “ $(k^2 - k_k^2 - i\eta_k k_k k)$ ”.

Literature

- [1] Ouisse, Morvan, et al. "Patch transfer functions as a tool to couple linear acoustic problems." *Journal of vibration and acoustics* 127.5 (2005): 458-466.
- [2] Totaro, Nicolas, and Jean-Louis Guyader. "Efficient positioning of absorbing material in complex systems by using the patch transfer function method." *Journal of Sound and Vibration* 331.13 (2012): 3130-3143.
- [3] Veronesi, Giorgio. A novel PTF-Based experimental characterisation for poroelastic liners: Method and sampling criterion. Diss. Università degli Studi di Ferrara, 2015.

Neue Möglichkeiten auf dem Gebiet der experimentellen Modalanalyse

Jochen Schell, Jörg Sauer

Abstract

Laser vibrometry is a well established technique in vibration measurement. One of its most important applications is the experimental modal test. Technical progress over the last few years now offers some interesting new possibilities. The improvement in optical sensitivity leads to a better signal to noise ratio (SNR) and thereby facilitates identification of modes. A direct link to the FE world has been established. Measurements can be performed on the nodes of the FE model. This leads to a drastically improved correlation with simulation results, also for higher modes. Finally a synchronously measuring laser Vibrometer has been introduced very recently, which can be used for measuring transient and non-stationary events, non-contact and on many points simultaneously. These measurement capabilities are particularly important for transient vibration events in hot or delicate surfaces, where accelerometers can not easily be applied or would lead to a change of resonance frequencies.

The possibilities of automated 3D Scanning Laser Vibrometry will be briefly described. The workflow of an experimental modal test for model validation is described in detail for a sample application, using a brake disk as model component. Starting from the simulation model, it is shown how this grid is used for the measurement, how the test is conducted, showing the results, how modes are extracted from these results and which quality is achievable with this method.

Finally, a synchronously measuring Laser vibrometer is presented together with its applications.

Kurzfassung

Die Laservibrometrie ist inzwischen fest in der Schwingungsmesstechnik etabliert. Eine der großen Anwendungen ist nach wie vor der Einsatz für die experimentelle Modalanalyse. Die technische Weiterentwicklung der letzten Jahre eröffnet nun interessante neue Möglichkeiten. Die Verbesserung der optischen Empfindlichkeit führt zu einem besseren Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) und damit zur eindeutigeren Identifikation der Moden. Inzwischen ist auch eine sehr direkte Verzahnung mit der FE-Welt möglich. Messungen können automatisiert direkt auf den Knoten des FE-Modells durchgeführt werden, was zu einer stark verbesserten Korrelation auch höherer Moden führt. Schließlich existiert seit Kurzem ein synchron messendes Laservibrometer, mit dem auch transiente und instationäre Vorgänge berührungslos an vielen Punkten gleichzeitig gemessen werden können. Diese Messmöglichkeit kommt besonders bei transienten Vorgängen an heißen Objekten oder leichten Komponenten zum Tragen, bei denen Massebeladung die Eigenfrequenzen verstimmt.

Im Folgenden werden die Möglichkeiten der automatisierten 3D-Scanning-Laservibrometrie kurz beschrieben. Der Ablauf eines solchen Modaltests zur

Modellvalidierung wird anhand eines konkreten Fallbeispiels erläutert. Als Testobjekt dient eine Bremsscheibe. Ausgehend von einem Simulationsmodell wird gezeigt, wie das Simulationsgitter für die Messung verwendet wird, wie der Test abläuft, wie die Testergebnisse damit aussehen, wie aus diesen Ergebnissen Moden extrahiert werden und welche Qualität damit erreichbar ist.

Schließlich wird ein synchron an vielen Punkten messendes Laservibrometer mit einem Anwendungsbeispiel vorgestellt.

1. Einleitung: Experimenteller Modaltest mit Laservibrometern

Die experimentelle Modalanalyse ist ein zentraler Baustein in der Schwingungsoptimierung von Bauteilen. Ihr Ziel ist es, die Eigenschwingformen mit ihren zugehörigen Frequenzen und Dämpfungen zu bestimmen.

Neben dem experimentellen Modaltest wird seit vielen Jahren auch eine rechnerische Modalanalyse durchgeführt. Meist kommt als Werkzeug dabei eine Finite Elemente (FE) Simulation zum Einsatz, Eingangsparameter sind Materialeigenschaften und die exakte Geometrie. Solch eine simulative Modalanalyse bestimmt ebenfalls Eigenschwingformen und Eigenfrequenzen, meist ohne zuverlässige Dämpfungswerte. Die Simulation hat zum einen den Nutzen, dass neben den reinen Eigenmoden der Struktur ohne Einfluss der Umgebung auch die Reaktion auf eingeleitete Kräfte bestimmt werden kann. Zum anderen können damit auch die Auswirkungen von kleinen Modifikationen eines Bauteils vorhergesagt werden. Es ist also nicht mehr nötig eine große Anzahl von Prototypen zu bauen, die dann getestet werden müssen.

Die FE-Simulation kommt jedoch nach wie vor nicht ohne Testdaten aus. Ausgehend von den Testergebnissen werden Eingangsparameter für die Simulation überprüft, angepasst oder auch erst grundlegend bestimmt:

- Bei ungenügend bekannten Materialparametern wie z.B. für moderne Kompositstrukturen werden auch grundlegende Daten wie das Elastizitätsmodul aus dem Test entnommen.
- Auch bei bekannten Steifigkeitswerten wird die Dämpfung meist experimentell bestimmt.
- Die korrekte Simulation von Fügstellen ist schwierig und wird oft ebenfalls weitgehend durch Vergleich mit experimentell gewonnenen Daten durchgeführt.
- Jedes Modell muss natürlich zuerst generell validiert werden. Auch dies geschieht durch Vergleich mit Modaldaten, die aus dem Test extrahiert wurden.

Die direkten Testdaten sind nun, strenggenommen, nicht direkt mit den Ergebnissen der Simulation vergleichbar. Testdaten sind immer als Reaktion einer Struktur auf eine anregende Kraft zu betrachten. Moden aus der Simulation sind im einfachsten Fall von anregenden Kräften unabhängig, sind also konzeptionell etwas Anderes als Rohdaten aus dem Test. Um nun Testdaten mit Simulationsdaten vergleichen zu können, ist ein Zwischenschritt nötig: die Testdaten werden an ein Modell angepasst, es wird ein sogenannter Curve Fit durchgeführt. Im Test werden also Übertragungsfunktionen (z.B. Oberflächenschnelle zu einleitender Kraft) gemessen. An den gemessenen Satz von Übertragungsfunktionen wird nun ein Modell einer Reihe von harmonischen Oszillatoren angepasst, bis es bestmöglich mit den Messergebnissen übereinstimmt.

Aus der besten Anpassung werden dann die Parameter für den Satz der verwendeten harmonischen Oszillatoren entnommen: ihre Resonanzfrequenzen, also die Lage der Peaks, ihre Dämpfungen, also die Breite der Peaks und die Eigenschwingformen. Durch diesen Anpassungsvorgang eines Modells harmonischer Oszillatoren an die Messdaten werden modale Parameter bestimmt: Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfungen. Es werden also Moden aus den Testdaten extrahiert.

Diese extrahierten Moden können nun direkt mit den Moden der FE-Simulation verglichen werden. Die beiden Datensätze werden also korreliert. Damit kann zuerst die Güte des FE-Modells überprüft werden. Als nächster Schritt können nun die Parameter des FE-Modells angepasst werden, um eine möglichst gute Korrelation zu erhalten. Ein möglicher Wert, um die Güte der Korrelation zu bestimmen, ist (neben vielen anderen) der MAC (Modal Assurance Criterion) Wert. Er beschreibt etwas vereinfacht die „Ähnlichkeit“ der Eigenformen, die aus dem Test extrahiert wurden und denen aus der FE-Simulation.

Wenn die Tests mit Beschleunigungsaufnehmern durchgeführt werden, dann enthält das FE-Modell sehr viel mehr Knoten als das Messmodell Freiheitsgrade enthält (1D- oder 3D-Messpunkte). Ein detaillierter Vergleich über MAC-Werte ist daher meist nur für einfache (niedrige) Moden möglich. Höhere Moden mit komplizierteren Schwingformen sind in solchen Tests nicht mehr eindeutig unterscheidbar.

Weiterhin verändern Beschleunigungsaufnehmer die Massen- und Steifigkeitsverteilung. Die Messdaten werden also systematisch von den Simulationsergebnissen abweichen. Schließlich müssen die Winkel der Aufnehmer zu den Koordinatenachsen exakt bestimmt werden (Euler Winkel), was zu Ungenauigkeiten führt. Aus praktischer Sicht sind Tests auf weichen oder heißen Oberflächen schwierig für Messungen mit Aufnehmern.

Konzeptionell ist bei Verwendung von Aufnehmern folgendes Problem zu lösen:

- Die Messdaten enthalten nur eine geringe Anzahl von Freiheitsgraden an Punkten, deren Geometrie meist manuell bestimmt werden muss.
- Diese Messergebnisse müssen nun zum Abgleich mit einem detaillierten FE-Modell mit vorgegebener Geometrie verwendet werden.

Laservibrometer haben einige Vorteile:

- Sie arbeiten berührungslos, beeinflussen also die Struktur nicht.
- Auch heiße, weiche oder sensible Oberflächen sind messbar.
- Die Messpunkte sind „virtuell“, nur durch die Ausrichtung des Messlasers bestimmt. Damit können sehr einfach andere oder zusätzliche Messstellen gewählt werden.

Scanning-Laservibrometer bieten darüber hinaus den Vorteil, dass das Messgitter per Software bestimmt werden kann. Damit ist es z.B. möglich, ein Messnetz aus der Simulation zu übernehmen. Es wird also dann direkt auf den Knoten der Simulation gemessen, im Koordinatensystem der Simulation. Es sind also keine manuellen Übertragungsschritte von Simulation zu Test und zurück mehr nötig. Sowohl das Messnetz als auch die gemessenen Daten können als Dateien ausgetauscht werden. Da direkt die Knoten der Simulation für die Messung verwendet werden, ist die Korrelation einfach und direkt möglich. Da die Anzahl der Messpunkte erheblich höher

ist als bei Verwendung von Beschleunigungsaufnehmern (virtuelle Messpunkte), können auch kompliziertere Moden mit guten MAC-Werten korreliert werden. Schließlich ist noch eine Automatisierung mit Hilfe von Robotik möglich, so dass auch komplexe 3D-Geometrien komplett von allen Seiten automatisiert gemessen werden können.

Scanning-Laservibrometer messen sequentiell und benötigen daher stationäre Anregungsbedingungen oder wiederholbare Transienten. Bei den meisten Tests stellt dies kein Problem dar und die Tests können so mit einer sehr guten räumlichen Auflösung durchgeführt werden, was zu sehr guten MAC-Werten für den Vergleich mit der Simulation führt.

In manchen Fällen kann jedoch die Anregung nicht beliebig oft wiederholt werden. Beispiele könnten Ground Vibration Tests für Satelliten oder anspruchsvolle Motorhochläufe sein, sowie auch Anregungen durch Schlag oder Absprengen von Teilen. Für solche Fälle wurden bisher entweder Aufnehmer verwendet (mit den bekannten Nachteilen), oder eine Reihe von parallel messenden Einpunkt-(nicht-scannenden) Vibrometern. Diese letzte Methode funktioniert zwar gut, ist aber sehr aufwändig. Seit kurzem existiert nun ein parallel messendes Laservibrometer-System mit bis zu 48 Kanälen, das sogenannte Multipoint Vibrometer (MPV) womit auch Bewegungen als Folge von Einmal-Ereignissen gemessen werden können.

2. Vibrometrie-Systeme

2.1 3D-Scanning-Vibrometer

Die Laser Doppler Vibrometrie ist ein inzwischen seit vielen Jahren etabliertes Verfahren zur berührungslosen Schwingungsmessung [1] - [4]. Grundsätzlich handelt es sich dabei um ein interferometrisches Verfahren. Trifft der ausgesendete Laserstrahl des Geräts auf eine schwingende Oberfläche, so wird das rückgestreute Licht in seiner Phase und Frequenz moduliert. Durch Messung dieser Modulation wird so die Bewegung des Auftreffpunktes des Laserstrahls mit sehr hoher Präzision gemessen. Je nach Frequenzbereich der Schwingung sind dabei Wegauflösungen im nm – pm Bereich möglich.

In einem Scanning-System wird nun mit Hilfe von Ablenkspiegeln ein ganzes Gitter von Messpunkten sequentiell abgetastet. Damit werden Schwingformen auch von komplexen Oberflächen mit guter räumlicher Auflösung dargestellt. Der Scan-Prozess, die Datenerfassung und die Visualisierung der Schwingformen erfolgt in der Software, die integraler Bestandteil des Systems ist. Weiterhin enthält das System auch einen Frequenzgenerator, ebenfalls integriert in die Software, der zur Schwingungsanregung verwendet werden kann. Das Polytec Scanning Vibrometer (PSV) erlaubt es also beispielsweise, ein Bauteil breitbandig zu Schwingungen anzuregen, die Oberfläche abzutasten und dann unmittelbar nach Ende der Messung die Schwingformen für jede angeregte Frequenz animiert darzustellen.

Da auch Koordinaten für alle Punkte hinterlegt sind, können diese Daten exportiert werden und beispielsweise für einen rechnerischen, Abgleich mit Simulationsdaten verwendet werden.

Bei den verwendeten 3D-Systemen wird auf jedem Messpunkt nicht nur entlang einer einzelnen Strahlrichtung gemessen (1D-Schwingungsdaten), sondern mit Hilfe von drei Messköpfen mit Strahlen aus drei unterschiedlichen Richtungen. Damit können

3D-Schwingungsdaten gemessen und visualisiert werden. Mehr Details zur Arbeitsweise eines 3D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometers finden sich auch in [5].

Das Bild 1 zeigt einen frühen Aufbau bei Daimler Benz aus dem Jahre 2005 [6]. Ein 3D-Scanning-Vibrometer wurde hier für einen experimentellen Modaltest eingesetzt. Für eine Messung von verschiedenen Seiten wurden die drei Messköpfe manuell umgestellt und neu eingelernt. Die Daten wurden im Folgenden einer Modalextraktion unterzogen und mit Simulationsdaten verglichen.



Bild 1: 3D-Scanning-Vibrometer-Aufbau aus dem Jahre 2005

2.2 RoboVib

Mit einem 3D-Scanning-Vibrometer kann die 3D-Bewegung aller Oberflächenpunkte erfasst werden, die von allen drei Messköpfen erreicht werden können. Der Scanbereich der Ablenkspiegel beträgt $50 \times 40^\circ$. Sollen Punkte gemessen werden, die außerhalb des möglichen Scanbereichs liegen oder die durch andere Teile des Messobjekts abgeschattet sind, so können die Scanköpfe manuell an eine andere Stelle transportiert werden, von der aus diese Punkte erreichbar sind. Die neue Position wird dann eingelernt. Damit ist es möglich, die Messungen aus den unterschiedlichen Richtungen zu einer einzigen Ergebnisdatei zu kombinieren. Allerdings handelt es sich dabei um einen manuellen Vorgang, bei dem die Messköpfe bewegt werden müssen und die neue Position mit Hilfe eines neuen sogenannten 3D-Abgleichs eingelernt werden.

Seit wenigen Jahren existiert nun ein automatisiertes Verfahren dazu: die Verwendung eines sogenannten RoboVib-Prüfstandes. Es handelt sich dabei um die Verbindung eines 3D-Scanning-Vibrometers mit Industrierobotik der Firma KUKA zur Positionierung der Messköpfe. Das folgende Bild 2 zeigt den verwendeten RoboVib-Prüfstand.

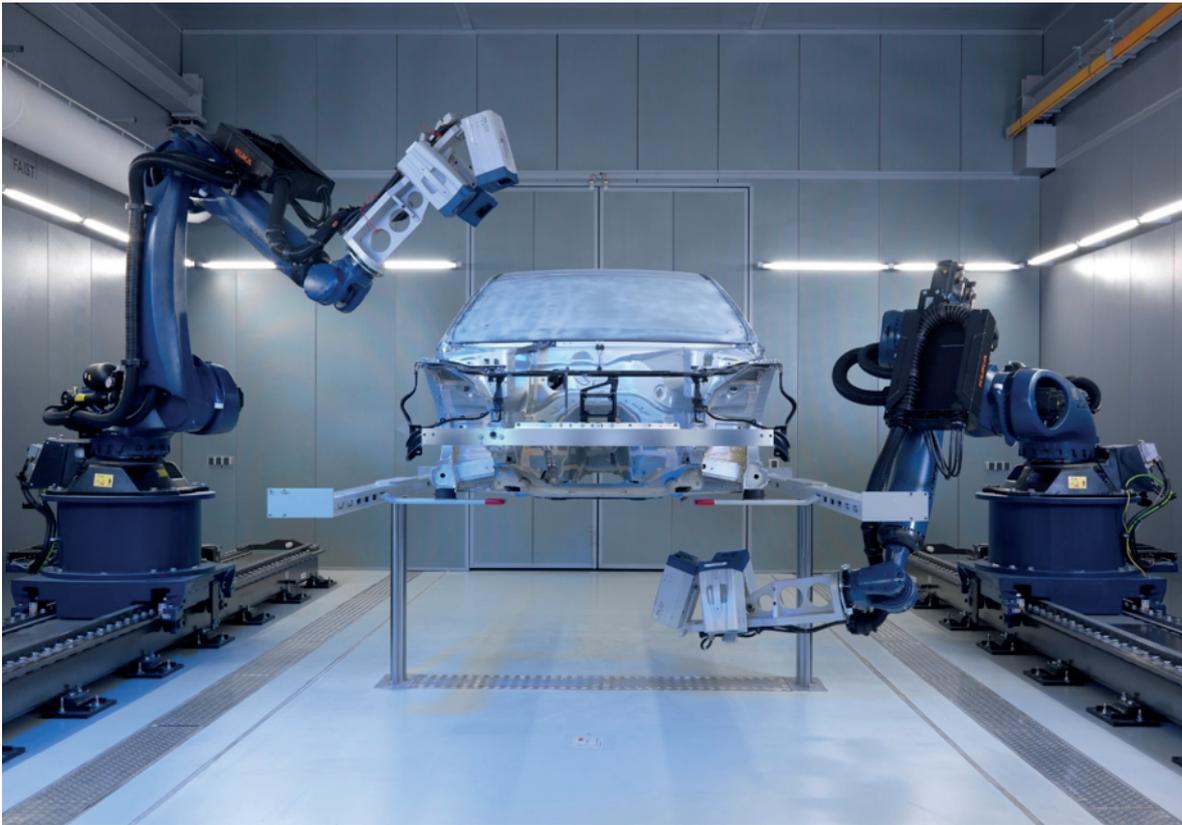


Bild 2: RoboVib-Prüfstand bei der Polytec GmbH in Waldbronn, © Polytec

Bei Verwendung des RoboVib-Systems muss nur noch einmal zu Beginn der Messung ein Geometrieabgleich durchgeführt werden. Bei Umpositionierung der Messköpfe durch den Industrieroboter ist die neue Position durch die Roboterencoder exakt bekannt und der nötige neue 3D-Abgleich wird automatisch berechnet. Dies ermöglicht eine automatisierte Messung vieler verschiedener Ansichten eines komplexen 3D-Körpers.

Der Messablauf ist folgender:

Zuerst werden an vier markanten Punkten des zu vermessenden Objekts die Geometriedaten erfasst und zum Einlernen verwendet. Danach wird ein Messgitter entweder importiert, wenn z.B. aus der Simulation bereits vorhanden, oder sukzessive aus jeder Roboterposition erzeugt. Ist ein Geometriemodell vorhanden, kann die Ermittlung der Messdaten in Bezug auf das dadurch vorgegebene Objektkoordinatensystem erfolgen. Ansonsten wird das systemeigene Koordinatensystem verwendet.

Anschließend werden manuell Roboterpositionen eingelernt, aus denen nach und nach alle Messpunkte erreicht werden können. Die Software berechnet automatisch, welche Punkte aus welcher Position am besten erreicht werden können.

Nach einem manuellen Test des so erstellten Roboterprogramms kann dann eine vollautomatische Messung gestartet werden. Der Roboter positioniert die Messköpfe an die erste Position, lädt den dort gültigen 3D-Abgleich und die Menge der erreichbaren Punkte und darauf wird gescannt. Nach Ende verfährt der Roboter an die nächste Position, lädt wieder den 3D-Abgleich und die erreichbaren Punkte, usw. bis alle Punkte gemessen sind.

Mit diesem System ist es also möglich, ein Messgitter aus der Simulation direkt zu importieren und die Knoten als Messpunkte zu verwenden, welche automatisch nach und nach angefahren und gemessen werden. Damit können rückwirkungsfreie Messungen auf sehr vielen Messpunkten durchgeführt werden. Dies ermöglicht eine detaillierte Korrelation auch komplizierter Moden aus Simulation und Test.

2.3 Multipoint Vibrometer

Zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Textes ist das Multipoint Vibrometer im Prototypenstadium. Es wird in Kürze vorgestellt. Es handelt sich um ein fasergekoppeltes System. Eine infrarote Laserquelle wird auf jeweils 8 Messköpfe mit interferometrischem Aufbau aufgeteilt. Die Rohsignale der Köpfe werden digitalisiert und dann ebenfalls gemeinsam auf der CPU des Auswerterechners demoduliert. Die so entstandenen Messsignale werden digital zu einem gemeinsamen PC zur Anzeige und Speicherung übertragen. Es sind bis zu 6 Module à 8 Messköpfe möglich, so dass bis zu 48 Kanäle zeitsynchron gemessen werden können. Bild 3 zeigt einen Aufbau mit 16 parallelen Messkanälen.



Bild 3: Multipoint Vibrometer mit 16 zeitsynchron messenden Kanälen, © Polytec

Dieses System kann also zum Einsatz kommen, wenn die Anregung nicht oder nicht einfach wiederholbar ist, oder ein rein transientes Ereignis vorliegt. Man erhält damit Messdaten an bis zu 48 Kanälen. Das sind typischerweise deutlich weniger als bei Verwendung eines Scanning Systems, jedoch sind sie alle zeitsynchron

aufgenommen. Das System entspricht also 48 Beschleunigungsaufnehmern, jedoch ohne die Einschränkung (Massebelegung, räumliche Ausdehnung, Temperaturbeständigkeit) dieser taktilen Messmethode.

3. Fallbeispiele

3.1 Fallbeispiel 1: Automatisierte, hochaufgelöste Modalanalyse mit RoboVib zum Modellabgleich

Die Möglichkeiten einer hochaufgelösten Modalanalyse und ihrer Verzahnung mit der Simulation wurden anhand eines Fallbeispiels untersucht. Gegenstand war eine Bremsscheibe. Von dieser Scheibe wurde zum einen eine FE-Simulation durchgeführt. Zum anderen wurde das FE-Gitter exportiert und als Messgitter für die Schwingungsmessung mit einem RoboVib-System verwendet. Der genaue Ablauf der Messung und der Modalextraktion für die darauffolgende Korrelation wird im Folgenden erläutert.

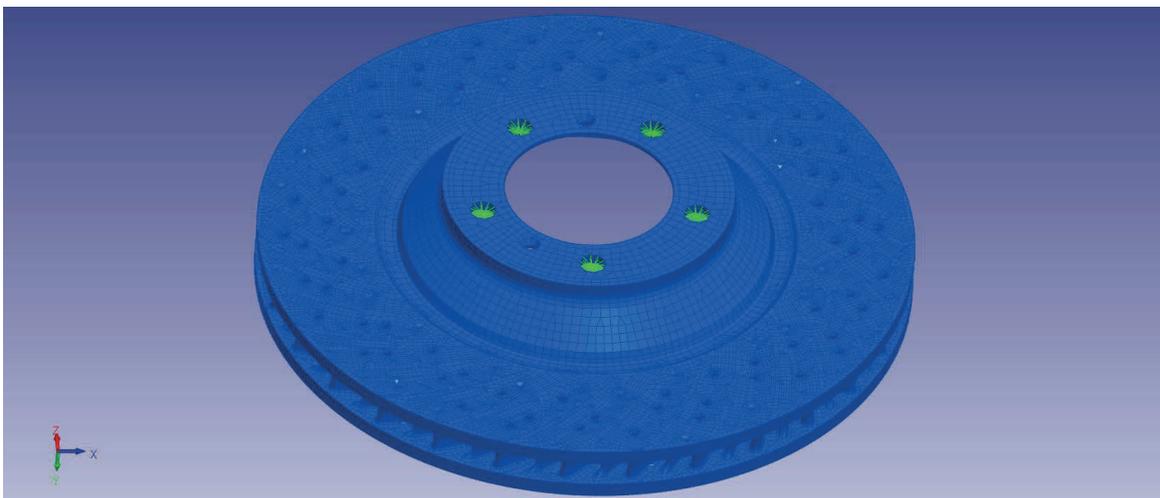


Bild 4: Importiertes FE-Modell mit ca. 150.000 Knoten

Das obige Bild 4 zeigt das FE-Modell. Es handelt sich um ein Schalenmodell mit ca. 150.000 Knoten. Dieses Netz wird als Datei in Universal File Format in die Polytec Software (PSV) importiert. Vier markante Punkte des Netzes wurden zum Einlernen der Position des Messobjektes verwendet. Dazu wird der Schnittpunkt der drei Laserstrahlen nacheinander auf diese markanten Positionen gebracht, die entsprechende Position des Roboterarms gespeichert und diesen Positionen die Koordinaten aus dem FE-Netz zugewiesen. Das folgende Bild 5 illustriert den Vorgang.

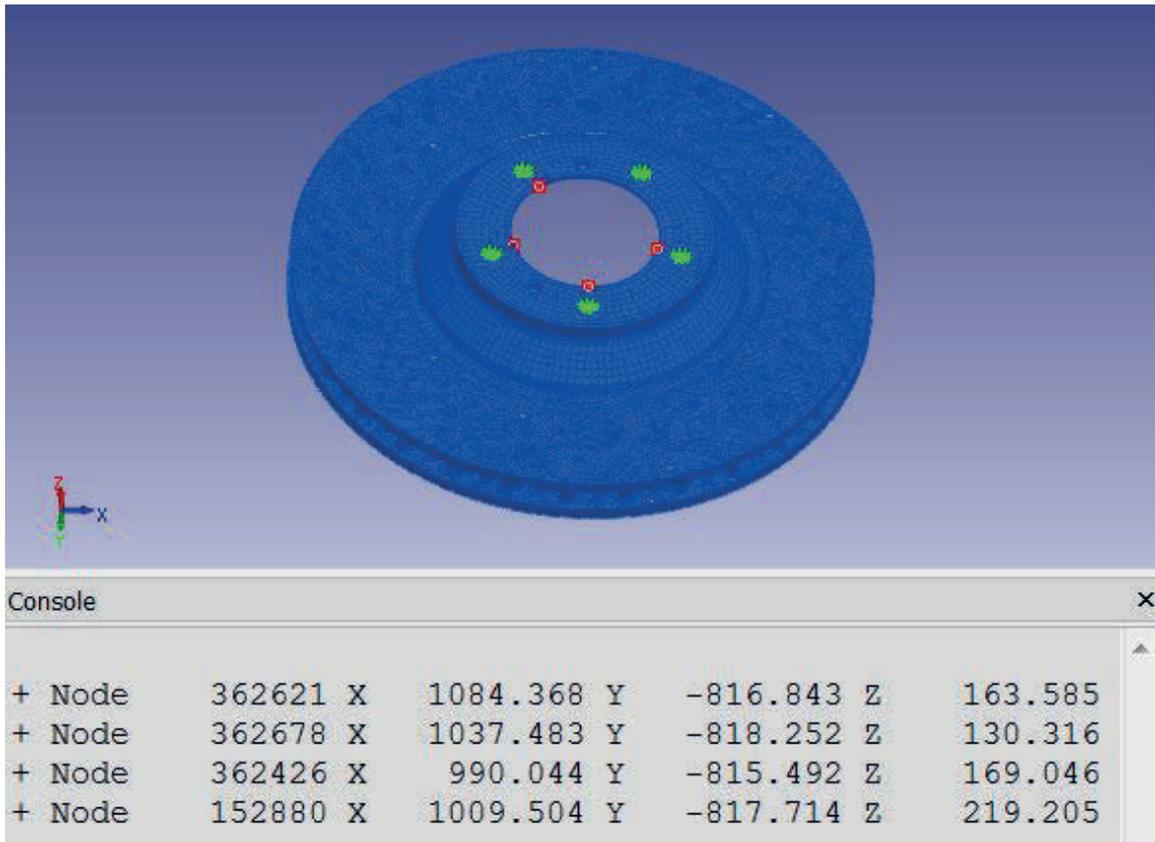


Bild 5: FE-Modell mit Abgleichpunkten

Als Nächstes wird das importierte FE-Netz vergrößert, da die Messung auf 150.000 Punkten zwar möglich, aber sehr zeitintensiv wäre. Zudem wäre eine solche Ortsauflösung, wie sie die FE-Methode erfordert, selbst für die Darstellung komplizierter Moden bei weitem nicht nötig. Das Netz wurde daher auf ca. 5.000 Punkte vergrößert. Dabei wurden nur Punkte gelöscht, aber nicht verschoben. Die 5.000 verbleibenden Punkte liegen an ihren Originalpositionen mit ihren ursprünglichen Indizes. Dies erleichtert die spätere Korrelation. Bild 6 verdeutlicht die Vergrößerung.

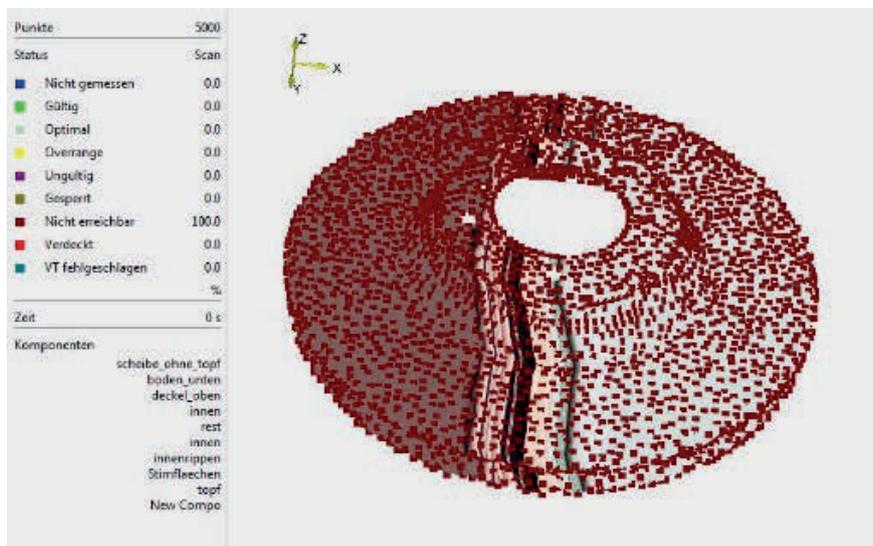


Bild 6: Vergrößerung des FE-Netzes auf ca. 5.000 Messpunkte

Im Anschluss wurden manuell ca. 20 Roboterpositionen einprogrammiert, von denen aus das komplette Messobjekt von allen Seiten aus mit Hilfe der Scanspiegel gemessen werden kann (Bild 7). Das Einlernen der Referenzpunkte, das manuelle Programmieren der Positionen und der Test des entstandenen Roboterprogramms benötigen ca. ½ - 1 Tag Arbeitszeit.

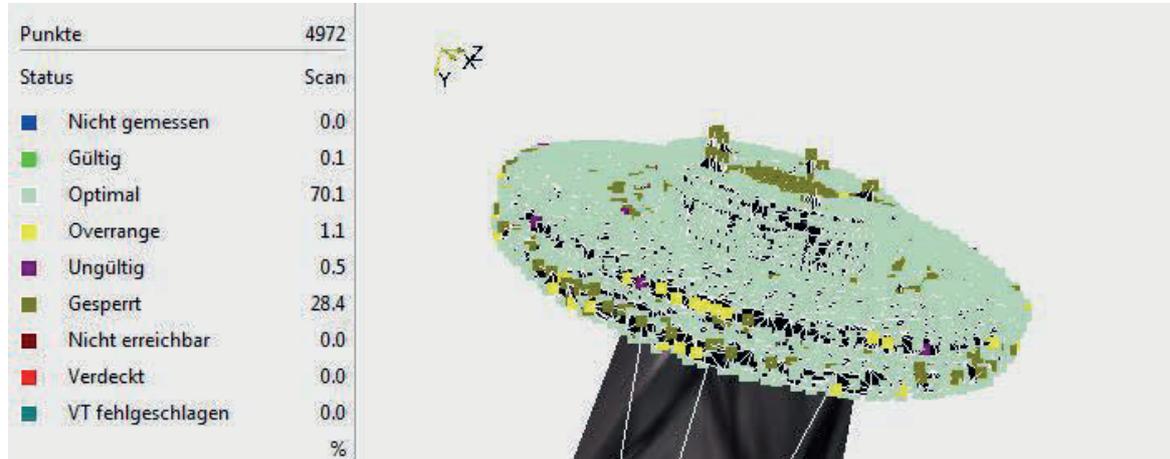


Bild 7: Messung mit Hilfe verschiedener Roboterpositionen und Scanspiegel

Als Anregung wurde ein automatischer Modalhammer verwendet, der schräg zu den Achsen anschluss, um möglichst viele Moden anzuregen. Der Modalhammer eliminiert den Einfluss des Impedanzaufnehmers, der mit der Verwendung des sonst verwendeten elektrodynamischen Shakers einhergeht. Gleichzeitig erlaubt er eine Anregung auch hoher Frequenzen, wie für dieses Experiment gefordert. Die nachfolgenden Darstellungen (Bild 8) zeigen den Aufbau.

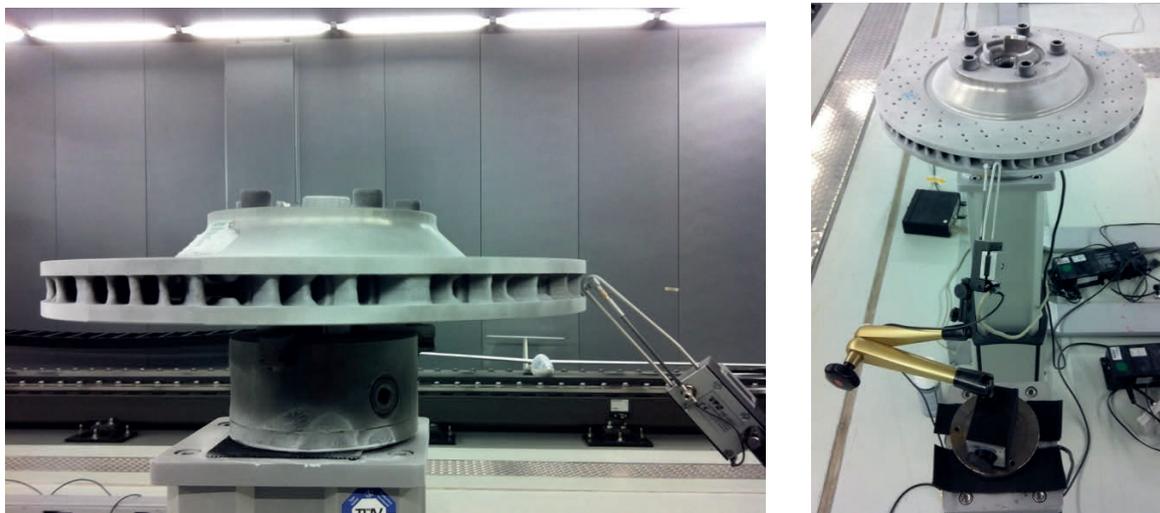


Bild 8: Messaufbau für die Anregung mit automatischem Modalhammer

Der Frequenzbereich bis 10 kHz wurde ausgewertet. Im Bild 9 ist exemplarisch ein gemittelttes Spektrum der Übertragungsfunktion Geschwindigkeit/Kraft über alle Punkte dargestellt. Die verschiedenen Resonanzen sind deutlich erkennbar.

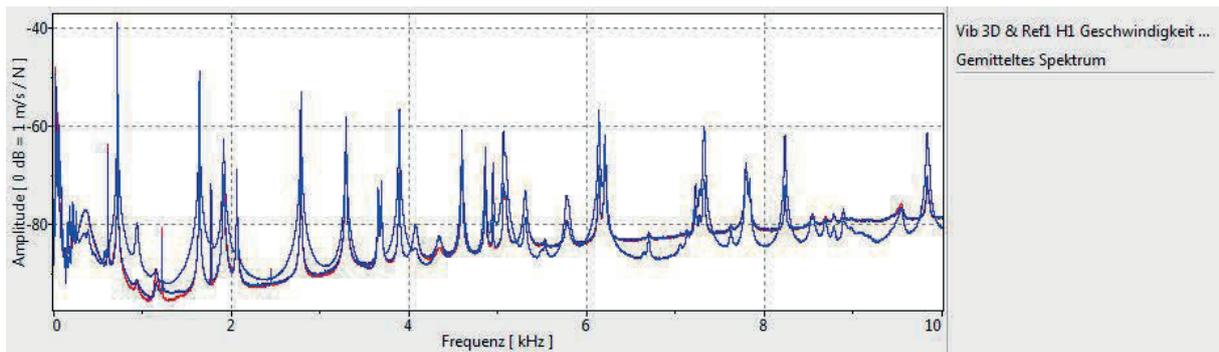


Bild 9: Gemitteltes Spektrum der Übertragungsfunktion Geschwindigkeit/Kraft

Bild 10 zeigt einige der zugehörigen gemessenen Schwingformen bei diesen Resonanzfrequenzen. Es wird deutlich, dass auch komplizierte Schwingformen bei den höheren Frequenzen eindeutig und detailliert dargestellt werden. Da es sich um ein 3D-Messsystem handelt, gilt dies natürlich auch für alle drei Raumkomponenten.

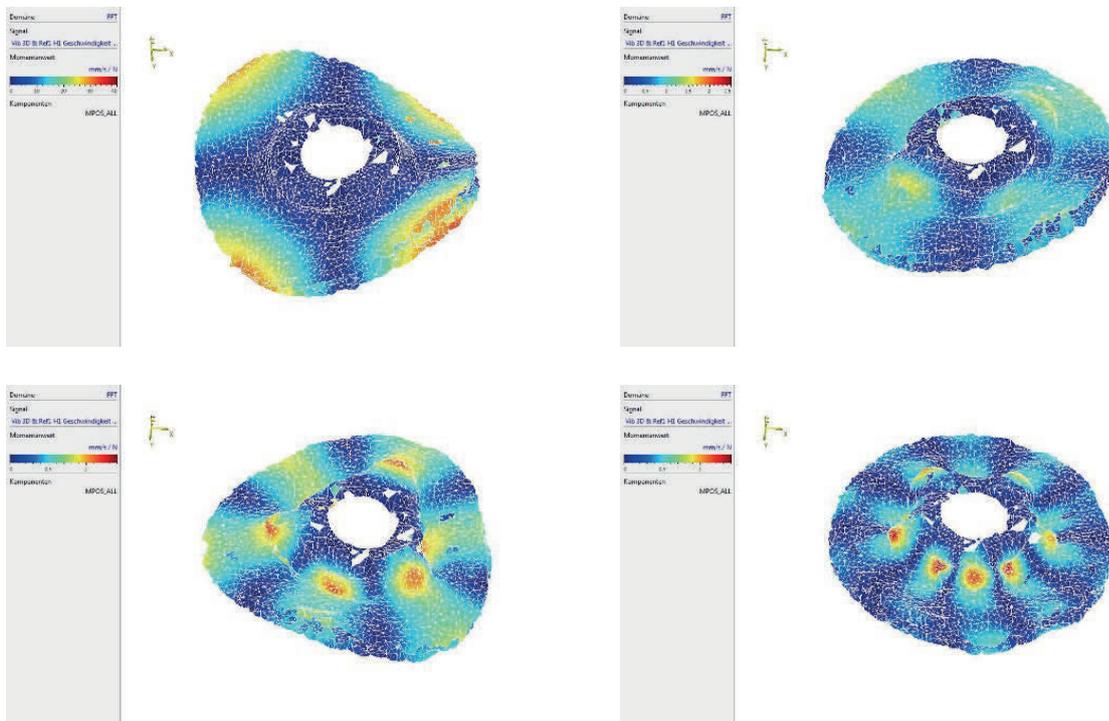


Bild 10: Einige gemessene Schwingformen

Die gemessenen Daten wurden anschließend als Universal File exportiert und in FEM-Tools einer Modalextraktion unterzogen. Im Bild 11 ist exemplarisch die Kurvenanpassung eines kleinen Bereichs des Spektrums dargestellt.

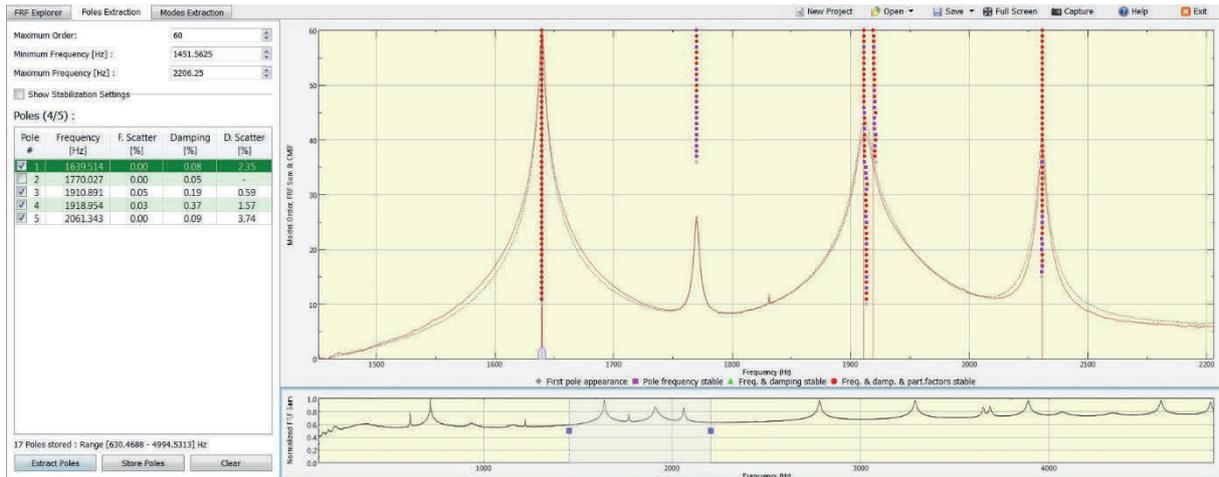


Bild 11: Kurvenanpassung in FEM-Tools

Durch die sehr gute räumliche Auflösung und die Rückwirkungsfreiheit können auch komplizierte Moden gut getrennt werden. Das Bild 12 zeigt die entstehende AutoMAC Matrix nach der Modalextraktion für die ersten 17 Moden, die dies anschaulich verdeutlicht.

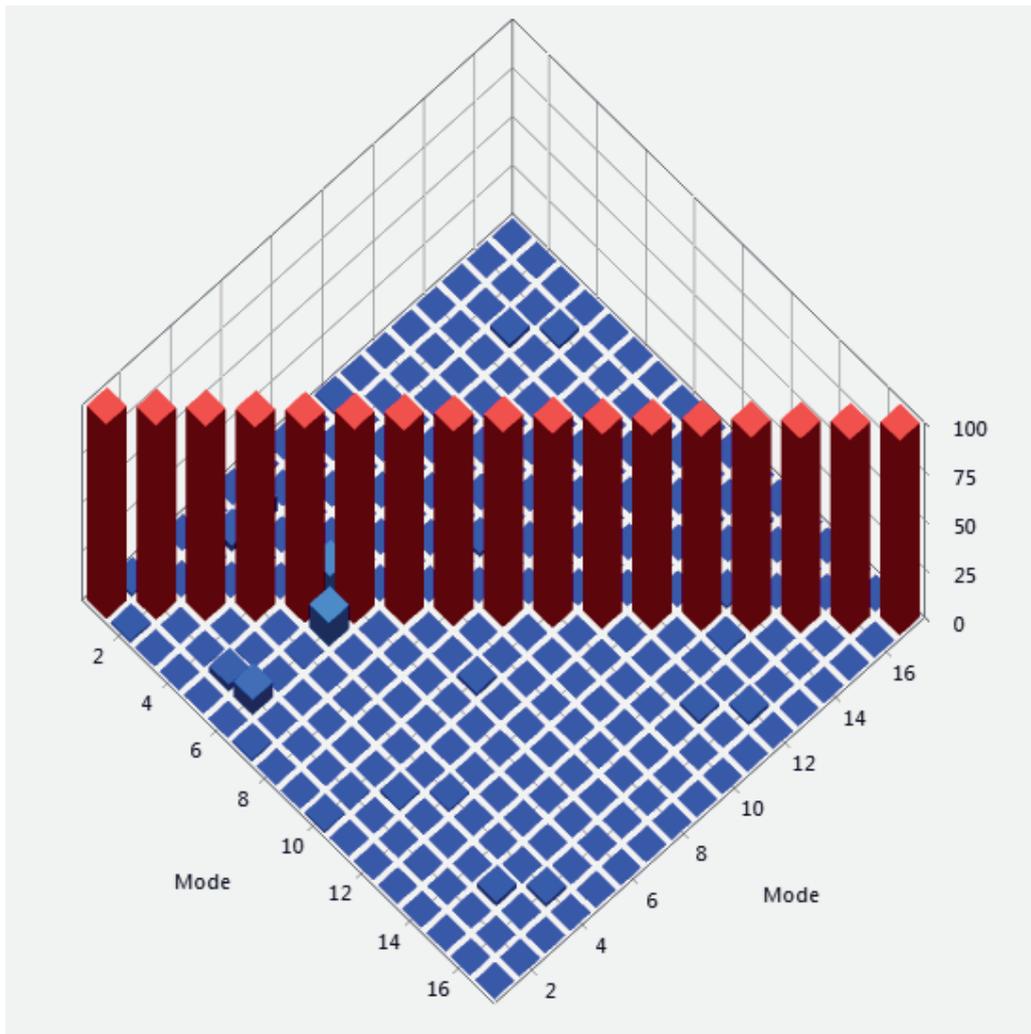


Bild 12: AutoMAC Matrix der ersten 17 Moden

3.2 Fallbeispiel 2: Multipoint, zeitsynchrone parallele Messung an vielen Messstellen bei Schlaganregung

Um die Möglichkeiten einer zeitsynchronen Messung vieler Punkte darzustellen, wurde als plakatives Beispiel eine Trommel mit Schlaganregung gewählt. Bild 13 zeigt die Messpunkte auf der Membran der Trommel.



Bild 13: Messpunkte auf der Membran der Trommel, © Polytec

Die Trommel wurde durch Schlag angeregt, unmittelbar außerhalb des linken Messpunktes der unteren Reihe (Reihe mit 3 Punkten). Als Ergebnis erhält man die Zeitschriebe der Auslenkungen an den Messpunkten. Da diese zeitsynchron erfasst wurden, kann daraus sehr einfach eine Animation der zeitlichen Bewegung der Oberfläche erstellt werden. Die untenstehenden Darstellungen im Bild 14 zeigen Schnappschüsse der Animation der Ergebnisse.

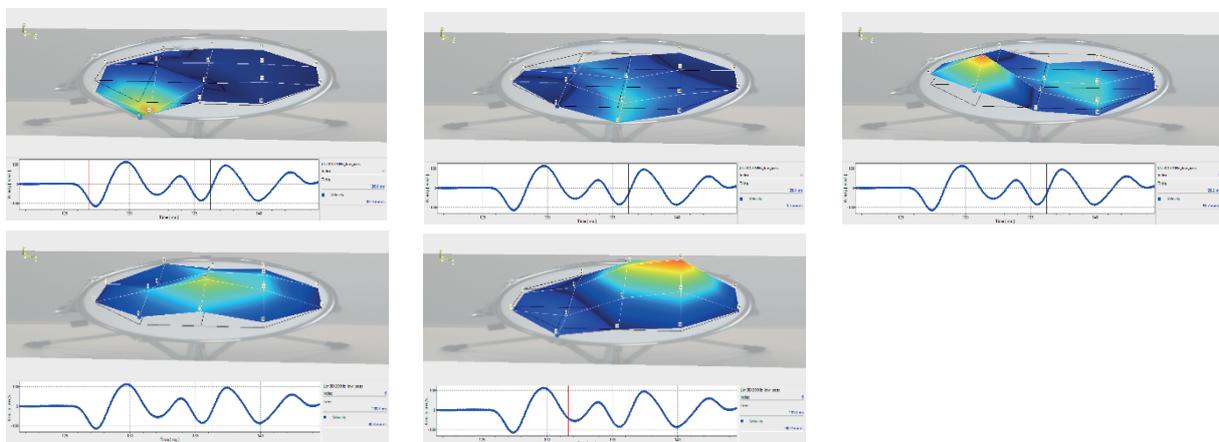


Bild 14: Schnappschüsse der zeitlichen Animation der Oberflächenbewegung

Die Wellenausbreitung ist deutlich erkennbar. An der linken unteren Position ist die Einbuchtung der Oberfläche durch den Schlag erkennbar (unmittelbar neben dem

nächstliegenden Messpunkt mit Index 6). Die Auslenkung breitet sich daraufhin nach rechts oben aus, trifft dort auf den Rand und wird reflektiert. Danach läuft die Störung weiter vor und zurück. Für jeden Punkt ist auch der Zeitschrieb selbst gespeichert, hier in den Schnappschüssen exemplarisch für den Punkt mit Index 6 angezeigt.

Mit diesem Verfahren lassen sich folglich auch transiente und nicht-wiederholbare Vorgänge erfassen. Aus diesen Zeitdaten lassen sich dann wiederum frequenz aufgelöste Daten erzeugen, so dass diese Messungen gleichfalls für eine experimentelle Modalanalyse verwendet werden können.

4. Bewertung der Verfahren und Ausblick

Die Laservibrometrie bietet einige Vorteile für den Einsatz zur experimentellen Modalanalyse. Einer der prinzipiellen Vorteile ist die Berührungslosigkeit der Methode. Damit wird das Bauteil nicht beeinflusst.

Bei Verwendung eines scannenden Systems oder seiner automatisierten Variante „RoboVib“ kommt als wichtiger Vorteil noch die „Virtualisierung“ der Messstellen und die direkte Verzahnung mit der Simulation hinzu. Messgitter können direkt, als Datei, aus der Simulation eingelesen werden. Eine hervorragende räumliche Auflösung und die Messung direkt auf den Knoten der Simulation führen zu einem detaillierten Abgleich auch komplizierter Moden.

Wird ein parallel messendes Multipoint-System verwendet, so können auch transiente und nicht wiederholbare Vorgänge als Anregung verwendet werden. Auf diese Weise können auch für diesen Fall Moden mit der Messgenauigkeit von Vibrometern erfasst werden. Ein Vergleich dieser beiden Neuerungen untereinander zeigt, dass ein scannendes System sicher die bessere Wahl ist, wenn die detaillierte räumliche Auflösung des Prüflings entscheidend ist und die Anregung problemlos stationär gehalten oder wiederholt werden kann. Ein Multipoint Vibrometer liefert weniger Messpunkte, erfasst allerdings selbst nicht wiederholbare Ereignisse berührungslos.

Die zukünftige Entwicklung wird beide Verfahren weiter voranbringen. Bei den Scanning Vibrometern wird die optische Empfindlichkeit noch weiter zunehmen, was zu noch saubereren Daten bei wenig streuenden Oberflächen führen wird. Weiterhin wird die Automatisierung voranschreiten, so dass z.B. Roboterpositionen schneller und einfacher programmiert werden können.

Beim Multipoint-System werden einige neue Funktionen hinzukommen, die z.B. die komplette Auswertung von Schwingformen nach einem Hochlauf ermöglichen.

Literatur

- [1] L. E. Drain: The Laser Doppler Technique, Wiley, 1980
- [2] Andrew C. Lewin: "Non-contact surface vibration analysis using a monomode fiber optic interferometer" SCI. Instrum., Vol, 18 ,1985
- [3] Andrew C. Lewin: Introduction to interferometric Measurement Systems, 1988
- [4] B. Stoffregen, A. Felske: Scanning Laser Doppler Analysis System, SAE paper, series 850327, 1985.

- [5] M. Johansmann and J. Sauer: A new tool for three- dimensional non-contact vibration measurements in automotive applications, SAE Paper No. 2005-26-052, 2005
- [6] J. Schell, H.Steger, E. Winkler: Schneller zum NVH-optimierten Fahrzeug, Automotive Engineering Partners 9-10 2005

Sound source localisation on small actuators utilising an array of particle velocity sensors coupled with direct sound mapping

Marcin Korbasiewicz, Daniel Fernandez Comesaña, Jasper Serraris

Abstract

The main aim of measurements carried out by sensor arrays in the acoustic near field is to reconstruct and visualize sound pressure, particle velocity and sound intensity on the surface of the measured object. The ultimate objective of the majority of such tests, is localisation of sound sources. Conventional techniques are mostly focused on reconstructing the spatial distribution of the aforementioned quantities. However, such techniques are often constrained by the assumptions made in the implementation of the mathematical model governing the calculations. In practice, noise source identification can be problematic, especially if the tests are not carried out in free field, and in the presence of background noise. In this paper, an array based on sound pressure and particle velocity sensors positioned directly in front of an excited surface, can be used to visualise all necessary quantities directly – without the necessity to reconstruct the sound field utilising assumptions about the source and/or environment. Moreover, due to the near-field properties of particle velocity, the task of sound source localisation in non-free field conditions and in the presence of background noise can be successfully undertaken. In this publication, an investigation of the noise radiated from two actuators for windscreen wipers, will be carried out using an array of sound pressure and particle velocity sensors. One actuator is working correctly whereas the other actuator has a known defect. The sensor array will be used to visualize particle velocity and sound pressure distribution, along the actuator surface, during a run-up of both motors. All tests will be carried out in non-free-field conditions, and in the presence of background noise.

Introduction

In this paper experiments are reported that support the claim that direct sound mapping in the presence of background noise carried out with an array of particle velocity sensors is more effective than an array of sound pressure microphones. Acoustic measurements that aim to characterise a sound source often need to be completed without access to dedicated measurement facilities (semi- or anechoic chambers) and in the vicinity of external noise sources. Depending on the character of the background noise in such a scenario, entrusting the task of sound source localisation to a Microphone based array (sound pressure) may lead to inconclusive, or ambiguous measurement results. In such scenarios, the use of particle velocity transducers [1-3] offers a significant advantage over other microphone based testing techniques - provided that measurements are carried out in the proximity of the vibrating surface (near field measurement). It is known that close to a surface, acoustic particle velocity is proportional to surface vibration [4], and is hardly affected by high background noise levels [5]. In this publication, an investigation of noise radiated from two actuators for

windscreen wipers (see figure 1), is carried out using an array of sound pressure and particle velocity sensors. One actuator is fully functional, whereas the other one has a known defect. Comparison of the impact of various background noise levels on the spatial distribution of sound pressure and particle velocity is presented.

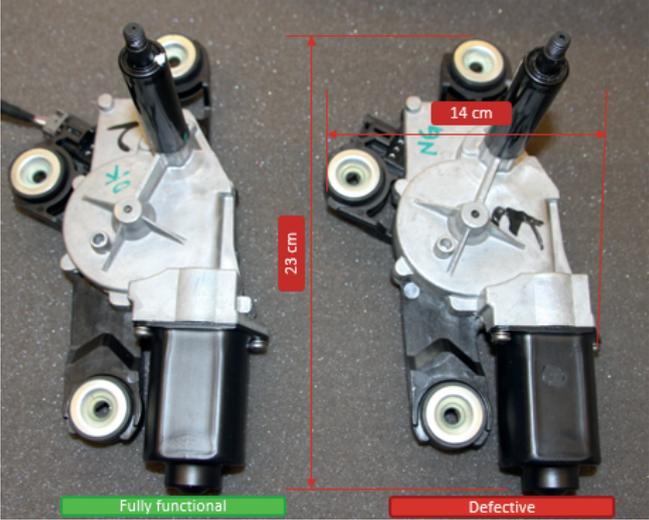


Figure 1. A photograph of the two studied window wiper actuators. Fully functional unit (left), defective unit (right).

1. Measurement methodology

Measurements are taken on a set of two windscreen wiper actuators. The first actuator is fully functional. The second actuator has a defective brush motor. All measurements are carried out with eleven Microflow PU mini probes, which are suspended at 5 mm away from the surface of the actuators. Each probe is decoupled from actuator induced vibrations using a flexible tube attached to the floor with a magnetic mounting. Probes are positioned in a scattered manner, ensuring the coverage of the entire noise emitting area (see Figure 2).

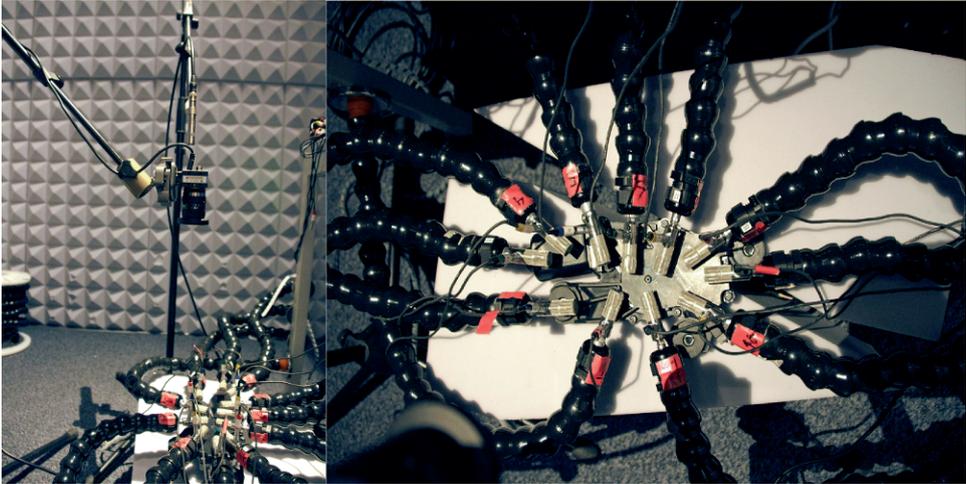


Figure 2. Measurement setup utilized during all tests. Left – whole setup, including the location of the camera and reference microphone. Right – PU mini probes positioned over the surface of the actuator.

As the first step (base line measurement), both actuators are tested in a quiet room with a background noise level of 47 dB SPL. The level of background noise is measured at 0.5 m above the surface of the actuators using a ½” random incidence microphone (GRAS type 46 AQ). During the background noise measurement the actuators are not operational. The aim of this step is to characterize the excitation of both actuators, as well as determine a baseline for the levels that can be expected out of both devices. It should be noted that in a silent environment, in the absence of external noise sources, sound field visualization maps obtained from sound pressure and particle velocity are expected to be similar [3]. As part of the second step, the actuators are measured again, following the same methodology. However, during each consecutive recording, two loudspeakers, excited with white noise, are positioned in the corners of the room. The noise produced by the loudspeakers is amplified in order to achieve background noise levels of 60, 65, 70, 75 and 80 dB SPL at the reference microphone location. Near-field measurements of sound pressure and particle velocity are taken over the surface of both actuators for each considered level of background noise. In the post processing stage, spectra are calculated from sound pressure and particle velocity signals recorded at each of the 11 measurement positions. Spectra created following this procedure provide insight into the discriminating frequencies and relationship between the signals recorded at various measurement points. However, analysis of frequency relations between so many probes can be cumbersome. Therefore, the calculated spectra are transformed into an acoustic picture using a direct sound field visualization technique. Following this methodology, each probe is assigned to a particular location on a 2D picture of the studied noise source. The calculated spectrograms associated with each position are used to create a color image which is used to depict the spatial distribution of the amplitude of either sound pressure or particle velocity for the given frequency range of interest. Data in-between measurement points is calculated as a result of interpolation.

2. Baseline measurement results

Sound pressure and particle velocity are measured in a quiet room at several places around both the good and the faulty actuators in order to get an overall impression on the frequency bands of interest. The average of 11 sound pressure spectra is calculated from the near-field measurements and shown in figures 3 and 4.

The green lines show the average sound pressure (Fig. 3) and the average particle velocity (Fig. 4) recorded at the surface of a good actuator. The red lines show the average sound pressure (Fig. 3) and average particle velocity (Fig. 4) spectrum recorded at the surface of the defective actuator. A faulty behavior can be identified in frequency bands containing large level differences between both units. As can be seen, discriminating frequency bands are mainly found between 310 Hz -1200 Hz and 2000 Hz - 3600 Hz. The level differences are in the order of 8 dB SPL. Other bandwidths exists that depict a clear separation between the functional and the defective actuators. However, the level differences calculated in those bands are in the order of 3-6 dB SPL, which is deemed too low.

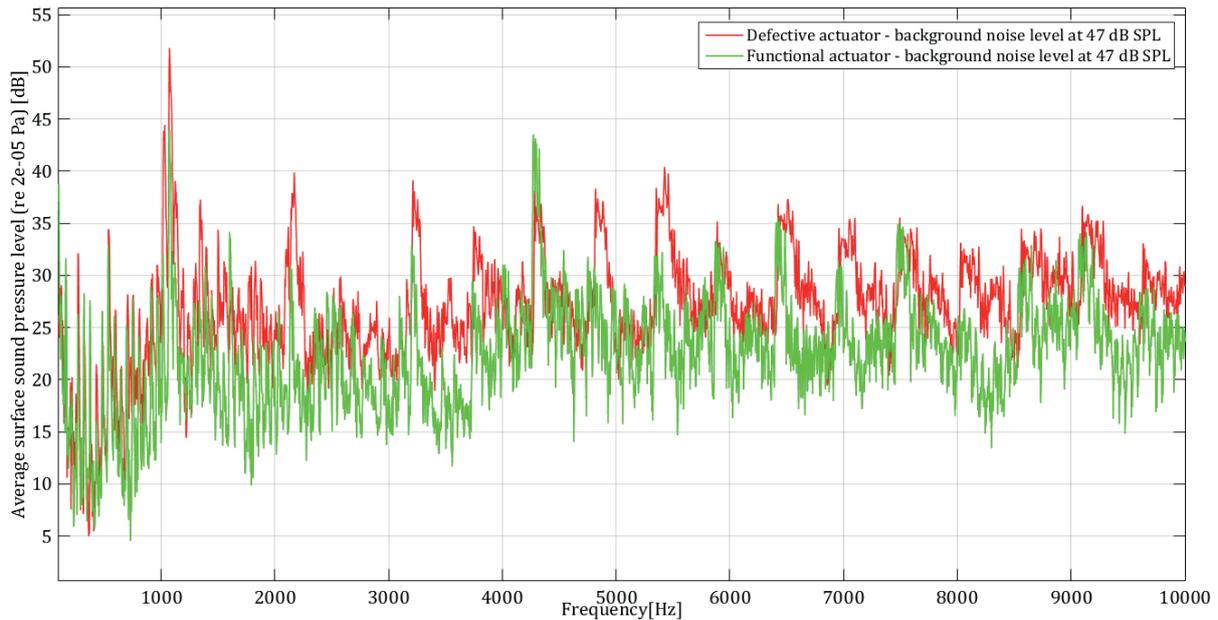


Figure 3. Average sound pressure spectrum measured at several locations around the functional and defective actuator.

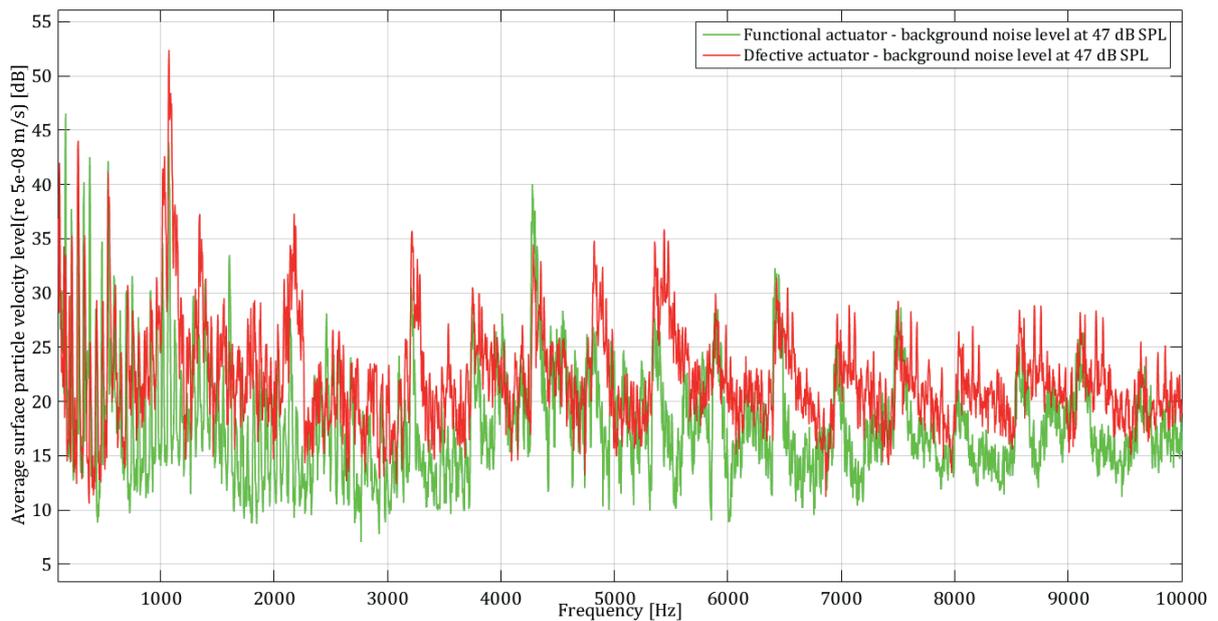


Figure 4. Average particle velocity spectrum measured at several locations around the functional and defective actuator.

For the main frequency ranges of interest, the partial sum from the spectrum of sound pressure particle velocity was plotted over a photograph of the actuator. The resulting color maps that represent the sound field generated by each specific actuator in terms of both aforementioned physical quantities (sound pressure and particle velocity) are shown in Figure 5.

As can be seen in Figure 5, the rear of the brush motor is the highest noise emission area in the first considered frequency band. Therefore a PU probe which is closest to this particular area will be considered for a detailed study of the influence of background noise.

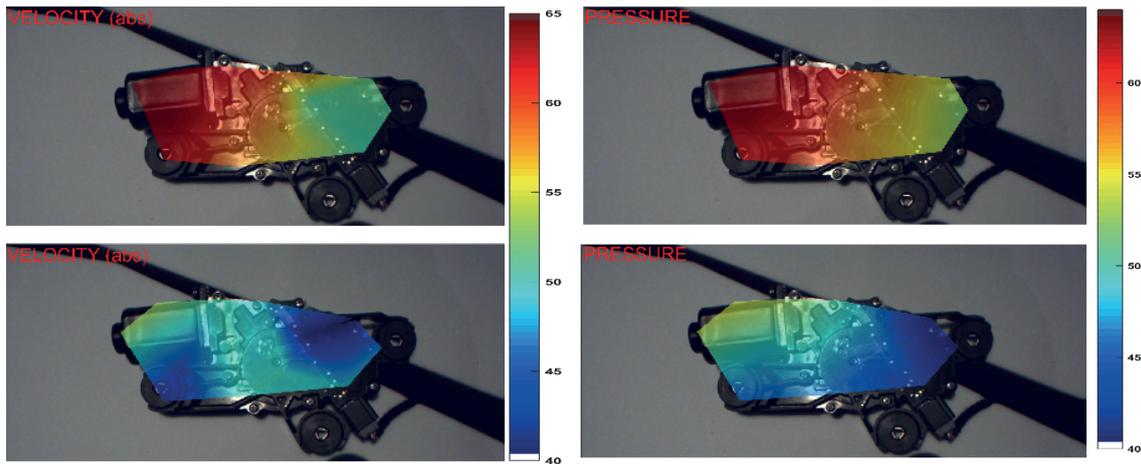


Figure 5. Acoustic pictures extracted from the spectra at the 310 Hz-1200 Hz frequency band measured in a quiet environment. Upper row - defective actuator. Lower row - functional actuator. Left column - spatial distribution of particle velocity. Right column – spatial distribution of sound pressure.

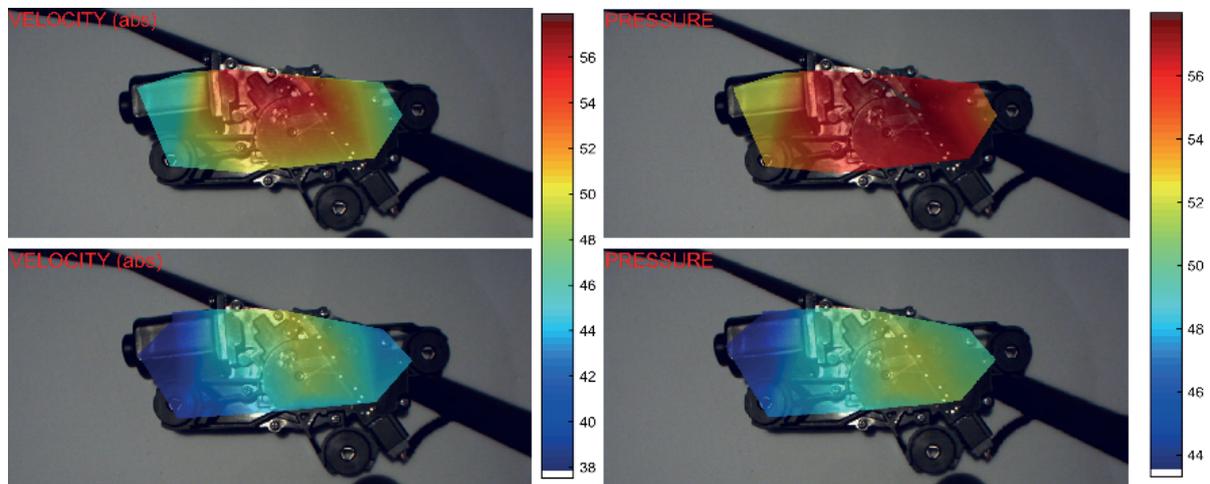


Figure 6. Acoustic pictures extracted from the spectra at the 2000 Hz-3600 Hz frequency band measured in a quiet environment. Upper row - defective actuator. Lower row - functional actuator. Left column - spatial distribution of particle velocity. Right column – spatial distribution of sound pressure.

3. Measurement results including the effect of increased background noise.

A good and faulty actuator were measured at the optimal location that was found by the acoustic picture (Figure 5) generated from the baseline measurements. Measurements are taken in the presence of background noise, in a form of a white noise signal emitted from two loudspeakers positioned in the opposite corners of the room. Five background noise levels are considered: 60, 65, 70, 75 and 80 dB SPL. Results depicting the impact of the considered background noise levels on the measurement of particle velocity and sound pressure are presented on figures 7 and 8 respectively.

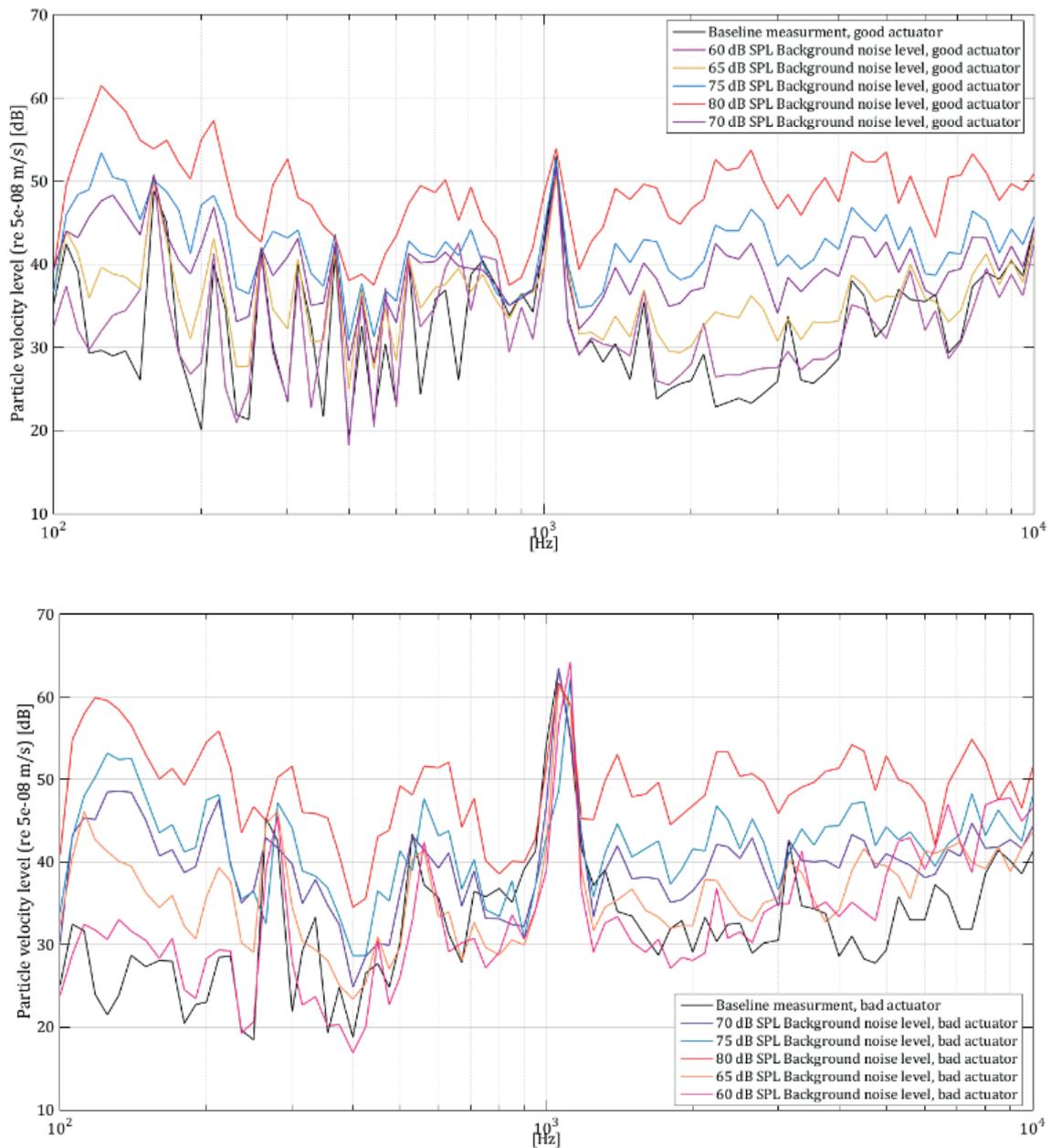


Figure 7. Particle velocity measurements at the optimal location considering baseline measurement and background noise levels of 60, 65, 70, 75 and 80 dB SPL. $1/12^{th}$ octave band representation. Good actuator (above) and defective actuator (down).

As can be seen in Figure 7, the background noise has negligible impact on the measured particle velocity level up to a background noise level of 65 dB SPL. Starting from the background noise level of 70 dB SPL and higher, the impact on the calculated particle velocity level becomes considerable – Such conclusion can only be drawn for the first considered frequency range (310 Hz-1200 Hz). The influence of background noise is frequency dependent [5]. Higher impact of background noise is observed for frequencies above 1200 Hz. For the studied bandwidths (310 Hz-1200 Hz and 2000 Hz-3600 Hz) a summary of specific band levels for particle velocity is presented in table 1:

Table 1. Specific band levels for particle velocity under various background noise conditions

Background noise level:	Baseline	60 dB SPL	65 dB SPL	70 dB SPL	75 dB SPL	80 dB SPL
PVL Functional actuator (310 Hz- 1200 Hz)	54 dB	54 dB	54 dB	55 dB	56 dB	60 dB
PVL Defective actuator (310 Hz- 1200 Hz)	65 dB	65 dB	65 dB	66 dB	66 dB	70 dB
PVL Functional actuator (2000 Hz- 3600 Hz)	38 dB	39 dB	43 dB	49 dB	53 dB	60 dB
PVL Defective actuator (2000 Hz- 3600 Hz)	45 dB	45 dB	47 dB	51 dB	54 dB	61 dB

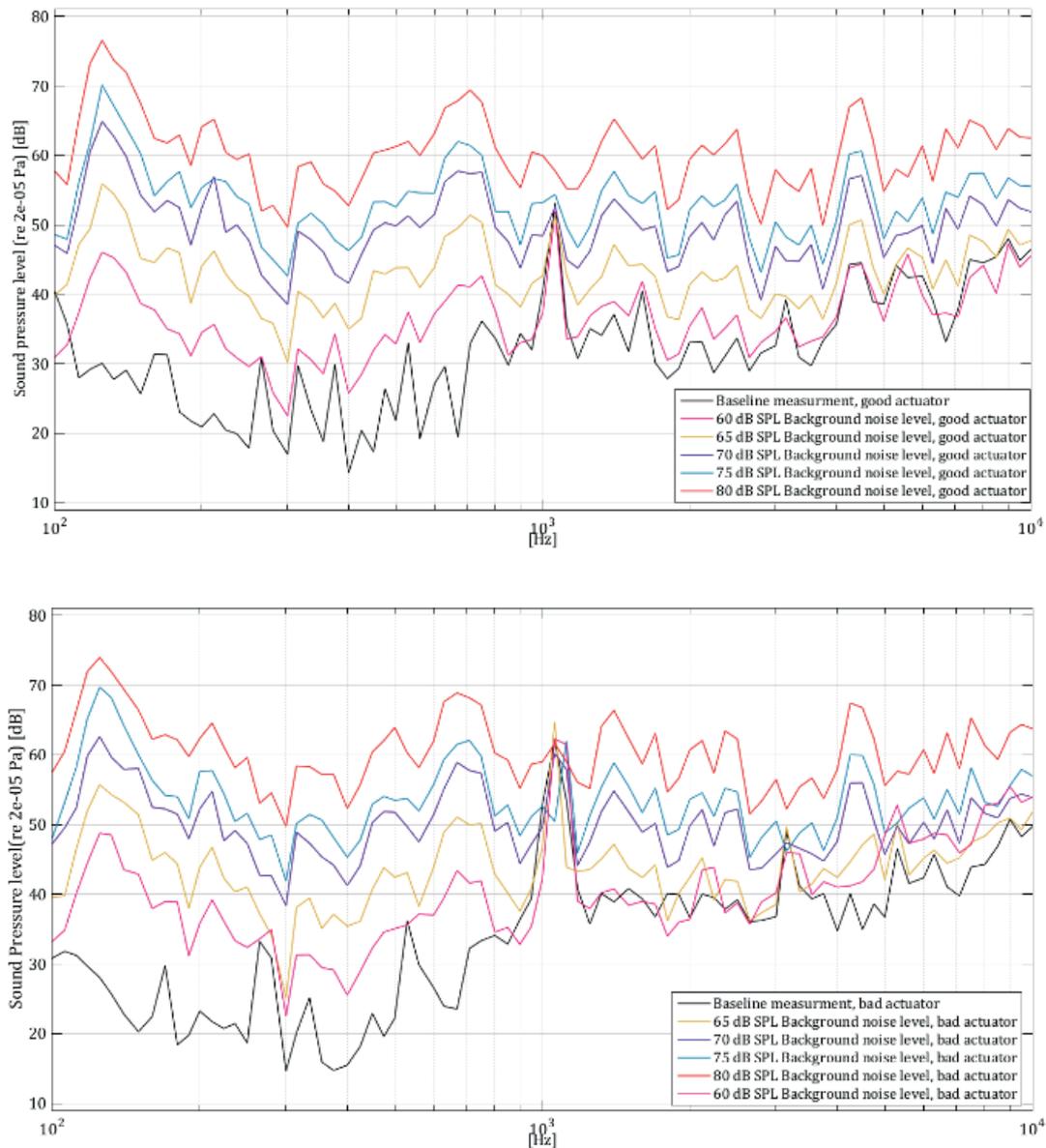


Figure 8. Sound pressure measurements at the optimal location considering baseline measurement and background noise levels of 60, 65, 70, 75 and 80 dB SPL. $1/12^{\text{th}}$ octave band representation. Good actuator (above) and defective actuator (down).

As can be seen in Figure 8, the background noise effect is clearly visible in the calculated spectra. Regardless of the frequency range, the background noise has considerable impact on the sound pressure measured at the surface of both actuators. Already for measurements with background noise level at 60 dB SPL, discrepancies exist between the baseline measurements and any of the noisy measurements. For the studied bandwidths (310 Hz-1200 Hz and 2000 Hz-3600 Hz) a summary of specific band levels for sound pressure is presented in table 2:

Table 2. Specific band levels for Sound pressure under various background noise conditions.

Background noise level:	Baseline	60 dB SPL	65 dB SPL	70 dB SPL	75 dB SPL	80 dB SPL
SPL Functional actuator (310 Hz- 1200 Hz)	54 dB	55 dB	60 dB	66 dB	71 dB	77 dB
SPL Defective actuator (310 Hz- 1200 Hz)	63 dB	63 dB	66 dB	67 dB	70 dB	76 dB
SPL Functional actuator (2000 Hz- 3600 Hz)	44 dB	45 dB	51 dB	59 dB	62 dB	70 dB
SPL Defective actuator (2000 Hz- 3600 Hz)	52 dB	52 dB	54 dB	59 dB	62 dB	69 dB

The signals are recorded and can be listened to. The difference between the recorded sound pressure and particle velocity is remarkable. Findings and conclusions provided for the studied location are also applicable for the remaining measurement points. Acoustic pictures of the defective actuator containing the spatial distribution of both sound pressure and particle velocity for two background noise levels are presented in Figure 9 to demonstrate this statement.

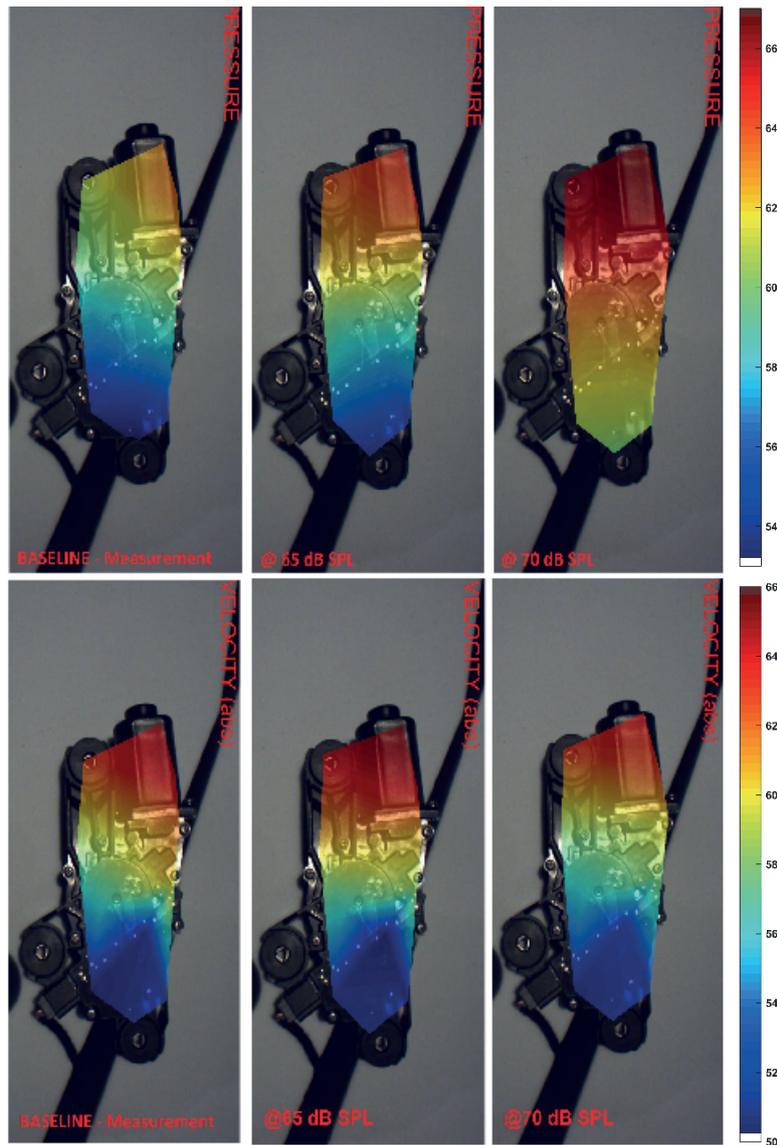


Figure 9. Comparison of the spatial distribution of sound pressure (top row) and particle velocity (bottom row) calculated for the defective actuator in the frequency range from 310 Hz -1200 Hz. First column – baseline measurement. Second column – background noise at 65 dB SPL. Third column – background noise at 70 dB SPL.

4. Summary

Presented results demonstrate that the particle velocity as a physical quantity is less susceptible to background noise introduced to the sound field by external noise sources when measurements are performed under near-field conditions. In the studied example, accurate estimations of the particle velocity level up to a background noise level of 65 dB SPL was achieved. In contrast sound pressure measurement failed to deliver an accurate result at the background noise level of 60 dB SPL – which was the lowest level of background studied in this publication.

References

- [1] H.-E. de Bree, P. Leussink, T. Korthorst, H.Jansen, T. Lammerink, M. Elwenshoek, "The Microflown: A novel device measuring acoustical flows," *Sensors and Actuators SNA054/1-3*, 552- 557 (1996).
- [2] H.-E. de Bree, "The Microflown: an acoustic particle velocity sensor," *Acoustics Australia* 31, 91-94 (2003).
- [3] R. Raangs, W.F. Druyvesteyn, H.-E. de Bree, "A low-cost intensity probe," *J. Audio. Eng. Soc.*, 51, 344-357, (2003).
- [4] H.-E. de Bree, V. B. Svetovoy, R. Raangs, R. Visser, "The Very Near Field. Theory, simulations and measurements of sound pressure and particle velocity in the Very Near Field", In: 11th ICSV; 2004.
- [5] D. Fernandez Comesaña, F. Yang. E. Tijs, "Influence of background noise on non-contact vibration measurements using particle velocity sensors," In: *Proceedings of Internoise*, 2014.

Richtcharakteristik von Mikrofonanordnungen

Bernhard Virnich

Abstract

An ideal measurement microphone has a frequency independent, omni-directional pattern. Condenser microphones with $\frac{1}{2}$ "- or $\frac{1}{4}$ " membrane diameter are common. For acoustic measurements microphone layouts are chosen for specific measurement tasks. Intensity probes work with the propagation time difference between the sensors. The amount of microphones in an array allows calculation of preferred direction. Artificial head systems have a definitive individual directional characteristic due to the design. The various methods are explained. There is a special focus on binaural microphone systems.

Kurzfassung

Ein ideales Messmikrofon hat eine frequenzunabhängige, kugelförmige Richtcharakteristik. Kondensator-Mikrofone mit $\frac{1}{2}$ "- oder $\frac{1}{4}$ " Membrandurchmesser sind üblich. In der akustischen Messtechnik werden für bestimmte Messaufgaben Mikrofonanordnungen bewusst gewählt. Bei der Intensitätssonde wird der Laufzeitunterschied zwischen den Sensoren genutzt. Die vielen Mikrofone eines Arrays bekommen durch Verrechnung der Mikrofonsignale eine Vorzugsrichtung. Kunstkopfsysteme haben eine ausgeprägte Richtcharakteristik aufgrund ihrer Bauform. Die verschiedenen Verfahren werden im Folgenden erklärt. Ein besonderer Schwerpunkt liegt bei den binauralen Systemen.

1. Das Mikrofon

Ein Messmikrofon hat die Aufgabe, Luftschall in ein elektrisches Signal umzusetzen. Dazu wird das Prinzip eines Druckempfängers eingesetzt. Die bewegliche Membran und eine feste Gegenelektrode bilden einen Kondensator. Die Änderung des Membranabstandes durch eine auftreffende Schallwelle führt zu einer Kapazitätsänderung. Um diese auszuwerten, wird die Kapsel mit einer Gleichspannung von 200 Volt aufgeladen. Die Kapazitätsänderung im Rhythmus des Schallsignals wird durch den direkt folgenden Impedanzwandler zu einer Spannung und über einen niederohmigen Ausgang an das Frontend weitergegeben. Bei vorpolarisierten Mikrofonkapseln besteht die Gegenelektrode aus einem Elektret, in das eine Ladung „eingefroren“ ist. Es entfällt dadurch die Polarisationsspannung von 200 Volt. Mit vorpolarisierten Kapseln sind auch Impedanzwandler nach dem IEPE-Prinzip möglich.

Messmikrofone bestehen aus einer Kapsel (=Kapazität) und einem Impedanzwandler, auch Vorverstärker genannt. Mikrofonkapsel und Impedanzwandler bilden eine Einheit. In der Messtechnik trifft man meistens Kapseln mit $\frac{1}{2}$ " oder $\frac{1}{4}$ " Durchmesser

an. Druckempfänger haben eine kugelförmige Richtcharakteristik, solange die Wellenlänge größer ist als der Durchmesser der Mikrofonskapsel. Bild 1 zeigt die Richtcharakteristik in Abhängigkeit von der Frequenz.

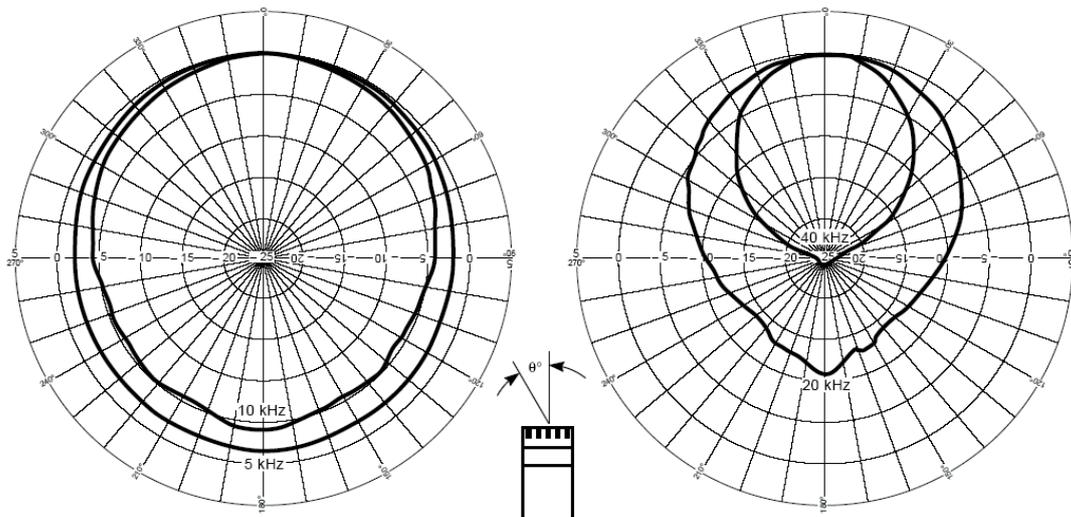


Bild 1: Richtcharakteristik einer 1/2" Kapsel, bezogen auf den Schalleinfall bei 0° [1]

Der Frequenzbereich reicht deutlich über den hörbaren Bereich von 20 bis 20.000 Hertz hinaus. Da die untere Grenzfrequenz bei 3 Hz liegen kann, können niederfrequente Luftdruckschwankungen aus einer Klimaanlage, Luftströmungen oder eine plötzlich geöffnete Türe das Messergebnis verfälschen. Signalkonditionierungen für Mikrofone haben deshalb häufig einen schaltbaren Hochpassfilter bei 22,4 Hertz.

Messmikrofone sind im Aufbau eine feinmechanische Herausforderung.

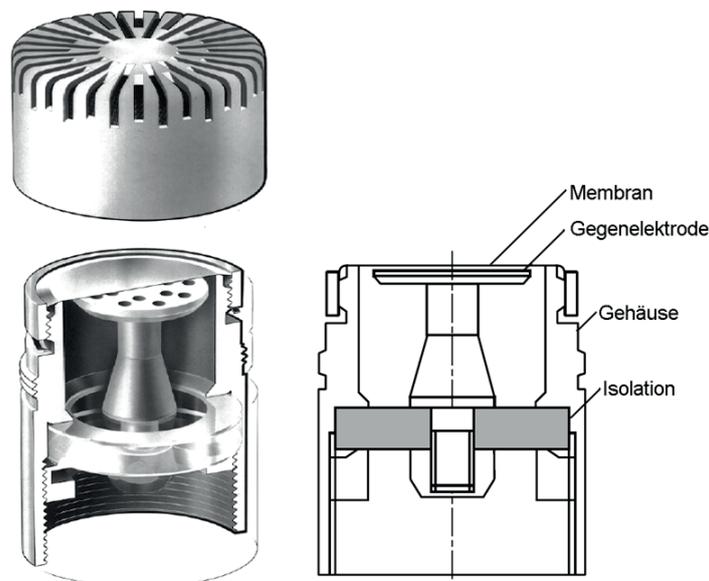


Bild 2: Prinzipdarstellung Kondensator-Mikrofon mit Kapsel [1]

Der Abstand zwischen Membran und Gegenelektrode beträgt im Schnitt nur 20 µm, wobei eine Toleranz von +/- 0.8 µm einzuhalten ist. Die Dicke der Membran variiert in

Abhängigkeit vom Mikrofontyp zwischen 1,5 und 8 μm . Die Toleranz beträgt max. 10% der nominalen Dicke [2].

Für spezielle Aufgabenstellungen gibt es besondere Mikrofonanordnungen, die in den folgenden Kapiteln näher beschrieben werden:

- Intensitätsmessung
- Mikrofonarrays für Schallortung
- Binaurale Mikrofontypen zur Aufzeichnung kopfbezogener Signale für die gehörgerechte Wiedergabe

An Messmikrofone werden hohe Anforderungen gestellt:

- Das Mikrofon beeinflusst das Schallfeld nicht.
- Der Frequenzgang ist linear.
- Seine Dynamik ist höher als die des zu erwartenden Signals.
- Umgebungseinflüsse wie Temperatur- oder Luftdruckschwankungen verändern nicht das Ergebnis.
- Die Signalkonditionierung ist einfach aufgebaut.
- Es sind große Leitungslängen möglich.
- Der Sensor ist preiswert und hat eine lange Lebensdauer.

Teilweise schließen sich die Anforderungen einander aus und es ist abzuwägen, was in der jeweiligen Situation wichtiger ist. Mikrofone mit nur $\frac{1}{4}$ “ Membrandurchmesser haben Vorteile in der kugelförmigen Richtcharakteristik und sind aufgrund der geringen Abmessungen bei Mikrofon-Arrays sehr beliebt. Sie haben allerdings bauartbedingt ein etwas höheres Eigenrauschen bzw. eine niedrigere Empfindlichkeit als $\frac{1}{2}$ “ Mikrofone wegen der kleineren Membranfläche.

2. Richtwirkungen

Durch den mechanischen Aufbau der Mikrofonkapsel lässt sich allein durch die Variation der Schalllaufzeiten eine Richtwirkung erzielen [3]. Bei Kondensator-Mikrofonen, die als Druckempfänger ausgelegt sind (siehe Kapitel 1), ist nur eine Seite der Membran dem Schallfeld ausgesetzt. Die Gegenelektrode ist in einem geschlossenen Gehäuse integriert (lediglich eine kleine Bohrung sorgt dafür, dass statische Luftdruckschwankungen ausgeglichen werden, vergleichbar zur Eustachischen Röhre beim menschlichen Gehör). Hier wird jede Schalldruckschwankung, die auf der Membranoberfläche auftritt, über die Kapazitätsänderung zu einem proportionalen Ausgangssignal führen, gleichgültig, aus welcher Richtung sie kommt. So ergibt sich die Kugelcharakteristik in Bild 1.

Druckgradientenempfänger hingegen sind so aufgebaut, dass der Luftschall über ein akustisches Laufzeitglied auch zur Rückseite der Membran gelangt. Sorgt man nun dafür, dass diese Laufzeit genauso groß ist, wie die Zeit, die der Schall benötigt, um bei Schalleinfall von hinten die Vorderseite der Membran zu erreichen, so ergibt sich für diese Zeitgleichheit bei Schalleinfall von hinten eine Phasengleichheit. Die Mikrofonmembran bleibt in Ruhe. Wandert die Schallquelle von hinten nach vorne, oder

wird das Mikrofon gedreht, so ändern sich die Phasenverhältnisse und man bekommt die sogenannte „Nierencharakteristik“ [3], wie sie in Bild 3 als Polardiagramm dargestellt ist. Durch entsprechende Dimensionierung des Laufzeitgliedes lassen sich auch noch andere Charakteristiken aus der Niere ableiten. Bekannt sind -insbesondere in der Studioteknik - Bezeichnungen wie Hyper- oder Super-Niere oder Keulencharakteristik.

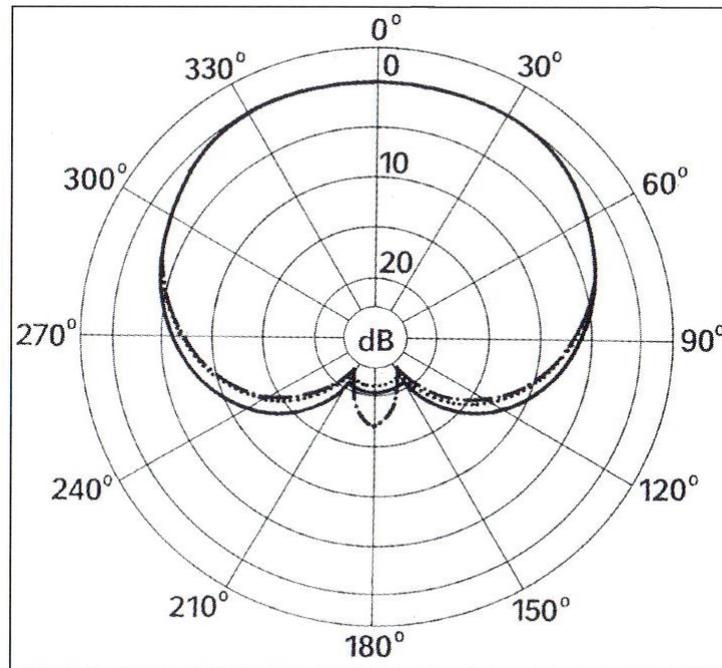


Bild 3: Nierencharakteristik [3]

Eine stark ausgeprägte Richtcharakteristik hat das sogenannte Parabol-Richtmikrofon oder Hohlspiegel-Mikrofon. Es bündelt in einem Parabol- oder Ellipsoid-Spiegel die aus der Vorzugsrichtung einfallenden Schallwellen und leitet diese dann zu einem Mikrofon im Brennpunkt des Spiegels. Positive Erfahrungen damit gibt es in Fahrzeug-Akustik-Windkanälen.

Eine „Achtercharakteristik“ wird mit einer Doppelmembran-Kapsel erreicht. Bei dieser Art von Mikrofon wird der Luftschall, wenn er aus verschiedenen Richtungen auf das Mikrofon trifft, mit unterschiedlicher Polarität an den beiden Membranen aufgenommen. Schall, der auf der 0°-Ebene auf die erste Membran des Mikrofons trifft, steht positiv gerichtet am Ausgang an, während der Schall, der auf der 180°-Ebene auf das Mikrofon trifft (2. Membran), negativ gerichtet ist. Bei Schalleinfall von der Seite bei 90° wird dieser, da er gleiche Amplitude und gleiche Frequenz hat, ausgelöscht. Es entsteht somit keine Ausgangsspannung bei orthogonalem Schalleinfall. [3].

3. Schallintensitätssonde

Zur Bestimmung der Schallleistung in sogenannter störschallerfüllter Umgebung und zur Lokalisation von Schallquellen bei stationären Signalen kann man die Schallintensitätsmessung einsetzen. Zur Bestimmung der Schallintensität sind zwei Metho-

den geläufig: Messungen mit der P-P-Sonde oder einer P-U-Sonde. Im Weiteren ist die P-P-Sonde, die mit zwei Druckempfängern arbeitet, beschrieben.

Schallintensität ist das zeitlich gemittelte Produkt von Druck und Schnelle. Um den Schalldruck zu messen, genügt eigentlich ein einziges Mikrofon. Der mittlere Druck resultiert bei der P-P-Sonde aus dem arithmetischen Mittel der beiden Mikrofon-Schalldrücke:

$$\bar{p}_i(t) = \frac{p_2(t) + p_1(t)}{2} \quad (1)$$

Schwieriger ist es, die Schallschnelle zu bestimmen. Sie lässt sich allerdings über die linearisierte Eulersche Gleichung auf den Druckgradienten (d. h. die Rate, mit der sich der augenblickliche Schalldruck mit der Entfernung ändert) zurückführen. In der Praxis wird der Druckgradient durch zwei dicht nebeneinander montierte Mikrofone bestimmt, die jeweils den Schalldruck messen. Daraus wird die Schallschnelle berechnet [4].

$$u_i(t) = -\frac{1}{\rho} \int \frac{p_2(t) - p_1(t)}{d} dt \quad (2)$$

Für die Schallintensität als Produkt von Druck und Schnelle ergibt sich somit:

$$I = p \cdot u = \frac{p_1 + p_2}{2\rho} \int \frac{(p_1 - p_2)}{d} dt \quad (3)$$

Die beiden Mikrofone haben einen festen Abstand zueinander. Der Abstand bestimmt die obere und untere Schranke des Frequenzbereiches, welche mit der Intensitätssonde gemessen werden kann. Da die Phasendifferenz zwischen den beiden Mikrofonen möglichst klein sein muss, um Fehler gering zu halten, werden selektierte Mikrofonpaare für die Intensitätssonde (Bild 4) gewählt. Zwischen den beiden Mikrofonkapseln ist ein Abstandshalter eingesetzt.



Bild 4: ½" Intensitätssonde Microtech Gefell

Die Richtcharakteristik der P-P-Intensitätssonde hat in der zweidimensionalen Ebene die Form einer Acht und wird auch als Kosinus-Charakteristik bezeichnet. Trifft der Schall im Winkel von 90° auf die Sonde, so ergibt sich keine Intensitätskomponente in Richtung der Sondenachse: Die Mikrofone werden gleichzeitig von den Schalldruckschwankungen getroffen, Schnelle und damit auch Schallintensität sind Null. Stimmen Schalleinfallrichtung und Sondenachse überein, so wird die volle Intensität gemessen. Für alle anderen Einfallswinkel θ ergibt sich in Richtung der Sondenachse eine reduzierte Schallintensität von $|I| \cos\theta$, daher die Bezeichnung "Kosinus-Charakteristik" [4].

4. Mikrofonarrays (Beamforming)

Eine ausgeprägte Richtcharakteristik lässt sich mit Mikrofonarrays erzielen. Die einzelnen Mikrofonensignale werden dabei miteinander verrechnet. In Literatur und Praxis werden unterschiedliche Begrifflichkeiten genutzt. Bekannt sind neben Beamforming und Mikrofon-Array auch die Begriffe akustische Kamera, Schallortung oder akustisches Array. Die Richtcharakteristik wird erzielt, indem die Signale aller Mikrofone nach dem Durchlaufen von Verzögerungsgliedern aufsummiert werden.

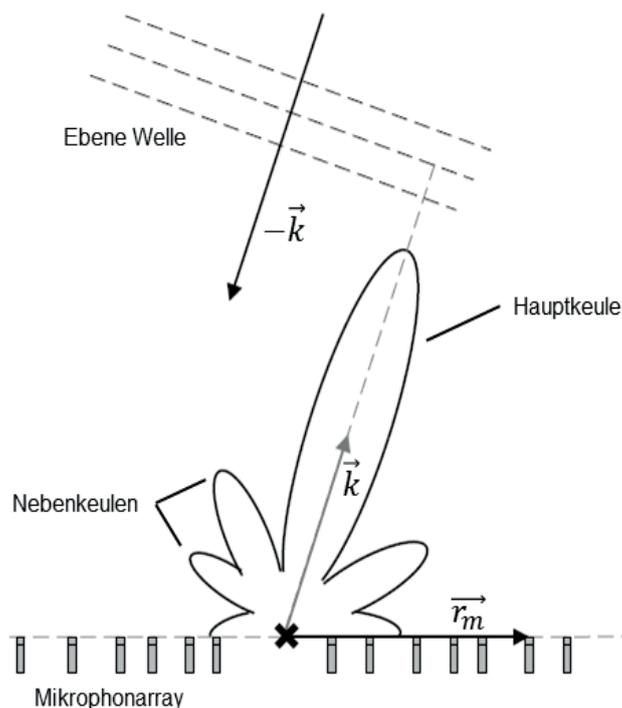


Bild 5: Delay-and-Sum Beamforming

Die in einem Mikrofon-Array eingesetzten Mikrofone besitzen einzeln jeweils eine kugelförmige Richtcharakteristik. Die zur Schallquellenlokalisierung benötigte Richtwirkung wird durch die eingesetzten Algorithmen erzielt. Die Auswertung erfolgt entweder im Zeit- oder im Frequenzbereich.

Auf der Oberfläche des zu untersuchenden Objekts wird ein Gitter von Fokuspunkten definiert. Für jeden Fokuspunkt wird der Beitrag errechnet, indem die Verzögerung so gewählt wird, dass sich die Schallwellen wie eine ebene Welle kohärent aufsummieren. Handelt es sich um eine bewegte Schallquelle, dann wird der Array-Fokus entsprechend mit geschwenkt [5].

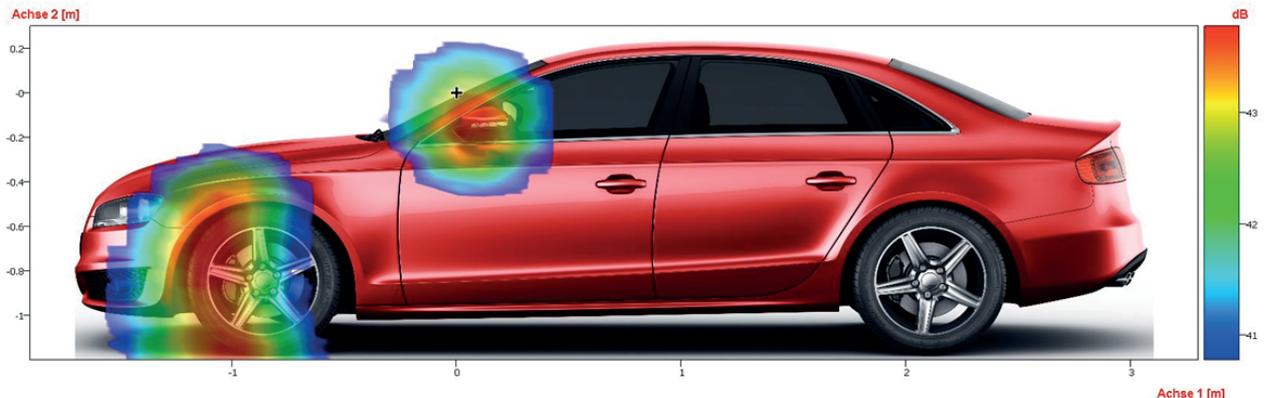


Bild 6: Schallortung im Windkanal, Strömungsgeräusch

Erste Arrays, die in den 1990er Jahren eingesetzt wurden, waren sogenannte Line-Arrays mit wenigen Kanälen. Mit den Jahren sind unterschiedlichste Formen der Mikrofonanordnung dazu gekommen und die Kanalzahl hat sich vervielfacht. Es gibt zum Beispiel ringförmige Arrays, unregelmäßige Anordnungen oder spiralförmige (Bild 7).



Bild 7: Mikrofon-Array mit 5-facher Spirale

Der Frequenzbereich von Beamforming-Arrays wird nach unten durch die Array-Größe begrenzt: je größer das Array, desto niedriger seine untere Grenzfrequenz. Die obere Begrenzung des Frequenzbereichs erfolgt durch das zunehmende Auftreten von Schein-Schallquellen (Alias-Effekt). Diese treten besonders bei regelmäßig angeordneten Mikrofonen auf und können zu Fehlinterpretationen führen. Die Grenzfrequenz, ab der diese Erscheinungen auftreten, ist umso höher, je kleiner der Abstand der Mikrofone zueinander ist [6].

5. Binaurale Mikrofontechnik

Die Bezeichnung „binaural“ wurde früher häufig mit Stereo gleichgesetzt. In der Studiotechnik werden Stereo-Tonaufnahmen über Lautsprecheranlagen beim Abhören gemischt. Die vom Menschen zur Lokalisation verwendeten Eigenschaften wie die Kopf- oder Ohrmuschelformen werden dabei nicht berücksichtigt, da bei der Wiedergabe über Stereo-Lautsprecher im Stereodreieck die Eigenschaften des Gehörs durch den Zuhörer selbst geschieht. Binaurale Aufnahmen sind „Stereo“-Aufnahmen mit besonderer Aufnahmetechnik, die im Allgemeinen nur mit Kopfhörern korrekt wiedergegeben werden [7].

Der Mensch ist in der Lage, seine wahrgenommenen Hörereignisse bestimmten Richtungen zuzuweisen. Der Mensch besitzt Wahrnehmungsmechanismen für die halbe Horizontalebene und die Medianebene. In einem kopfbezogenen Koordinatensystem wird als 0° -Achse die Richtung waagrecht nach vorn definiert [7].

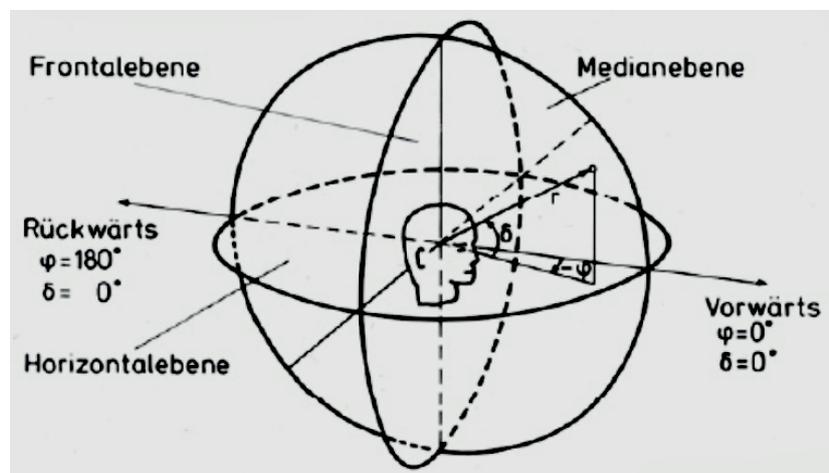


Bild 8: Kopfbezogenes Koordinatensystem [8]

Die Ortung einer Schallquelle erfolgt beim menschlichen Hören über die Pegeldifferenzen und Laufzeitunterschiede des akustischen Signals an den beiden Ohren. Die Laufzeitunterschiede entstehen durch den Abstand der beiden „Sensoren“, den Ohren, der im Mittel 17-22 cm beträgt. Pegeldifferenzen entstehen durch Dämpfung, Beugung und Reflektion an Schulter, Kopf und Ohrmuschel und durch Resonanzen im Außenohr. Die vom Ohr aufgenommenen Reize werden im „binauralen Prozessor“ Gehirn zum räumlichen Hören.

Im Vorwort zu seinem Buch „Räumliches Hören“ schreibt Blauert [8]:

„Aufgabe der Nachrichtentechnik ist es, Nachrichten zu erfassen, zu verarbeiten und über räumliche und zeitliche Schranken zu übertragen. Hierzu gehört die Teilaufgabe, einem Menschen eine akustische Wahrnehmung zu vermitteln, die ursprünglich an anderem Ort und/oder zu anderer Zeit und gegebenenfalls durch jemand anderen stattfand. Am Ende der Übertragungskette müssen dazu Signale erzeugt werden, die bei dem angesprochenen Menschen dazu führen, daß dieser das Gewünschte hört. Sofern man dabei anstrebt, dem Zuhörer die Hörillusion zu verschaffen, daß er sich am Aufnahmeort befände und dort unmittelbar am akustischen Geschehen teilhätte, müssen auch die Richtungen und Entfernungen des Gehörten den ursprünglichen

Richtungen und Entfernungen möglichst genau entsprechen. Diese Forderung führt dazu, daß die in der Nachrichtentechnik tätigen Ingenieure sich in steigendem Maße für die räumlichen Merkmale des akustisch Wahrgenommenen und die Signale, bei denen sie auftreten, kurz: für das „Räumliche Hören“ interessieren. Das Interesse am „Räumlichen Hören“ ist interdisziplinär. Wichtige Forschungsbeiträge stammen aus so unterschiedlichen Wissenschaftsgebieten wie Psychologie, Psychophysik, Physiologie, Medizin sowie Ingenieurwissenschaft, Physik und Musikwissenschaft...“

Die von Blauert angesprochene zeitliche und örtliche Trennung des Schallereignisses kann dabei nützlich sein, einen Mangel des sonst so hervorragenden Analysators „menschliches Gehör“ auszugleichen. Das menschliche Gehör ist zwar ein hochsensibles Analysesystem, das geringste Unterschiede im Geräusch sofort erkennt, aber nur, wenn es diese beiden Geräusche in einem unmittelbaren Vergleich angeboten bekommt. Normalerweise vergeht eine gewisse Zeit, bis die zu vergleichenden Geräuschsituationen hergestellt sind, z.B. ein Reifenwechsel oder Umbau am Prüfstand [9]. Binaurale Aufnahmen hingegen können direkt miteinander verglichen werden. Außerdem können mehrere Personen gleichzeitig ein Signal anhören und diskutieren, was in der realen Aufnahmesituation oft nicht möglich ist.

Binaurale Systeme haben eine ausgeprägte Richtcharakteristik. Zur Darstellung in Bild 8 wurde folgender Messaufbau gewählt. Ein Kunstkopfmesssystem HMS III der Firma HEAD acoustics wurde auf einem Drehteller positioniert. In ca. 2 Meter Entfernung stand ein Lautsprecher, über den Rosa Rauschen wiedergegeben wurde. Für eine vollständige Umdrehung benötigte der Drehteller 180 Sekunden. Am Kunstkopf wurde die Einstellung „LIN“ gewählt. Die dargestellte Außenohrübertragungsfunktion hat eine Dynamik von 40 dB (!).

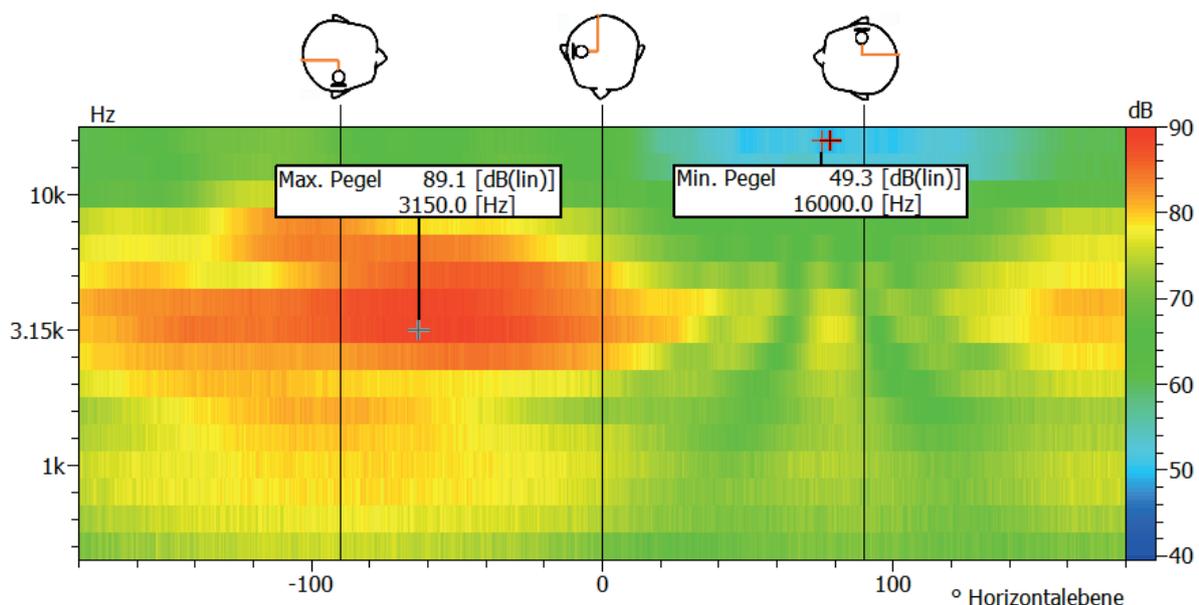


Bild 9: Terzspektrum über 360 ° dargestellt, Farbcampbell

Das Farbcampbell in Bild 9 zeigt sehr deutlich die Veränderung in den einzelnen Terzbändern in Abhängigkeit vom Schalleinfallswinkel. Am empfindlichsten ist die Messanordnung im Bereich um 4 kHz und einem Schalleinfallswinkel um die 60 °. Unterhalb von 500 Hz ist das Übertragungsmaß annähernd linear.

In Bild 10 ist ein Polardiagramm dargestellt. Die 1/12-Oktavkanäle bei den verschiedenen Schnittfrequenzen zeigen deutlich den Einfluss der Außenohrübertragungsfunktion. Zu hohen Frequenzen hin wird die Verdeckung durch den Kopf deutlicher. Die Empfindlichkeit schwankt innerhalb eines 1/12-Oktavbandes stark.

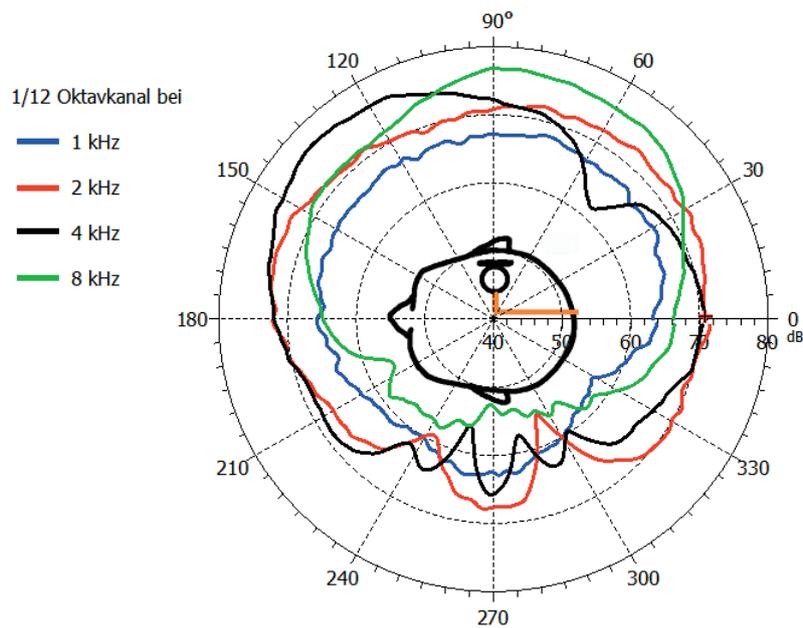


Bild 10: 1/12 Oktavkanal bei verschiedenen Schnittfrequenzen, Polardiagramm

War zu Beginn die binaurale Aufnahmetechnik eher im Bereich der Studioteknik und im Telekommunikationsbereich angesiedelt, fand sie in den 1980er Jahren Einzug in der Fahrzeugmesstechnik. Neben der Nachbildung eines realen Kopfes mit Messmikrofonen im Ohrkanal gibt es auch vereinfachte Formen oder starke Verfremdungen. Die nachfolgende Bildergalerie erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit.



Bild 11a: Kunstkopfsysteme verschiedener Hersteller: Kemar 45BB [10] / AKG „Harry“ [11] / Neumann KU 100 [12]

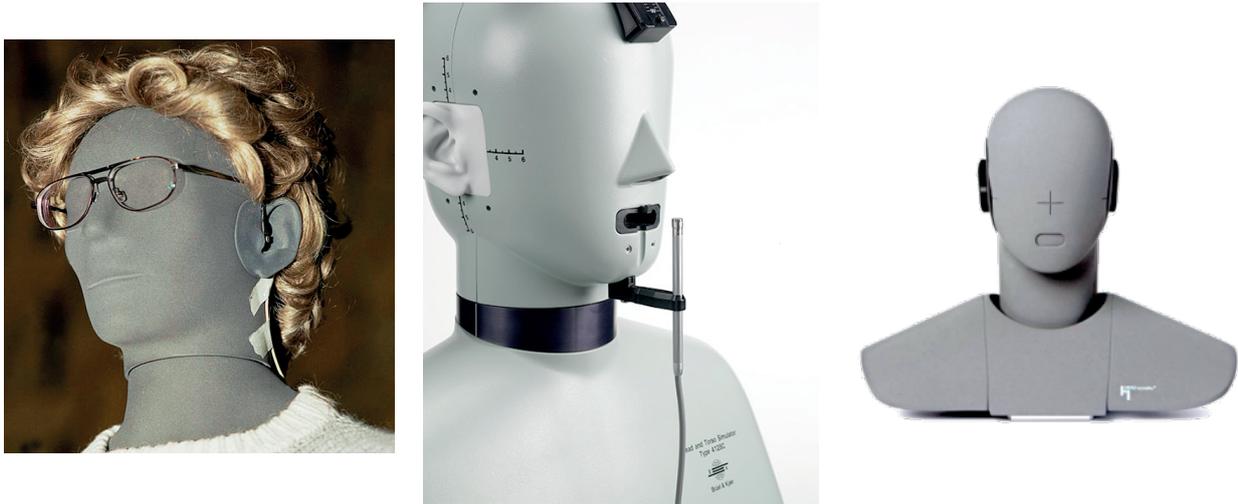


Bild 11b: *Kunstkopfsysteme verschiedener Hersteller:
Cortex MKII [13] / B&K 4128 D [14] / HEAD acoustics HSU III [15]*

Bei dem Weg des Schallsignals vom Sensor „Binaurales Messsystem“ zum Ohr des Empfängers ist darauf zu achten, dass das Signal richtig entzerrt wird. Damit ist sichergestellt, dass am Ohr des Hörers das gleiche Signal wiedergegeben wird, wie vom Sensor aufgenommen. Insbesondere der Einfluss des Außenohrs, der ja bei einem Kunstkopfsystem in der Aufzeichnung bereits das Signal beeinflusst hat, muss bei der Wiedergabe entzerrt werden, damit es nicht zu einer Verdopplung der Effekte beim Abhören kommt.

Schon früh diskutiert wurde die Möglichkeit, binaurale Messungen und ‚normale‘ Messungen (mit einem klassischen Messmikrofon mit Kugelcharakteristik) zu vergleichen. Diese Diskussion wurde Anfangs zwischen den Positionen „Diffusfeld“ und „Freifeld“ ausgetragen. Da diese Art von Feldern nur auf Prüfständen anzutreffen ist, hat sich im Ergebnis in der Praxis die ID-Entzerrung (ID = Independent of Direction) als ein „Kompromiss“ durchgesetzt.

Die ID-Entzerrung bei der Messung entzerrt nur die richtungsneutralen Anteile des Außenohrs. Das sind die Cavum Conchae-Resonanz und der Ohrkanal. Das binaurale System behält allerdings seine ausgeprägte Richtcharakteristik, wie in den Bildern 9 und 10 dargestellt ist.

Bei der Wiedergabe über Kopfhörer ist eine Rück-Entzerrung vorzunehmen, um wieder die Originalsituation anzunähern.

6. Schlussbemerkung

Messmikrofone gehören in der Motor- und Aggregateakustik zu einem unverzichtbaren Werkzeug. Die Palette der Sensoren für Luftschall ist breit und wurde in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben. Ob es nun um die Beseitigung lästiger Störgeräusche geht, oder darum, den Klangcharakter eines Fahrzeugs zu optimieren: erfolgreich ist die Arbeit des Akustikingenieurs dann, wenn er mit den ihm zur Verfügung stehenden Mitteln in der Lage ist, diesen Anforderungen gerecht zu werden.

Literatur

- [1] Brüel & Kjaer, CD-ROM "Transducers & Conditioning Selection Guide 2004", Kapitel "Education Material"
- [2] Virnich; Magdeburger Symposium 2005; Messwertaufnehmer und ihre Funktionsprinzipien
- [3] Apel; Mikrofone aus Gefell, Seite 20 ff
- [4] Sengpiel; <http://www.sengpielaudio.com/Schallintensitaet-BK.pdf>
- [5] Barsikow, Magdeburger Symposium 2003, Schallquellenlokalisierung
- [6] Wikipedia; <https://de.wikipedia.org/wiki/Beamforming>
- [7] Wikipedia; https://de.wikipedia.org/wiki/Binaurale_Tonaufnahme
- [8] Blauert, 1972; Räumliches Hören – Komplettausgabe; Hirzel-Verlag
- [9] Virnich, AUTOMOBIL professional; 2/91; Sonderdruck „Qualität für's Ohr“
- [10] Produktblatt 45 BB KEMAR Head and Torso, G.R.A.S. Sound & Vibration, Holte, Denmark
- [11] <http://www.vintagemicworld.com/afbeeldingen/AKG-D99-Harry.jpg>
- [12] Georg Neumann GmbH, Berlin, Produktinformation KU 100
- [13] <http://www.kar.fi/KARAudio/Products/20cb0303.jpg>
- [14] Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S, Naerum, Denmark; Produktblatt HATS Type 4128-D
- [15] HEAD acoustics GmbH, Herzogenrath, Datenblatt HSU III.2

PSYCHOAKUSTIK

Zur Bedeutung psychoakustischer Größen bei der Beurteilung automotiver Geräusche

Hugo Fastl

Abstract

The subject area *psychoacoustics* can be regarded as bridging the gap between physically based measurements and the perception of sound. While physical measurements are typical for the approach of engineers in R&D departments, psychoacoustic evaluations can also be interpreted in view of customer judgements of sound quality. In this contribution we present hearing sensations which are relevant for the evaluation of automotive sounds, well known like loudness or sharpness as well as less known like pitch strength. Psychoacoustic metrics which have proven successful for sound evaluation are illustrated.

Practical examples include evaluations of alternative drive systems – also with respect to cross-cultural differences – as well as psychoacoustics of sound absorbing street carpets. In addition, aspects beyond pure psychoacoustics like audio-visual interactions are touched.

Kurzfassung

Die Fachdisziplin *Psychoakustik* versteht sich als Bindeglied zwischen physikalisch orientierter Messung und der Wahrnehmung von Schallen. Während die physikalische Messung eher die Betrachtungsweise von Ingenieuren in Entwicklungsabteilungen widerspiegelt, kann die psychoakustische Bewertung auch im Hinblick auf Kundenurteile zur Geräuschqualität interpretiert werden.

Im vorliegenden Beitrag werden für die Beurteilung automotiver Geräusche wichtige Hörempfindungen vorgestellt, sowohl weitgehend bekannte wie Lautheit und Schärfe, als auch weniger bekannte wie Ausprägtheit der Tonhöhe. Psychoakustische Maße, die sich in der Geräuschbeurteilung bewährt haben, werden erläutert.

Praktische Beispiele behandeln psychoakustische Beurteilungen alternativer Antriebe – auch im Hinblick auf interkulturelle Unterschiede – sowie den Einsatz der Psychoakustik bei Reifen-Fahrbahngeräuschen. Darüber hinaus werden über die reine Psychoakustik hinausgehende Einflussgrößen wie audio-visuelle Interaktionen angesprochen.

1. Konzept der Psychoakustik

Die Fachdisziplin *Psychoakustik* versteht sich als Bindeglied zwischen physikalisch orientierter Messung und der Wahrnehmung von Schallen. Dieses Konzept soll anhand von Bild 1 erläutert werden. Bei physikalischen Messungen, einer Domäne von Physikern und Ingenieuren, werden Schalle meist anhand von Größen wie Pegel, Spektrum, Zeitfunktion etc. charakterisiert. Im Bereich der Wahrnehmung, einer Domäne der Psychologie, werden Schalle als laut, dröhnend, quietschend etc. bezeichnet. Aufgabe der Psychoakustik ist es, zwischen diesen zwei Welten eine Brücke zu schaffen damit anhand physikalischer Messgrößen Prognosen bezüglich der Wahrnehmung getroffen werden können.

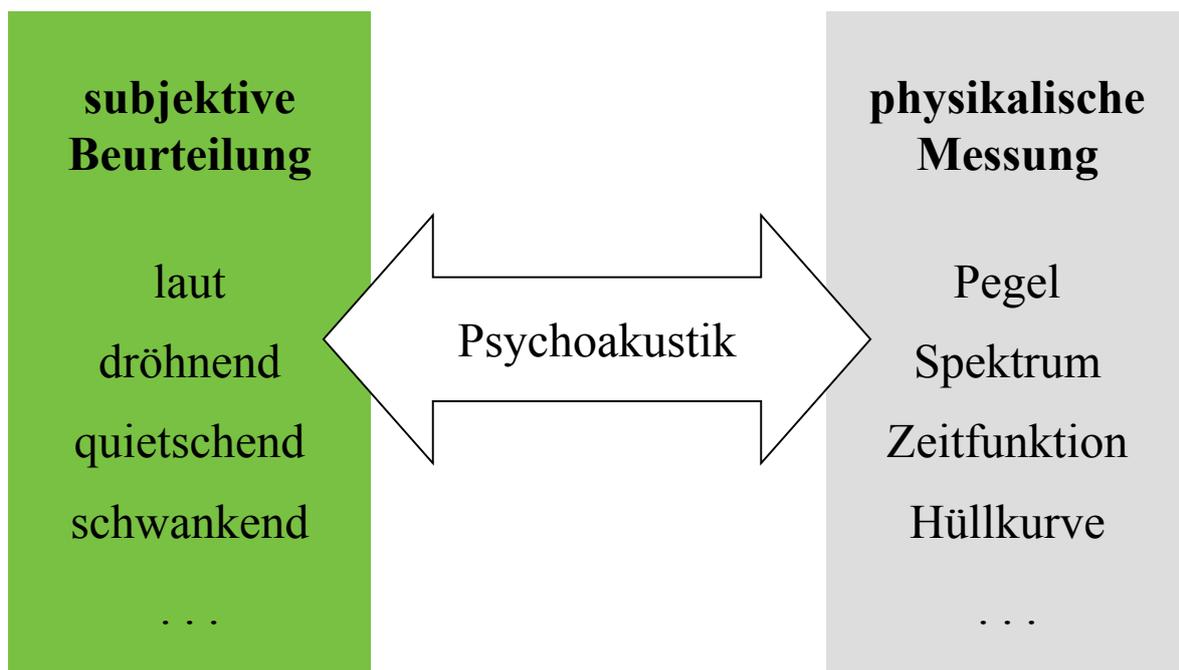


Bild 1: Psychoakustik als Brücke zwischen physikalischer Messung und subjektiver Beurteilung.

2. Physikalische Messungen

Physikalische Messungen von Schallen werden häufig mit Messmikrofonen durchgeführt. Dabei spielt es in der Praxis meist keine Rolle, welche Produkte verwendet werden, da die Mikrofone verschiedener Hersteller praktisch zu den gleichen Ergebnissen führen. Ganz anders ist dies bei Verwendung von Kunstkopfsystemen: Als Beispiel zeigt Bild 2 die Übertragungsfunktionen von Kunstkopfsystemen verschiedener Hersteller.

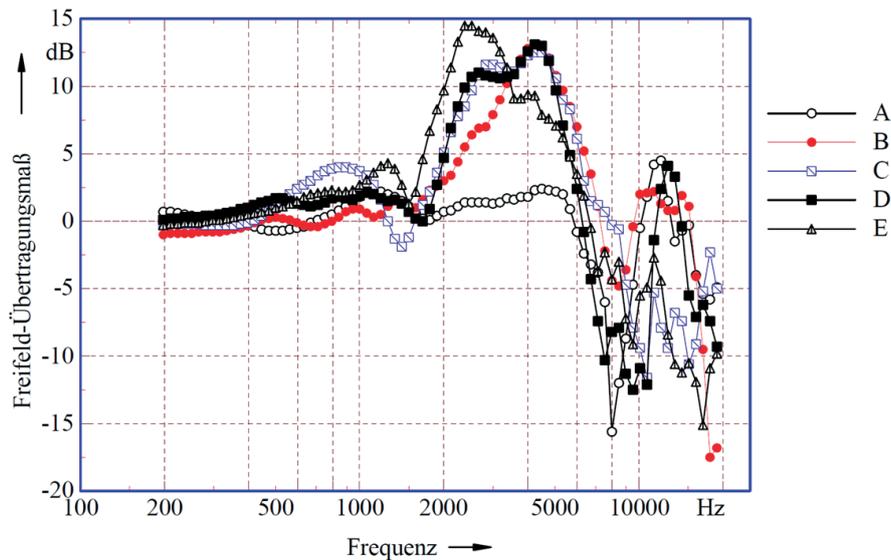


Bild 2: Übertragungsfunktionen von Kunstkopfsystemen verschiedener Hersteller (Daniel et al. 2007).

Eines von den fünf betrachteten Kunstkopfsystemen verhält sich völlig anders als der Rest. Dies liegt an unterschiedlichen Entzerrungen (Freifeld vs. Diffusfeld). Allerdings weisen auch die restlichen Kunstkopfsysteme deutliche Unterschiede auf, die in der Praxis zu recht unterschiedlichen Klangbildern führen.

Nicht nur bei der Aufnahme, sondern auch bei der Wiedergabe von Schallen in psychoakustischen Messreihen spielen die Eigenschaften der verwendeten elektroakustischen Wandler eine entscheidende Rolle. Als Beispiel zeigt Bild 3 die Übertragungsmaße von Kopfhörern unterschiedlicher Bauart (offen/geschlossen, elektrodynamisch/elektrostatisch).

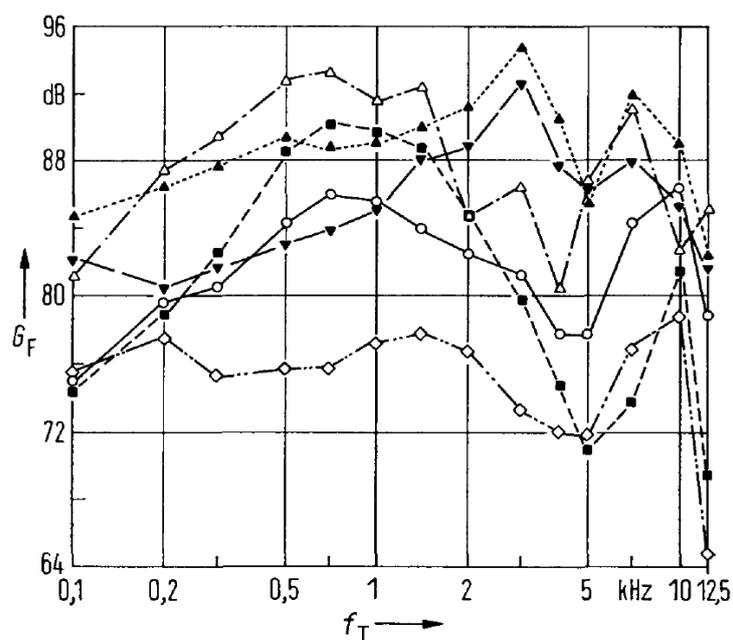


Bild 3: Übertragungsfunktionen unterschiedlicher Kopfhörer (Fastl & Fleischer 1978)

Insgesamt sollen diese wenigen Hinweise auf physikalische Messungen verdeutlichen, dass die Psychoakustik – wie manchmal fälschlicherweise angenommen – keineswegs auf diese verzichten kann, sondern auf physikalische Messungen höchster Qualität als Eingangsgrößen angewiesen ist (Völk 2012, 2013).

3. Hörempfindungen

In diesem Abschnitt werden für die Beurteilung automotiver Geräusche wichtige Hörempfindungen vorgestellt. Darüber hinaus werden Kombinationen von Hörempfindungen im Hinblick auf die Geräuschbeurteilung diskutiert.

3.1 Lautheit

Derzeit wird die Lautstärke von Geräuschen häufig anhand des A-bewerteten Schallpegels charakterisiert. Da die Messwerte physikalisch mit einem Schallpegelmessgerät ermittelt werden, wird oft vergessen, dass bereits der dB(A)-Wert eine gehörbasierte Größe repräsentiert. Es ist das große Verdienst des berühmten Dresdener Akustikers Heinrich Barkhausen, dass er bereits in den zwanziger Jahren des letzten Jahrhunderts postuliert hat, die Geräuschmessung sollte sich an den Eigenschaften des menschlichen Gehörs orientieren. Als Beispiel zeigt Bild 4 die Kurven gleicher Lautheit schematisch im Vergleich zur A-Bewertung.

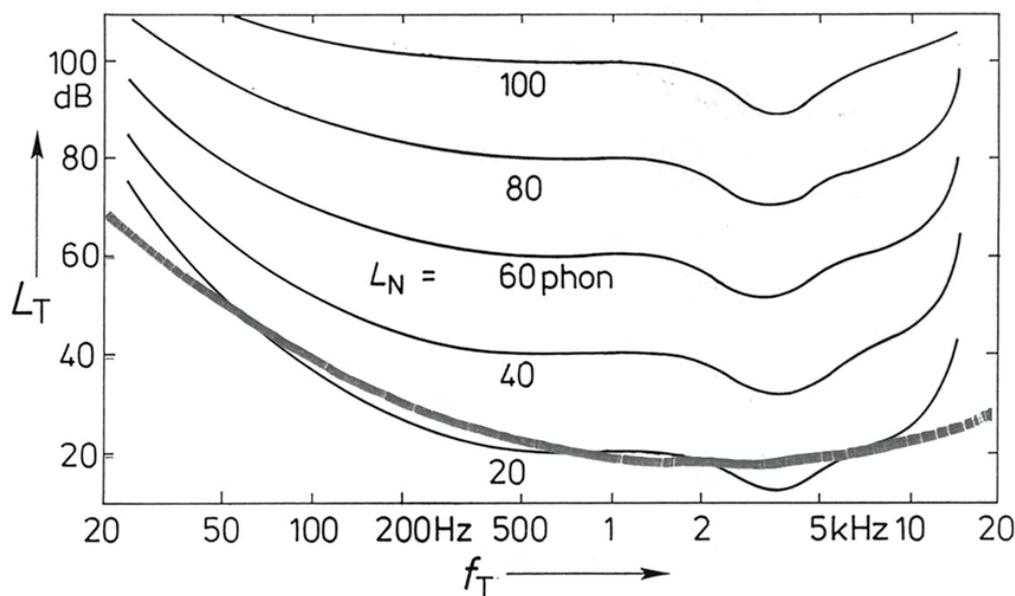


Bild 4: Kurven gleicher Lautheit (dünne Kurven) im schematischen Vergleich zur A-Bewertung (dicke Kurve)

Obwohl bekannt ist, dass bei tiefen Frequenzen und höheren Pegeln die A-Bewertung die Lautheit wesentlich unterschätzt, ist dennoch die bahnbrechende Idee von Barkhausen (1926) einer gehöbezogenen Geräuschmessung zu würdigen. Allerdings gelten die Kurven in Bild 4 nur für schmalbandige Geräusche, die in der Praxis eher selten vorkommen (Völk 2015).

Abhilfe versprechen hier mehrkanalige Verfahren wie das Lautheitsberechnungsverfahren nach Zwicker (1960). Anhand von Bild 5 sollen wesentliche Aspekte erläutert werden.

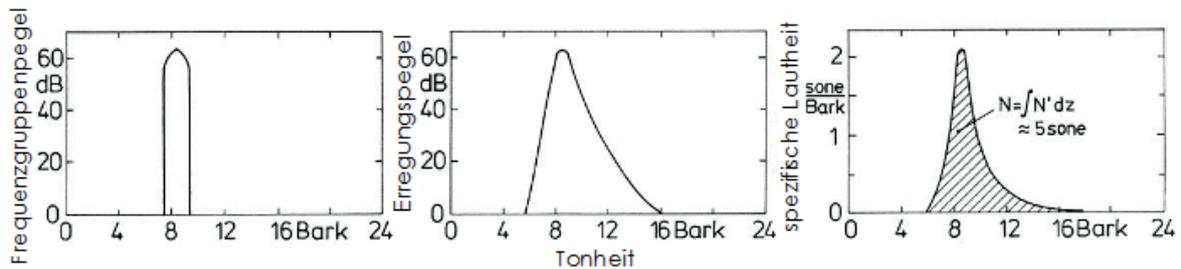


Bild 5: Illustration der Verarbeitungsschritte im Lautheitsmodell nach Zwicker.

Das linke Teilbild illustriert die Transformation der physikalischen Frequenzskala in die gehörbezogene Barkskala (Name zu Ehren von Heinrich Barkhausen). Es ist ein Schmalbandrauschen bei 1 kHz (8,5 Bark) dargestellt. Das mittlere Teilbild verdeutlicht, dass Effekte der spektralen Maskierung berücksichtigt werden müssen. Im rechten Teilbild ist ein Lautheits-Tonheitsmuster dargestellt, das in der Praxis oft als *Zwicker-Diagramm* bezeichnet wird. Der Übergang vom mittleren zum rechten Teilbild erfolgt im Wesentlichen anhand der vierten Wurzel aus der Intensität oder der Quadratwurzel aus dem Schalldruck. Besonders bedeutsam ist, dass die Fläche im rechten Teilbild ein direktes Maß für die wahrgenommene Lautstärke repräsentiert. Dies ist ein ganz wesentlicher Vorteil des Zwicker-Diagramms im Vergleich zu alternativen Spektraldarstellungen wie FFT, Terzpegel, Wavelet etc..

Das Verfahren von Zwicker hat Eingang in die Normung gefunden. Für stationäre Geräusche gilt DIN 45631 (1991), ein ähnliches Verfahren von Moore et al. (1997) ist in ANSI S3.4 (2007) standardisiert. Bild 6 ermöglicht den Vergleich der nach beiden Verfahren berechneten Werte der Lautheit für Rosa Rauschen.

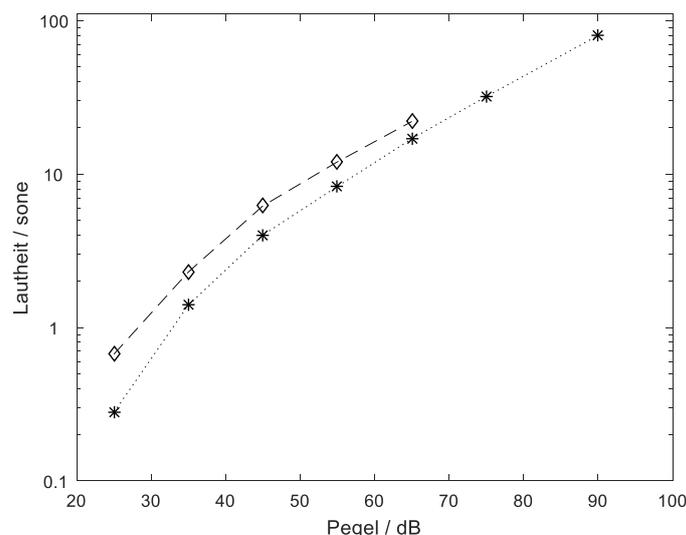


Bild 6: Vergleich der nach DIN 45631 (Sterne) bzw. ANSI S3.4 (Rhomben) berechneten Lautheiten für Rosa Rauschen (Fastl et al. 2009).

Beide Verfahren zeigen als Funktion des Pegels einen recht ähnlichen Verlauf der Lautheitswerte. Allerdings liegen die Daten für ANSI S3.4 systematisch über den Werten nach DIN 45631. Falls jedoch die Werte nach ANSI S3.4 um 5 dB nach rechts verschoben werden, liegen beide Kurven praktisch übereinander und entsprechen den subjektiven Beurteilungen von Schlittenlacher et al. (2011).

Da in der Praxis anstelle von stationären Geräuschen meist zeitvariante Geräusche auftreten, wurde in DIN 45631/A1 (2010) ein zugehöriges Verfahren standardisiert. Entsprechende Effekte der zeitlichen Verarbeitung im Gehör sind in Bild 7 illustriert.

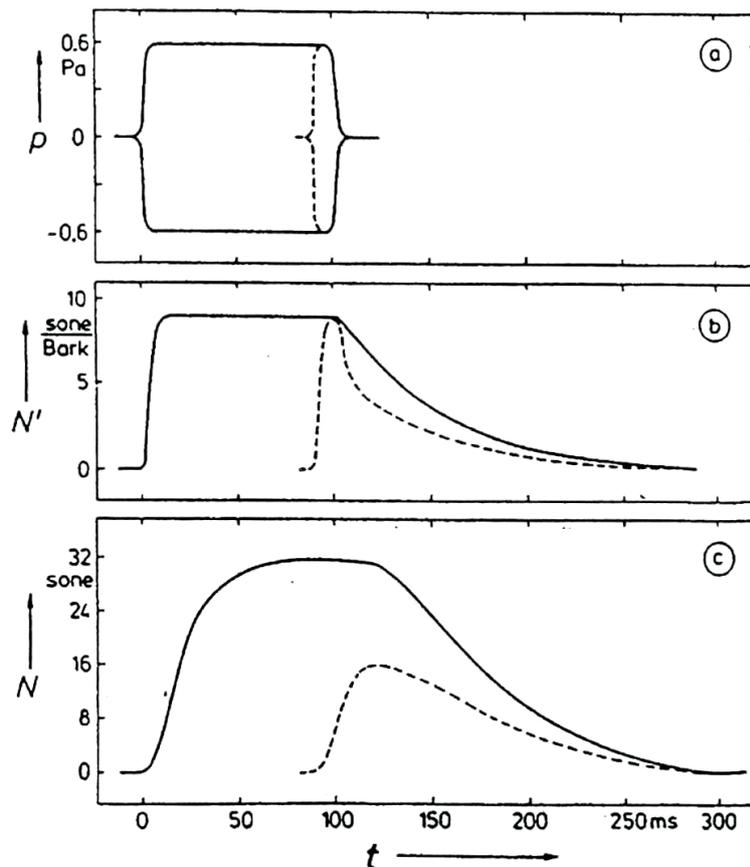


Bild 7: Illustration der zeitlichen Verarbeitung im zeitvarianten Lautheitsmodell nach Zwicker. (a) Schallimpulse mit 100 ms (durchgezogen) bzw. 10 ms Dauer (gestrichelt). (b) Zugehörige Zeitfunktionen der Spezifischen Lautheit. (c) Zugehörige Zeitfunktionen der Summenlautheit.

Bild 7a illustriert die zeitlichen Hüllkurven von Schallimpulsen mit 10 ms (gestrichelt) bzw. 100 ms Dauer (durchgezogen). Die zugehörigen Zeitfunktionen der Spezifischen Lautheit sind in Bild 7b dargestellt. Das Abklingen der Spezifischen Lautheit erfolgt nach kurzen Schallen zunächst recht steil und danach eher graduell. Die Kurven in Bild 7c verdeutlichen, dass bei gleichem Schallpegel 10 ms kurze Schalle nur etwa halb so laut sind (16 sone) wie 100 ms lange Schalle (32 sone).

Bild 8 zeigt das vereinfachte Blockschaltbild eines Lautheitsmessers für zeitvariante Schalle.

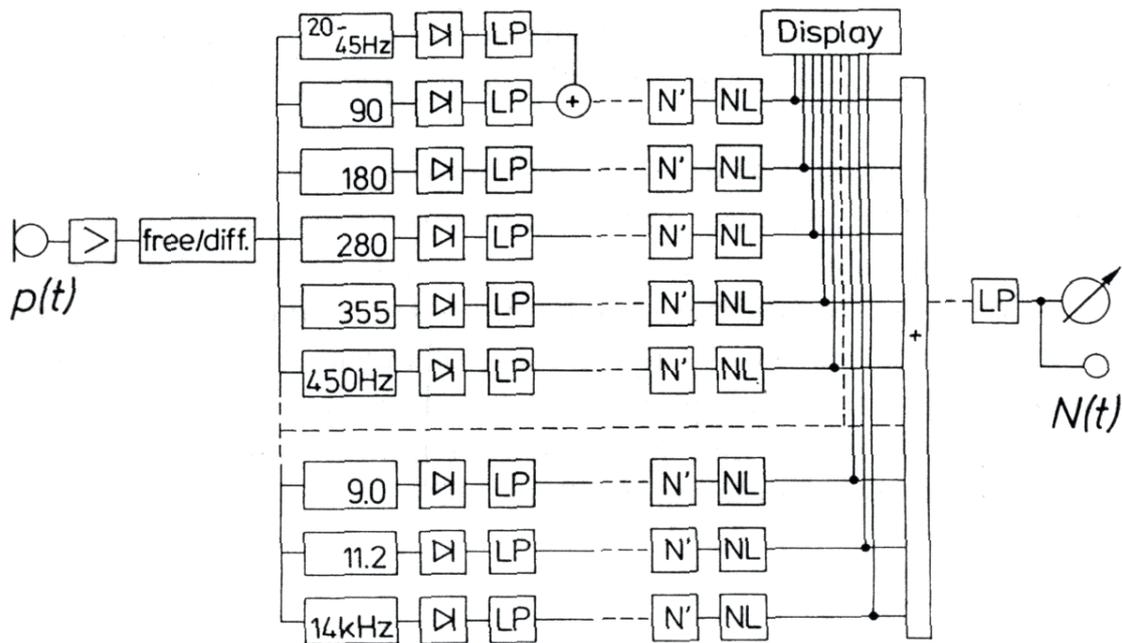


Bild 8: Vereinfachtes Blockschaltbild eines Lautheitsmessers für zeitvariante Schalle.

In Bild 8 folgt auf ein Mikrophon mit Verstärker ein Filter zur Unterscheidung zwischen freiem und diffusem Schallfeld. Es folgen eine Frequenzgruppenfilterung, Gleichrichtung und ein Tiefpass mit 2 ms Zeitkonstante. Der Block N' repräsentiert die Lautheitstransformation (Quadratwurzel aus dem Schalldruck), NL steht für das nichtlineare Abklingen gemäß Bild 7b. Nach der Summation der Kanäle (Flächenbildung) folgt ein Tiefpass dritter Ordnung, der entsprechend Bild 7c bewirkt, dass 10 ms lange Schalle etwa halb so laut sind wie 100 ms lange.

Mit dem in DIN 45631/A1 beschriebenen Verfahren wurden einige Alltagsgeräusche analysiert und in Bild 9 den entsprechenden A-bewerteten Schallpegeln in Form von Thermometern gegenübergestellt.

Beide Thermometer reflektieren beispielsweise, dass ein Presslufthammer erheblich lauter ist als ein Vogelgezwitscher. Das Lautheitsthermometer erläutert zusätzlich korrekt, dass das Geräusch des Presslufthammers über zehnmal so laut ist wie das Vogelgezwitscher. Besonders bedeutsam ist, dass zwei Schalle mit gleichem A-bewertetem Schallpegel wie Bohrmaschine und Geige deutlich unterschiedliche Lautheiten erzeugen. Obwohl die Trompete einen höheren Schallpegel als der Rasenmäher produziert, wird sie sogar leiser wahrgenommen. Solche Unterschiede in der Bewertung sind größtenteils darauf zurückzuführen, dass die Lautheit als mehrkanaliges Verfahren spektrale Unterschiede und damit Unterschiede in der Klangfarbe besser erfassen kann.

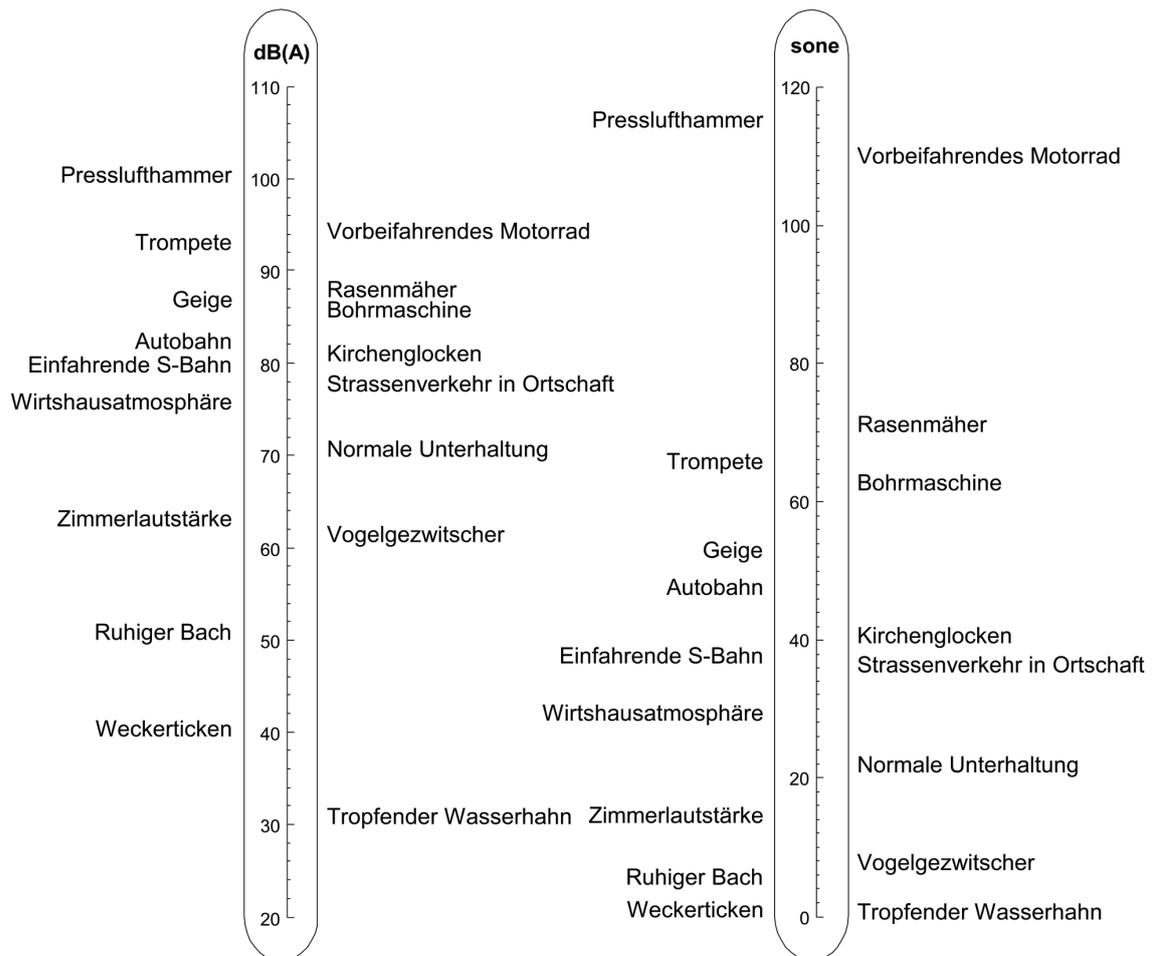


Bild 9: Lautheitsthermometer (rechts) im Vergleich zu Pegelthermometer (links).

Derzeit werden bei ISO Aktivitäten zur Standardisierung von Lautheitsprognoseverfahren forciert. Es ist zu erwarten, dass zwei Normen publiziert werden, ISO 532-1 (Zwicker-Verfahren) und ISO 532-2 (Glasberg/Moore-Verfahren).

Die bisher genannten Lautheitsprognoseverfahren gehen von „normalhörenden“ Personen aus. In der Praxis wird aber die Lautheit von Produkten wie beispielsweise Premium-Fahrzeugen durch Personen beurteilt, die häufig beginnende bis schwerere Hörminderungen aufweisen, sei es durch fortgeschrittenes Alter oder durch extrem laute Freizeitaktivitäten in jüngeren Jahren (z.B. Yuppies).

Deshalb wurde ein Lautheitsmodell (DLM) entwickelt und erprobt (Chalupper und Fastl 2002), welches Prognosen über die Lautheitswahrnehmung sowohl von Normalhörenden als auch von Personen mit (leichten) Hörminderungen ermöglicht. In Bild 10 ist die Signalverarbeitung illustriert.

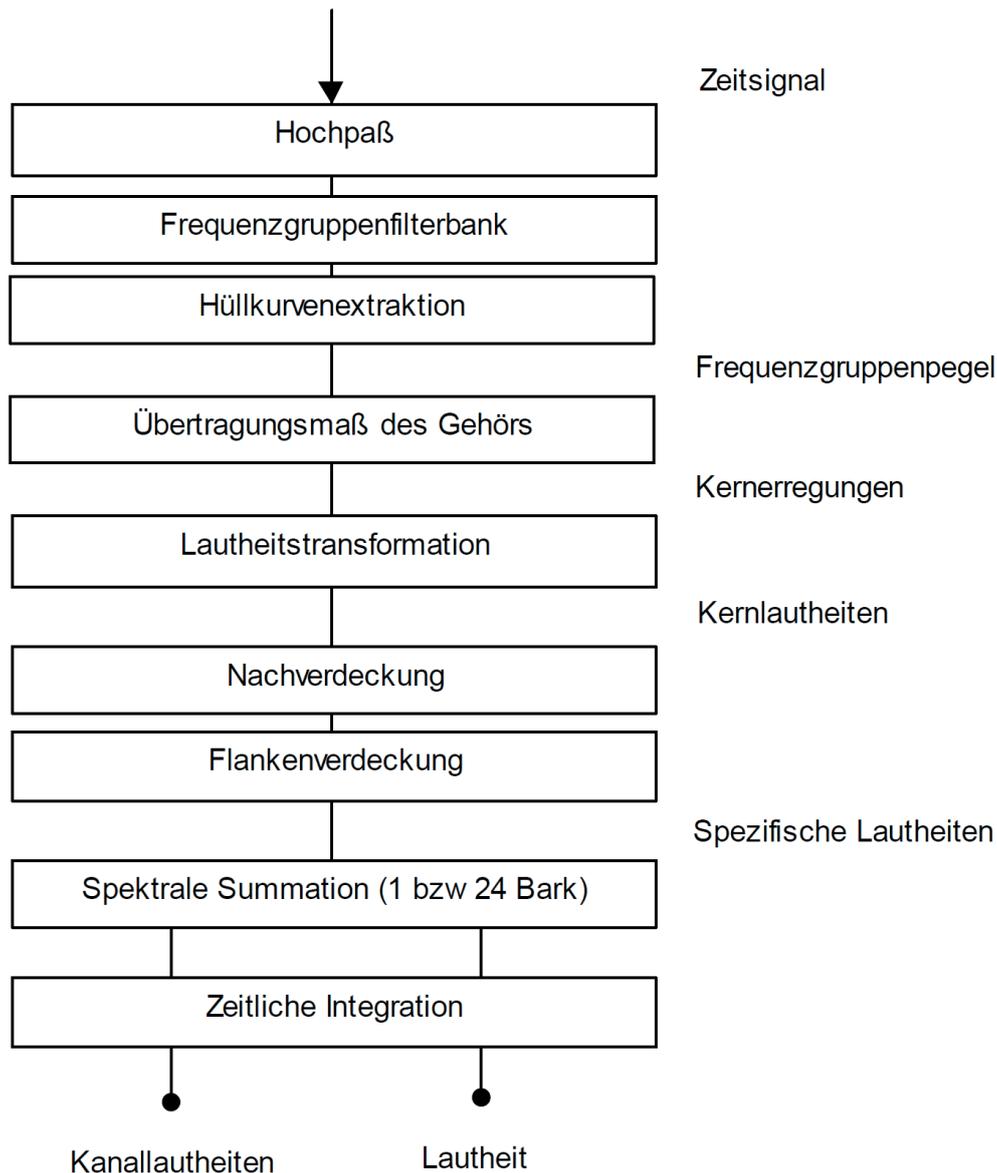


Bild 10: Schematische Illustration des Dynamischen Lautheitsmodells (DLM) nach Chalupper und Fastl (2002).

Das in Bild 10 illustrierte DLM gehört eindeutig zur Familie der Zwicker-Lautheitsmodelle mit Frequenzgruppen, Nachverdeckung, oberen Flanken, spektraler Summation sowie zeitlicher Integration. Besonders vorteilhaft ist, dass lediglich der Block „Lautheitstransformation“ ausgetauscht werden muss, um die Lautheitswahrnehmung von Normalhörenden bzw. Personen mit Hörminderung zu simulieren.

Wesentliche Unterschiede zwischen beiden Personengruppen sollen anhand von Bild 11 erläutert werden.

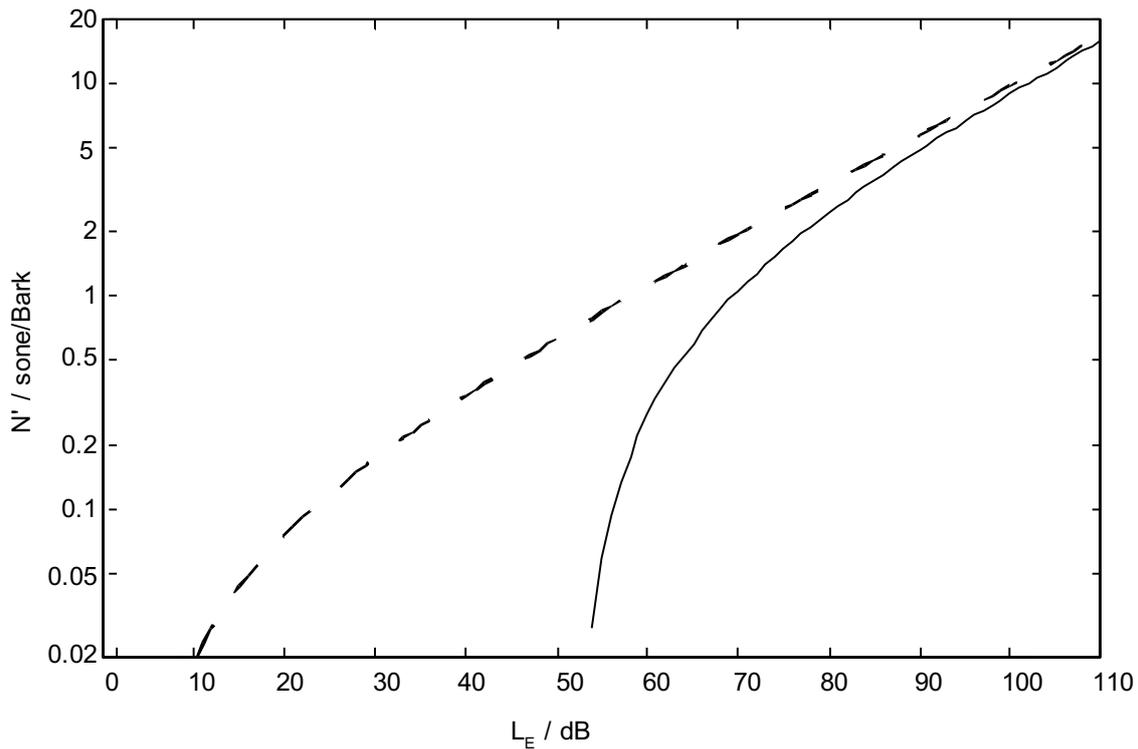


Bild 11: Lautheitstransformation bei Normalhörenden (gestrichelt) bzw. Personen mit Hörminderung (durchgezogen).

Die in Bild 11 dargestellten Daten verdeutlichen, dass für Normalhörende die gestrichelte Kurve kontinuierlich ansteigt und für Werte über 40 dB in die bekannte Gesetzmäßigkeit „10 dB mehr Pegel entspricht einer Verdoppelung der Lautheit“ mündet. Im Gegensatz dazu zeigt die durchgezogene Kurve, dass bei Personen mit Hörminderung die Lautheit über der Schwelle steil ansteigt und bei hohen Pegeln praktisch „normale“ Lautheitswerte erreicht werden.

Das DLM von Chalupper und Fastl (2002) wurde inzwischen weiterentwickelt (Rennies et al. 2010, Verhey und Hots 2013, Verhey et al. 2015); es repräsentiert, unter Berücksichtigung weiterer relevanter Aspekte (Völk und Verhey 2016, Völk 2016), einen erwägenswerten alternativen Ansatz für die zukünftige Überarbeitung von Normen zur Lautheit.

3.2 Schärfe

Die Hörempfindung Schärfe repräsentiert ein Merkmal der Klangfarbenwahrnehmung. Sie lässt sich längs einer Skale „stumpf-scharf“ skalieren. Ergebnisse zugehöriger Hörversuche sind in Bild 12 dargestellt.

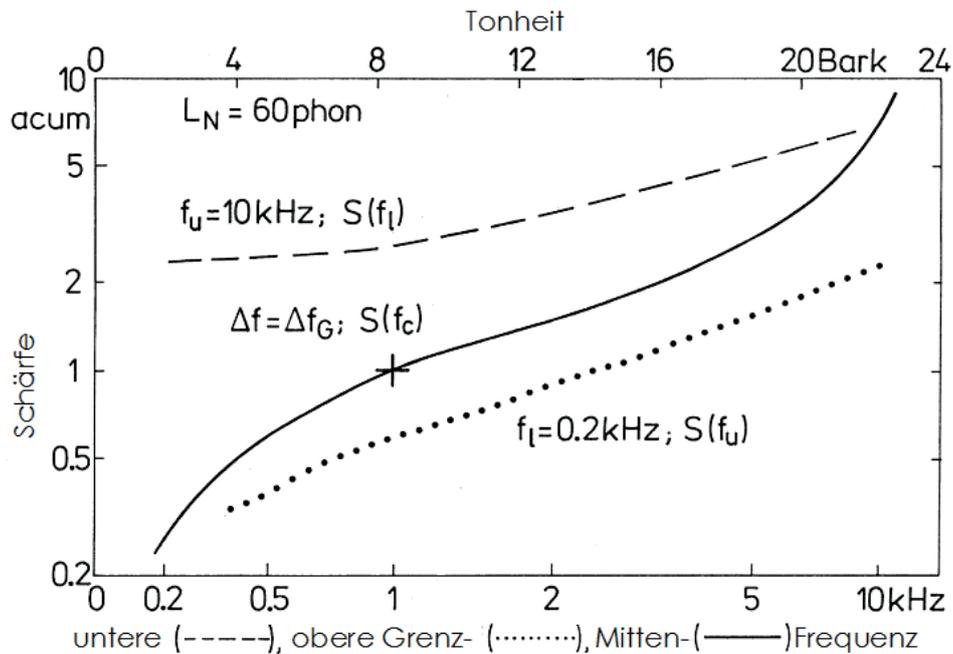


Bild 12: Schärfe von Schmalbandrauschen (durchgezogen), Hochpassrauschen (gestrichelt) und Tiefpassrauschen (gepunktet).

Die in Bild 12 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die Schärfe von Schmalbandrauschen mit deren Mittenfrequenz kontinuierlich ansteigt. Bei Hochpassrauschen bewirken die Spektralanteile bei hohen Frequenzen grundsätzlich eine große Schärfe. Bei Tiefpassrauschen liegt wegen der Spektralanteile bei niedrigen Frequenzen die Schärfe grundsätzlich unter derjenigen von Schmalbandrauschen.

Anhand von Bild 13 kann das Modell der Schärfe erläutert werden.

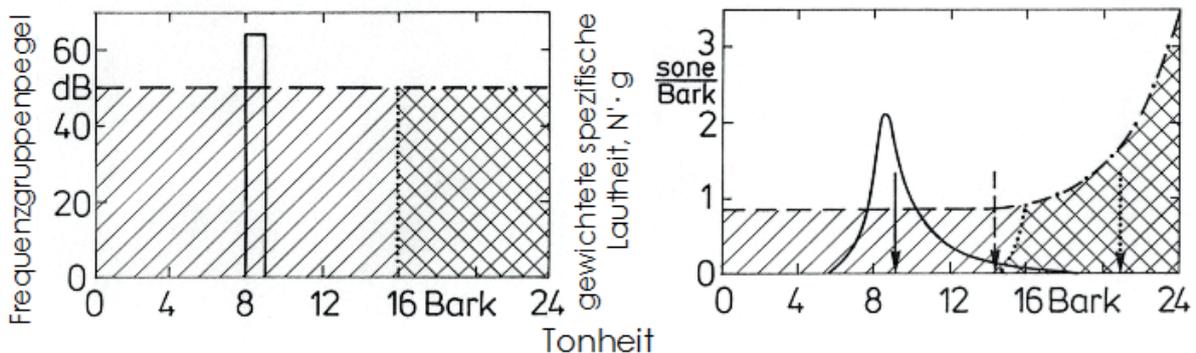


Bild 13: Illustration des Modells der Schärfe. Links: Spektralverteilungen von Schmalbandrauschen (durchgezogen) Breitbandrauschen (schraffiert) und Hochpassrauschen (kreuzschraffiert). Rechts: Zugehörige Lautheits-Tonheitsmuster, die mit einer zu hohen Frequenzen stark ansteigenden Gewichtsfunktion bewertet wurden.

Die im rechten Teilbild von Bild 13 dargestellten Pfeile illustrieren, dass die Schärfe dem ersten Moment (Schwerpunkt) der gewichteten Lautheits-Tonheitsmuster entspricht. Demnach nimmt die Schärfe vom Schmalbandrauschen über das Breitbandrauschen zum Hochpassrauschen zu.

Das in Bild 13 illustrierte Verfahren zur Bestimmung der Schärfe ist in DIN 45692 genormt. Die Hörempfindung Schärfe wird beim Sound-Design öfters eingesetzt um ein aggressives Klangbild zu erzeugen. Dementsprechend sollte beispielsweise bei Luxusfahrzeugen die Schärfe möglichst vermieden werden.

Lautheit und Schärfe repräsentieren zwei Hörempfindungen, die sich zur Beschreibung von Klangbildern gut eignen. Beispielsweise konnten Beurteilungen von extrem unterschiedlichen Schallen wie der Qualität von Konzertflügeln (Valenzuela 1998) oder die Lästigkeit von Schnarchgeräuschen (Fastl et al. 2016) anhand von Lautheit und Schärfe erfasst werden.

3.3 Schwankungsstärke und Rauigkeit

Zeitliche Variationen von Schallen werden in der Psychoakustik durch zwei Hörempfindungen gekennzeichnet: Zum einen durch die Schwankungsstärke bei langsamen Variationen zum anderen durch die Rauigkeit bei schnelleren Variationen. Es gibt keine strikte Grenze zwischen beiden Hörempfindungen, sondern bei Modulationsfrequenzen um 20 Hz geht die Schwankungsstärke in die Rauigkeit über.

Bild 14 zeigt die Abhängigkeit der Schwankungsstärke von der Modulationsfrequenz.

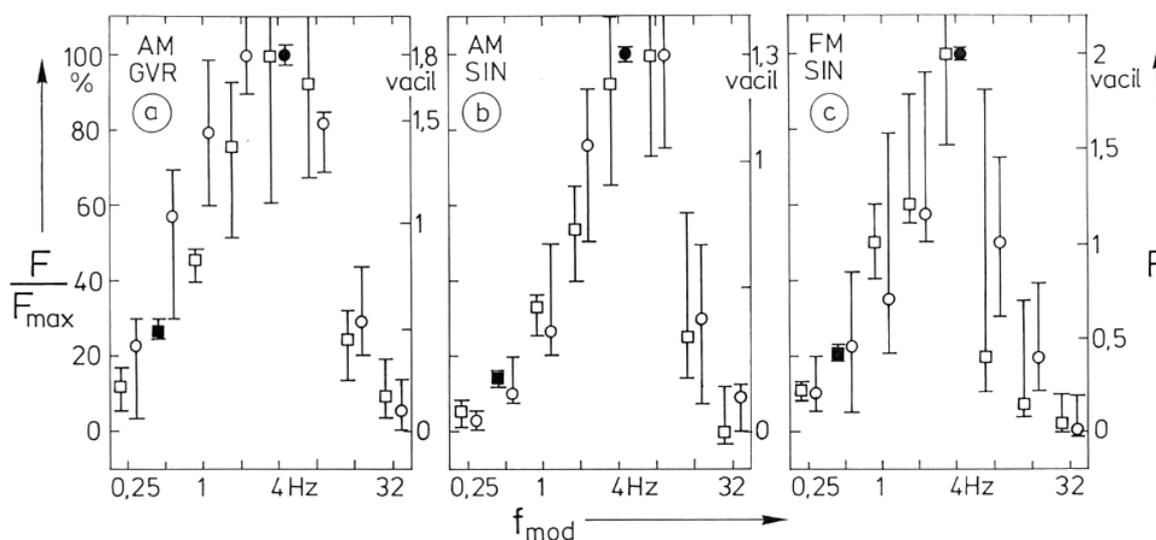


Bild 14: Schwankungsstärke von (a) AM-Breitbandrauschen, (b) AM-Sinus und (c) FM-Sinus als Funktion der Modulationsfrequenz.

Die in Bild 14 dargestellten Daten illustrieren, dass die Schwankungsstärke – kaum beeinflusst von Bandbreite des Trägers oder Modulationsart – eine Bandpasscharakteristik mit einem Maximum um 4 Hz Modulationsfrequenz aufweist. Die Hörempfindung Schwankungsstärke eignet sich besonders gut für das Sound-Design von Warnsignalen, sollte ansonsten aber eher vermieden werden.

Die in Bild 15 dargestellten Daten illustrieren die Abhängigkeit der Hörempfindung Rauigkeit von der Modulationsfrequenz.

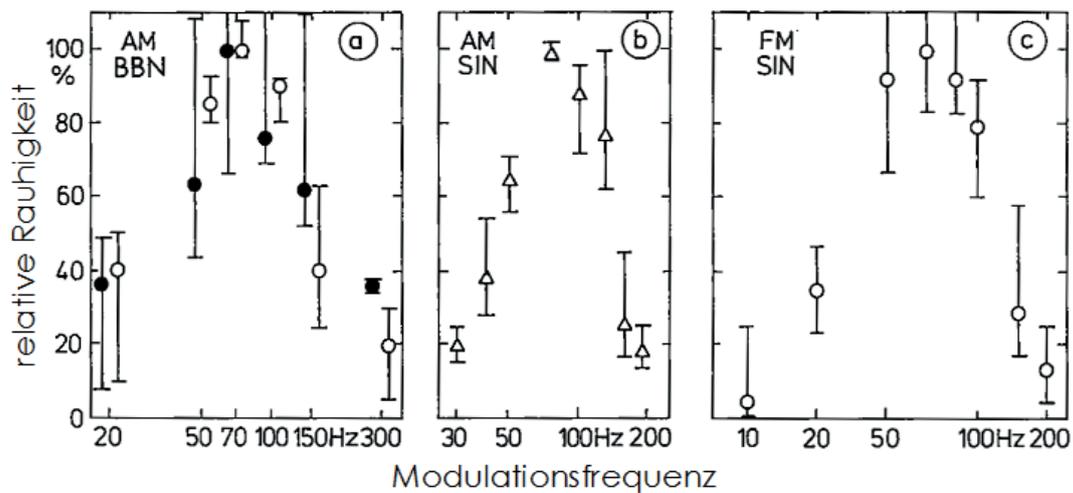


Bild 15: Rauigkeit von (a) AM-Breitbandrauschen, (b) AM-Sinus und (c) FM-Sinus als Funktion der Modulationsfrequenz.

Die in Bild 15 dargestellten Daten illustrieren, dass die Rauigkeit – ähnlich wie die Schwankungsstärke – ebenfalls nur wenig beeinflusst von Bandbreite des Trägers oder Modulationsart eine Bandpasscharakteristik aufweist. Allerdings liegt das Maximum hier um 70 Hz Modulationsfrequenz.

Im Kontext von automotiven Geräuschen transportiert die Hörempfindung Rauigkeit das Merkmal „Sportlichkeit“. Allerdings muss die Rauigkeit wohldosiert eingesetzt werden, da ein Übermaß ungewollte Assoziationen von total unsportlichen Produkten hervorrufen kann. Auf dem Markt befindliche Algorithmen zur Simulation der Rauigkeitswahrnehmung weisen beträchtliche Schwächen auf. Deshalb hat sich eine vom Autor geleitete Arbeitsgruppe des DIN zum Ziel gesetzt, eine Rauigkeitsnorm zu entwickeln, die weitgehend mit dem Höreindruck im Einklang ist (z.B. Sottek und Genuit 2013, Oetjen et al. 2014).

3.4 Ausprägtheit der Tonhöhe

Im Vergleich zu den bisher behandelten Hörempfindungen, die seit vielen Jahrzehnten untersucht werden, ist die Ausprägtheit der Tonhöhe eine eher „junge“ Hörempfindung (Fastl und Stoll 1979). Unabhängig von der eigentlichen Tonhöhe (pitch height) kann deren Deutlichkeit, Ausprägtheit (pitch strength) skaliert werden (z.B. Fastl 1998). Dies ist auch für automotiv Geräusche von Bedeutung, da tonale Geräusche oft eine recht belästigende Wirkung erzeugen können. Deshalb soll im Folgenden die Ausprägtheit der Tonhöhe von Sinustönen oder Geräuschen sowie eine zugehörige Modellvorstellung (Fruhmann 2005) erläutert werden.

Bild 16 zeigt die Ausprägtheit der Tonhöhe von Sinustönen als Funktion von deren Frequenz, Pegel und Dauer.

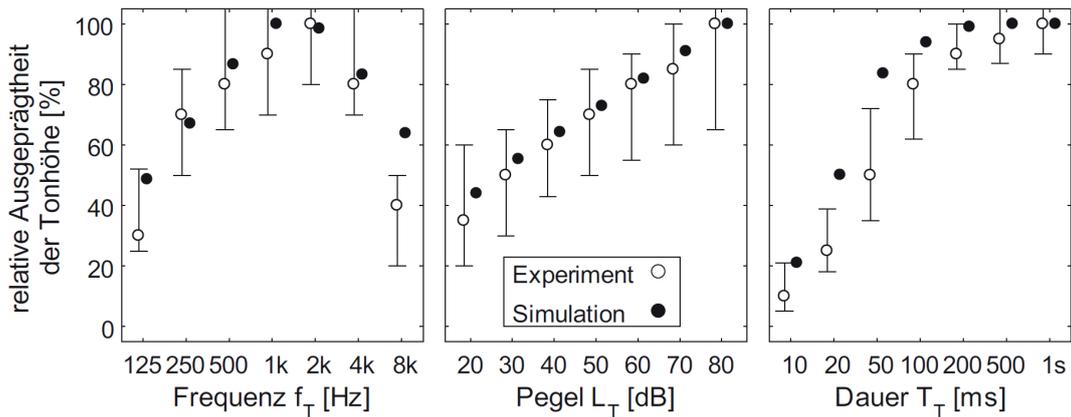


Bild 16: Ausgeprägtheit der Tonhöhe von Sinustönen als Funktion von deren Frequenz (links), Pegel (Mitte) und Dauer (rechts). Kreise: subjektive Messungen, Punkte: zugehörige Modellberechnungen.

Die Ausgeprägtheit der Tonhöhe von Sinustönen zeigt als Funktion von deren Frequenz eine Bandpasscharakteristik mit einem Maximum bei Frequenzen um 1...2 kHz. Mit wachsendem Schallpegel steigt die Ausgeprägtheit der Tonhöhe an; dies gilt auch für wachsende Dauern bis zu etwa 200 ms, wo ein Plateau erreicht wird.

In der Praxis der automotiven Geräuschbewertung werden Tonhöhenempfindungen nicht nur durch Sinustöne, sondern oft durch bandbegrenzte Rauschen hervorgerufen. Bild 17 illustriert die Ausgeprägtheit der Tonhöhe von Rauschen unterschiedlicher Bandbreite und Mittenfrequenz.

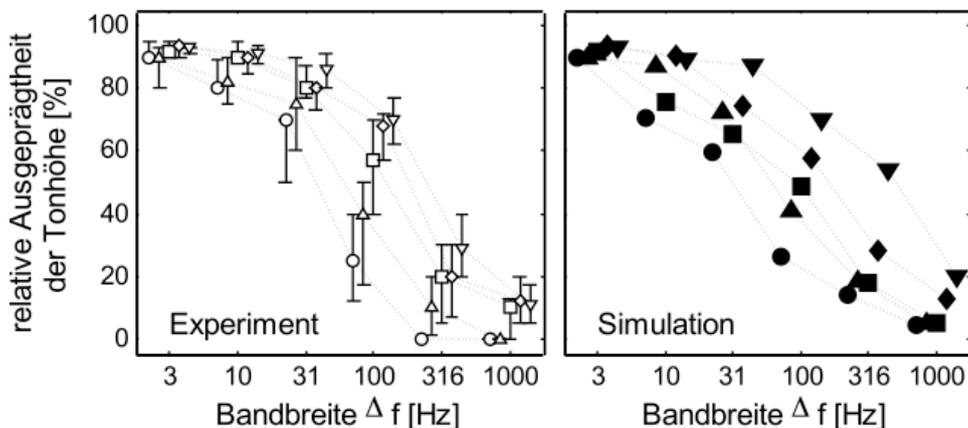


Bild 17: Ausgeprägtheit der Tonhöhe von Bandpassrauschen als Funktion von deren Bandbreite für verschiedene Mittenfrequenzen. Subjektive Daten (links) und zugehörige Modellberechnungen (rechts). Mittenfrequenzen: 250 Hz Kreise, 500 Hz nach oben zeigende Dreiecke, 1 kHz Quadrate, 2 kHz Rhomben, 4 kHz nach unten zeigende Dreiecke.

Die in Bild 17 dargestellten Daten illustrieren, dass die Ausgeprägtheit der Tonhöhe mit wachsender Bandbreite abnimmt. Allerdings spielt die Mittenfrequenz der Schmalbandrauschen ebenfalls eine zentrale Rolle: Für eine Bandbreite von 100 Hz ist die Ausgeprägtheit der Tonhöhe bei 4 kHz fast dreimal so groß wie bei 250 Hz Mittenfrequenz.

Bild 18 illustriert die wesentlichen Merkmale des Modells der Ausgeprägtheit der Tonhöhe nach Fruhmann (2005).

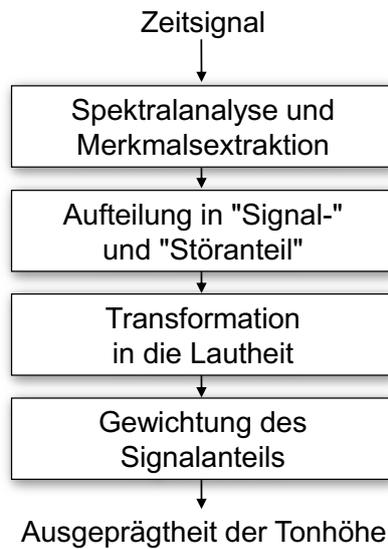


Bild 18: Modell der Ausgeprägtheit der Tonhöhe nach Fruhmann (2005).

Wesentliche Elemente des in Bild 18 illustrierten Modells sind eine FTT-Spektralanalyse (Terhardt 1985), die Aufteilung in Komponenten, die zur Ausgeprägtheit der Tonhöhe beitragen bzw. diese stören, die Transformation in die Lautheit sowie die Gewichtung mit psychoakustischen Größen wie Schwankungsstärke.

Anhand von Bild 19 können die einzelnen Schritte des Modells der Ausgeprägtheit der Tonhöhe erläutert werden.

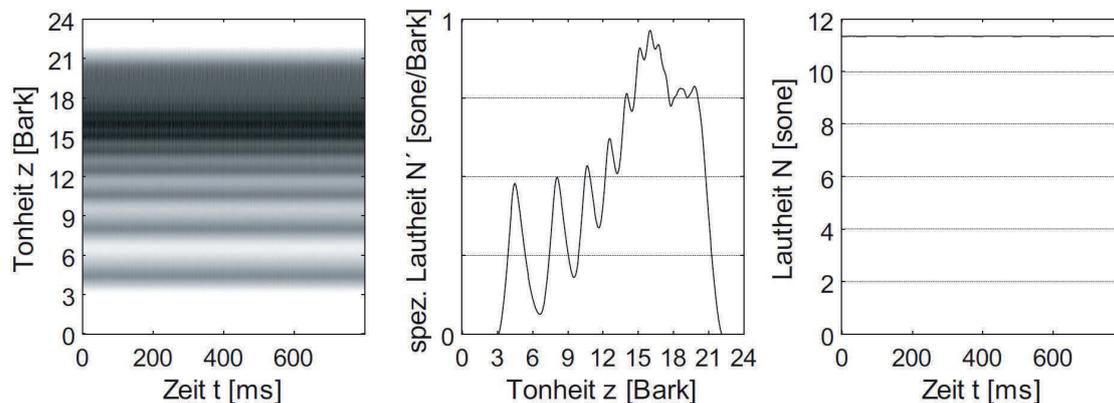


Bild 19: Erläuterung der Verarbeitungsschritte im Modell der Ausgeprägtheit der Tonhöhe nach Fruhmann (2005) am Beispiel eines Komplexen Tons mit 500 Hz Grundfrequenz. FTT-Spektrum (links), Lautheits-Tonheitsmuster (Mitte), Lautheits-Zeitmuster (rechts).

Das linke Teilbild von Bild 19 zeigt das FTT-Spektrum eines Komplexen Tons mit 500 Hz Grundfrequenz, das zugehörige Lautheits-Tonheitsmuster ist im mittleren Teilbild dargestellt. Der erste Peak in diesem Muster markiert die relevante Tonhöhe deren Ausgeprägtheit bestimmt wird, die höheren Spektralanteile wirken als „Störanteil“ und reduzieren die Ausgeprägtheit. Das rechte Teilbild zeigt als Funktion der Zeit eine konstante Lautheit, welche die Ausgeprägtheit der Tonhöhe stützt. Im

Gegensatz dazu erzeugen Schmalbandrauschen fluktuierende Lautheits-Zeitmuster, welche die Ausprägtheit der Tonhöhe reduzieren.

3.5 Kombinationen von Hörempfindungen

Zur Beschreibung der belastigenden Wirkung von Geräuschen werden häufig Kombinationen von Hörempfindungen vorgeschlagen. Ein Beispiel ist die Psychoakustische Lästigkeit (psychoacoustic annoyance PA) nach Widmann (1995). Bild 20 illustriert, dass PA auf den Hörempfindungen Lautheit, Schärfe, Schwankungsstärke und Rauigkeit basiert.

$$PA = N_5 \left(1 + \sqrt{w_S^2 + w_{FR}^2} \right)$$

with

- N_5 percentile loudness in sone
- $w_S = \left(\frac{S}{\text{acum}} - 1.75 \right) \cdot 0.25 \lg \left(\frac{N_5}{\text{sone}} + 10 \right)$ for $S > 1.75$ acum

describing the effects of sharpness S and

- $w_{FR} = \frac{2.18}{(N_5/\text{sone})^{0.4}} \left(0.4 \cdot \frac{F}{\text{vacil}} + 0.6 \cdot \frac{R}{\text{asper}} \right)$

describing the influence of fluctuation strength F and roughness R .

Bild 20: Psychoakustische Lästigkeit (PA) als Kombination von Lautheit, Schärfe, Schwankungsstärke und Rauigkeit.

Mit dem Konzept der Psychoakustischen Lästigkeit wurden automotiv Geräusche wie Leerlauf, konstante Vorbeifahrt bei verschiedenen Geschwindigkeiten in verschiedenen Gängen, Kavaliertart etc. für Benzin- und Dieselfahrzeuge subjektiv und instrumentell beurteilt (Fastl und Zwicker 2007, S.329). Die Ergebnisse werden in Bild 21 gegenübergestellt.

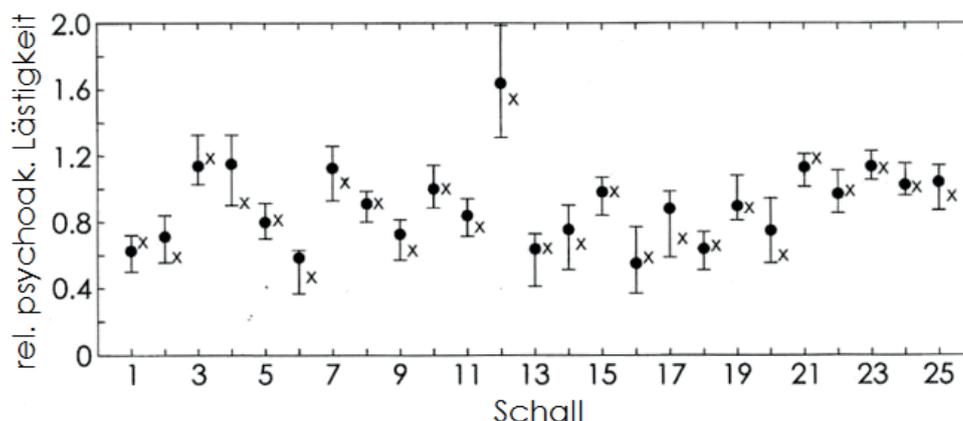


Bild 21: Psychoakustische Beurteilung der Lästigkeit automotiver Geräusche (Punkte) und zugehörige Prognosen anhand der Psychoakustischen Lästigkeit (Kreuze).

Die in Bild 21 dargestellten Daten deuten an, dass automotiv Geräusche anhand von deren Lautheit, Schärfe, Schwankungsstärke und Rauigkeit beschrieben werden können. Die Prognosen (Kreuze) liegen oft beim Median der subjektiven Urteile (Kreise) und grundsätzlich innerhalb der Interquartile. Für die Beschreibung der Geräusche von Aggregaten eignen sich die genannten Hörempfindungen ebenfalls – öfters in anderen Kombinationen. Darüber hinaus spielen Effekte der Ausgeprägtheit der Tonhöhe bei Produkten wie Lüfter, Fensterheber, Sitzverstellungen etc. eine wichtige Rolle.

4. Praktische Anwendungen

4.1 Reifen-Fahrbahngeräusche

Der Fortschritt gut gelungener ingenieurmäßiger Lösungen lässt sich sehr gut anhand von Hörempfindungen dokumentieren. Bild 22 zeigt als Beispiel die Geräuschentwicklung eines PKW bei 50 km/h für verschiedene Fahrbahnbeläge.

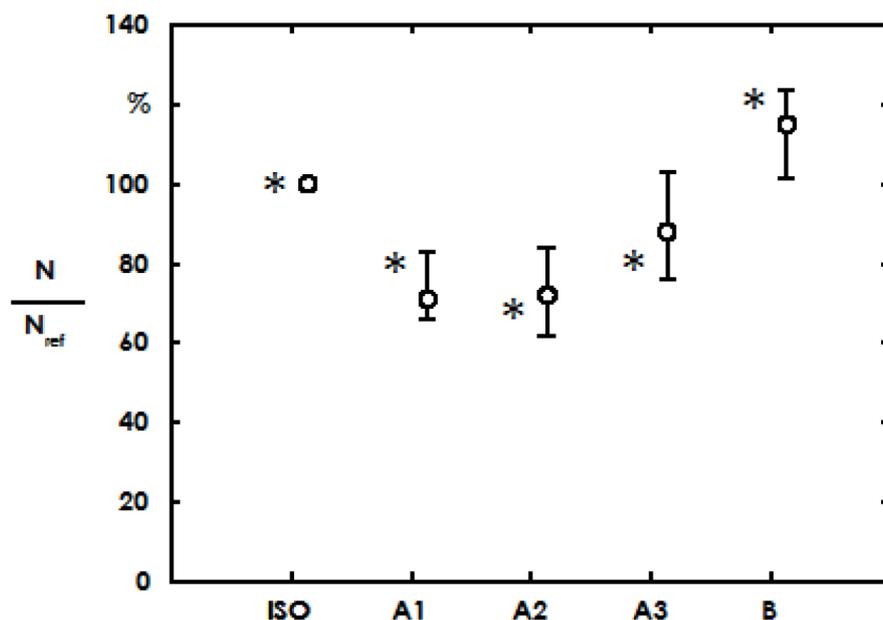


Bild 22: Beurteilung der Lautheit verschiedener Fahrbahnbeläge. Psychoakustische Messung (Kreise) im Vergleich zu instrumentellen Messungen nach DIN 45631/A1 (Sterne, Fastl et al. 2007).

Im Vergleich zur ISO-Fahrbahn (ISO 10844) bewirken die absorbierenden Fahrbahnbeläge A1 bis A3 eine deutliche Geräuschreduktion. Der konventionelle Fahrbahnbelag B wirkt jedoch erwartungsgemäß lauter. Der Belag A1 erreicht im Vergleich zum ISO-Belag immerhin eine Reduktion der Lautheit von etwa 30%. Die zugehörigen Pegel betragen 63,0 und 63,4 dB(A). Bei Anwendung der Faustformel „10 dB weniger entspricht halber Lautheit“ wird der Erfolg der Maßnahme mit lediglich 3% deutlich unterschätzt. Ein Grund dafür ist, dass der A-bewertete Schallpegel als einkanaliges Verfahren Unterschiede im Klangbild nicht erfasst. Im Gegensatz dazu gewichtet die Lautheit nach DIN 45631/A1 die bei absorbierenden Straßenbelägen auftretenden Klangunterschiede gehörgerecht.

4.2 Hybridfahrzeuge

Nachdem Ingenieure der Fahrzeugakustik – auch getrieben durch die Gesetzgebung – jahrzehntelang versucht haben die Produkte leiser zu gestalten, ergeben sich jetzt mit der Zunahme von Hybridfahrzeugen entgegengesetzte Fragestellungen (für einen Überblick vgl. Tschöke 2013). Im Elektrobetrieb können HEV so leise sein, dass sie beispielsweise von Fußgängern nicht rechtzeitig wahrgenommen werden und es zu teils fatalen Kollisionen kommen kann. Um hier Abhilfe zu schaffen hat Kerber (2008) das Konzept des „kritischen Abstands“ vorgeschlagen. Im Prinzip geht es darum, in welcher Entfernung ein Fußgänger ein Fahrzeug im Hintergrundgeräusch wahrnehmen muss, damit Kollisionen vermieden werden. Bild 23 illustriert das entsprechende Berechnungsverfahren.

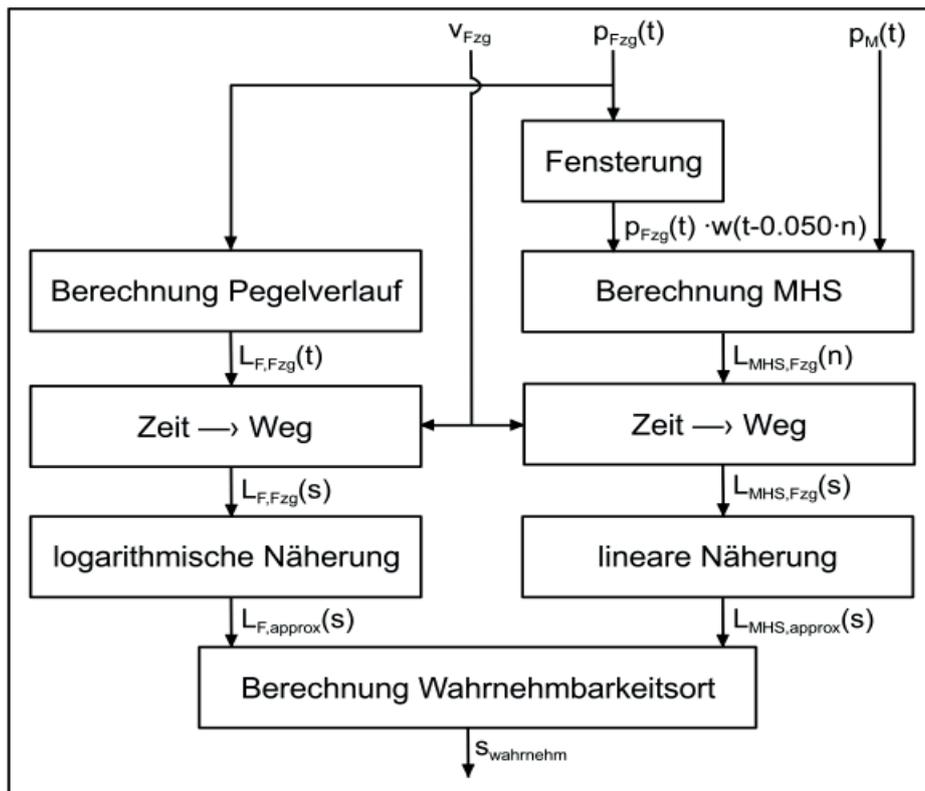


Bild 23: Illustration der Berechnung des „kritischen Abstands“ nach Kerber (2008).

Das Berechnungsverfahren des „kritischen Abstands“ nach Kerber benötigt als Eingangsgrößen die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{FzG} sowie die Schalldruck-Zeitfunktion des Fahrzeuggeräusches p_{FzG} und des Hintergrundgeräusches p_M . Dabei ist die Berechnung der Mithörschwelle von besonderer Bedeutung (Kerber und Fastl 2007).

Bild 24 ermöglicht den Vergleich von subjektiv gemessenen und berechneten kritischen Abständen.

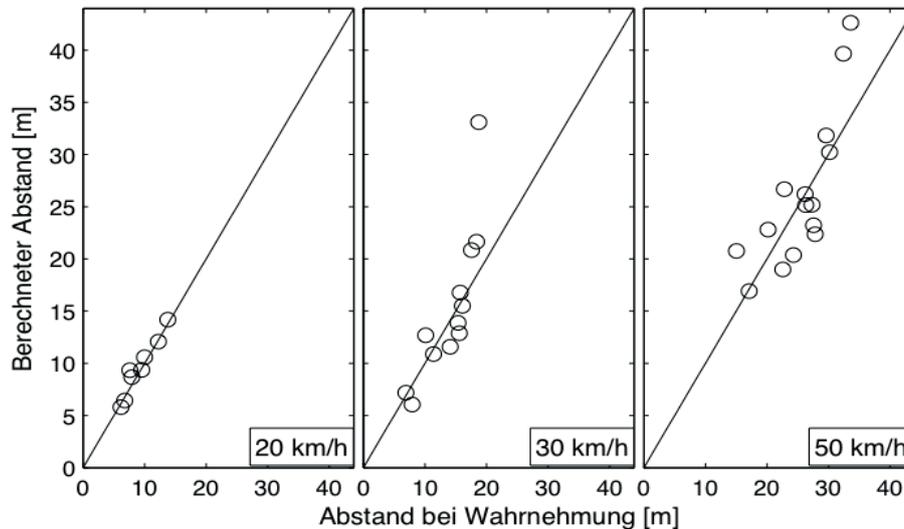


Bild 24: Vergleich von subjektiv gemessenen und berechneten kritischen Abständen (Kerber 2008).

Die in Bild 24 dargestellten Daten zeigen, dass die kritischen Abstände in guter Näherung vorhergesagt werden können. Daten die oberhalb der Winkelhalbierenden liegen sind eher unproblematisch, da die Berechnung prognostiziert, der kritische Abstand sei größer als notwendig.

Während beim Außengeräusch von Hybridfahrzeugen Aspekte der Verkehrssicherheit die zentrale Rolle spielen, sind beim Innengeräusch eher Aspekte der Kundenzufriedenheit dominant (vgl. Tschöke 2013). Beispielsweise wird der unvermittelte Start des Verbrennungsmotors zur Ladung der Batterie als sehr störend empfunden. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass im Innenraum von HEVs besonders leise Perioden auftreten. Darüber hinaus kommt das Starten des Verbrennungsmotors völlig unerwartet, da dies autonom ohne Zutun des Fahrers geschieht.

In kulturübergreifenden Studien wurde die Beurteilung der Behaglichkeit (easiness) im Innenraum eines HEV beim unvermittelten Starten des Verbrennungsmotors mit deutschen und japanischen Versuchspersonen untersucht (Ueno et al. 2015). Bild 25 zeigt die zugehörigen Ergebnisse.

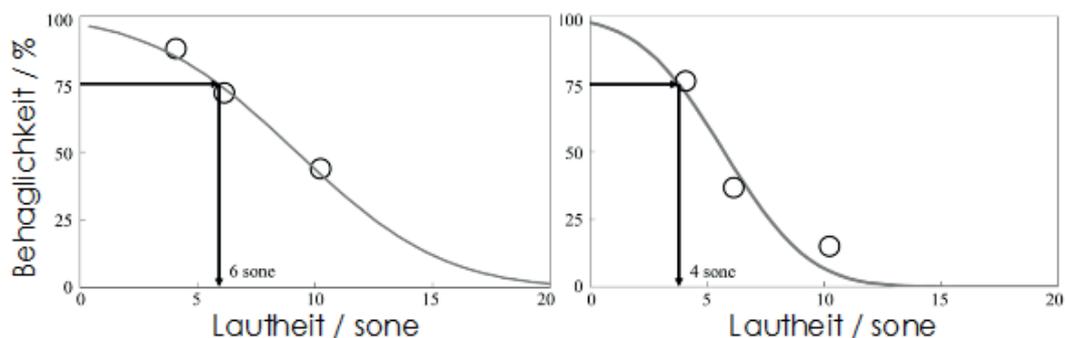


Bild 25: Beurteilung der Unbehaglichkeit bei unvermitteltem Starten des Verbrennungsmotors eines HEV zum Nachladen der Batterie als Funktion von dessen Lautheit. Links japanische, rechts deutsche Versuchspersonen (Ueno et al. 2015).

Die in Bild 25 dargestellten Daten zeigen, dass die japanischen Versuchspersonen offenbar das unvermittelte Starten des Verbrennungsmotors eines HEV zum Laden der Batterie mit einer höheren Lautheit von 6 sone akzeptieren als die deutschen Versuchspersonen, die lediglich 4 sone tolerieren.

Bezüglich der akzeptierten Drehzahl des Verbrenners beim Nachladen der Batterie eines HEV gibt es ebenfalls interkulturelle Unterschiede. Bild 26 zeigt die zugehörigen Daten.

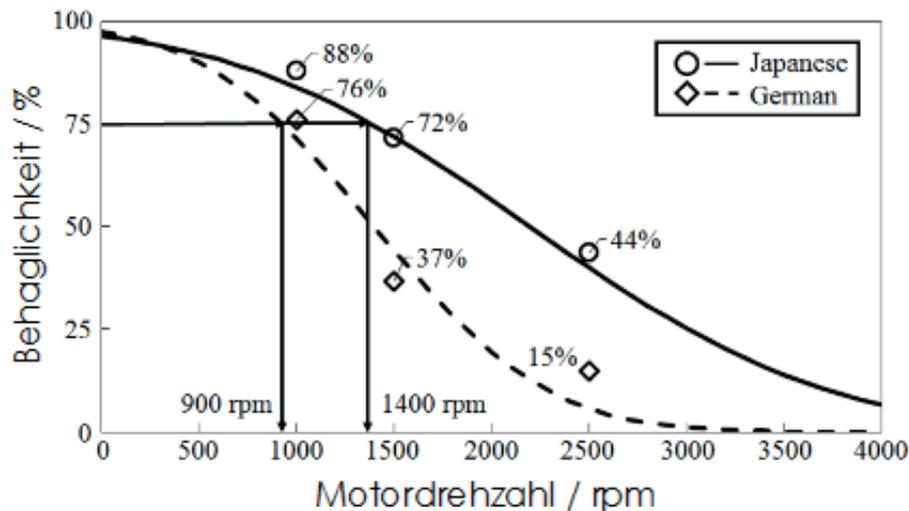


Bild 26: Vergleich der Beurteilung der Unbehaglichkeit bei unvermitteltem Starten des Verbrennungsmotors zum Nachladen der Batterie eines HEV als Funktion von dessen Drehzahl. Japanische (durchgezogen) bzw. deutsche Versuchspersonen (gestrichelt) (Ueno et al. 2015).

Die in Bild 26 dargestellten Daten weisen darauf hin, dass die japanischen Versuchspersonen beim Nachladen der Batterie eines HEV 1400 rpm akzeptieren während die deutschen Versuchspersonen lediglich 900 rpm tolerieren. Obwohl die Ursachen der interkulturellen Unterschiede noch nicht ausführlich untersucht wurden, ist denkbar, dass die größere Toleranz der japanischen Versuchspersonen damit zusammenhängen könnte, dass in Japan wesentlich mehr HEV zugelassen sind als in Deutschland.

4.3 Audio-visuelle Interaktionen

Obwohl psychoakustische Betrachtungen die Beurteilung von automotiven Geräuschen oft kundennäher als rein physikalische Messungen gestatten, sollen multimodale Einflüsse nicht verschwiegen werden.

Als Beispiel zeigt Bild 27 den Einfluss von Fotos von Fahrzeugen auf die Beurteilung des Merkmals „Sportlichkeit“ von Fahrzeuggeräuschen. Es wurden entweder Geräusche von Luxuslimousinen (SL) oder Sportwagen (SS) zusammen mit Bildern luxuriöser bzw. sportlicher Fahrzeuge dargeboten.

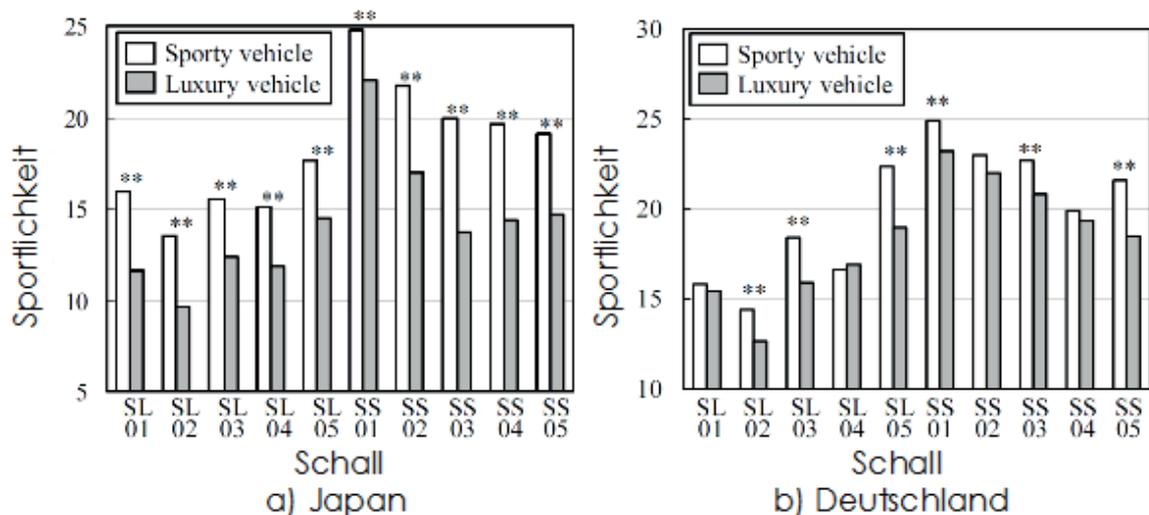


Bild 27: Einfluss visueller Darbietungen auf die Beurteilung des Merkmals „Sportlichkeit“ von Fahrzeuggeräuschen. Abbildungen von sportlichen (unausgefüllte Balken) bzw. luxuriösen (ausgefüllte Balken) Fahrzeugen kombiniert mit Geräuschen von luxuriösen (SL) bzw. sportlichen (SS) Fahrzeugen. (a) Japanische Fahrer, (b) deutsche Fahrer (Yoshida et al. 2014).

Die in Bild 27 dargestellten Daten weisen darauf hin, dass die gleichzeitig dargebotene Abbildung eines sportlichen Fahrzeugs die wahrgenommene Sportlichkeit des Motorgeräusches erhöht, sogar wenn dieses von einem Luxusfahrzeug stammt. Diese audio-visuellen Interaktionen sind bei den japanischen Versuchspersonen deutlich ausgeprägter als bei den deutschen Versuchspersonen.

Abschließend soll noch der Einfluss von Farben auf die wahrgenommene Lautstärke kurz angesprochen werden. Aus der Literatur ist bekannt (Fastl 2004) dass rote Züge – trotz gleichem Schallpegel – lauter wahrgenommen werden als grüne Züge. Im automotiven Kontext spricht dies für eine adäquate Farbgebung bei Ferrari-Rot. Allerdings wäre British Racing Green eine leise und damit unpassende Farbe. Detaillierte Untersuchungen (Menzel et al. 2011) haben jedoch ergeben, dass zwar das Hellgrün der Züge eine „leise“, das dunkelgrüne British Racing Green aber eine „laute“ Farbe wie Ferrari-Rot repräsentiert.

Der Autor dankt Herrn Dr.-Ing. Florian Völk für stimulierende Fachdiskussionen sowie tatkräftige Unterstützung bei der Erstellung des Manuskripts.

Literatur

- [1] Daniel P., H. Fastl, T. Fedtke, K. Genuit, H.-P. Grabsch, T. Niederdränk, A. Schmitz, M. Vorländer, M. Zollner: Kunstkopftechnik – Eine Bestandsaufnahme. Nuntius Acusticus 6, 1-58, 2007
- [2] Fastl H. und H. Fleischer: Freifeldübertragungsmaße verschiedener elektrodynamischer und elektrostatischer Kopfhörer. Acustica 39, 182-187, 1978
- [3] Völk F.: Audio playback for auditory quality evaluations – Requirements, possibilities, and the impact on applications. In Tschöke H., W. Henze, T. Luft (Ed.): Motor- und Aggregate-Akustik IV, Expert-Verlag, 31-47, Renningen, 2012

- [4] Völk F.: Interrelations of Virtual Acoustics and Hearing Research by the Example of Binaural Synthesis. Verlag Dr. Hut, München, 2013
- [5] Barkhausen H.: Ein neuer Schallmesser für die Praxis. Zeitschrift für technische Physik 7, 599-601, 1926
- [6] Völk F.: Sind spektral bewertete Pegel gehörangepasst? Zeitschrift für Lärmbekämpfung 10, 15-21, 2015
- [7] Zwicker E.: Ein Verfahren zur Berechnung der Lautstärke. Acustica 10, 304-308, 1960
- [8] DIN 45 631: Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum. Verfahren nach E. Zwicker. Beuth Verlag, Berlin, 1991
- [9] Moore B. C. J., B. R. Glasberg, T. Baer: A Model for the Prediction of Thresholds, Loudness, and Partial Loudness. J. Audio Eng. Soc. 45, 224-240, 1997
- [10] ANSI S3.4: Procedure for the Computation of Loudness of Steady Sounds. American National Standards Institute, Washington 2007
- [11] Fastl H., F. Völk, M. Straubinger: Standards for calculating loudness of stationary or time-varying sounds. InterNoise, 2009
- [12] Schlittenlacher J., T. Hashimoto, H. Fastl, S. Namba, S. Kuwano, S. Hatano: Loudness of pink noise and stationary technical sounds. InterNoise 2011
- [13] DIN 45 631/A1: Berechnung des Lautstärkepegels und der Lautheit aus dem Geräuschspektrum – Verfahren nach E. Zwicker – Änderung 1: Berechnung der Lautheit zeitvarianter Geräusche; mit CD-ROM. Beuth Verlag, Berlin, 2010
- [14] Chalupper J. und H. Fastl: Dynamic Loudness Model (DLM) for Normal and Hearing-Impaired Listeners. Acta Acustica united with Acustica 88, 378-386, 2002
- [15] Rannies J., J. L. Verhey, H. Fastl: Comparison of loudness models for time-varying sounds. Acta Acustica united with Acustica, 96, 383-396, 2010
- [16] Verhey J. L. und J. Hots: Spectral loudness summation: from the 60s to the present. ICA 2013
- [17] Verhey J. L., J. Hots, M. Wächtler, J. Rannies: Loudness of time-varying sounds: Still a challenge to current loudness models. Euronoise 2015
- [18] Völk F. und J. L. Verhey: Computational Loudness Prediction: Ambiguities and Potential Improvements of ANSI S3.4-2007. NoiseCon 2016
- [19] Völk F.: Predicting the loudness of non-stationary sounds: Zwicker's original envelope extraction vs. DIN 45631/A1:2010. InterNoise 2016
- [20] DIN 45 692: Messtechnische Simulation der Hörempfindung Schärfe. Beuth Verlag, Berlin, 2009
- [21] Valenzuela M. N.: Untersuchungen und Berechnungsverfahren zur Klangqualität von Klaviertönen. Herbert Utz Verlag, München, 1998
- [22] Fastl H., S. Colen, M. Fruhmann: Psychoakustische Analyse der belästigenden Wirkung von Schnarchgeräuschen. Fortschritte der Akustik, DAGA 2016, Dt. Gesell. für Akustik e.V., Berlin, 2016
- [23] Sottek R. und K. Genuit: Perception of roughness of time-variant sounds. POMA 19, 2013

- [24] Oetjen A., S. van de Par, J. Verhey, R. Weber, U. Letens: Berechnung der zeitabhängigen Rauigkeit bei Motorgeräuschen. Fortschritte der Akustik, DAGA 2014, Dt. Gesell. für Akustik e.V., Berlin, 2014, 38-39
- [25] Fastl H. und G. Stoll: Scaling of pitch strength. Hearing Research 1, 293-301, 1979
- [26] Fastl H.: Pitch Strength and Frequency Discrimination for Noise Bands or Complex Tones. In: Psychophysical and Physiological Advances in Hearing. Whurr Publishers Ltd., 238 - 245, 1998
- [27] Fruhmann M.: Introduction and practical use of an algorithm for the calculation of Pitch Strength (Abstract). J. Acoust. Soc. Amer. 118 (3), 2005
- [28] Terhardt E.: Fourier Transformation of Time Signals: Conceptual Revision. Acustica 57, 242-256, 1985
- [29] Widmann U.: Subjektive Beurteilung der Lautheit und der Psychoakustischen Lästigkeit von PKW-Geräuschen. In: Fortschritte der Akustik, DAGA '95, Dt. Gesell. für Akustik e. V., Oldenburg, 875-878, 1995
- [30] Fastl H. und E. Zwicker: Psychoacoustics – Facts and Models. Springer, Berlin, Heidelberg, 2007
- [31] Fastl H., C. Patsouras, S. Bayer, T. Beckenbauer: Psychoacoustic evaluation of sound absorbing road surfaces. ICA 2007
- [32] Tschöke H.: Der Verbrennungsmotor im elektrifizierten Antriebsstrang – Anforderungen und Auslegung. MobileLifeCampus, Wolfsburg 2013
- [33] Kerber S.: Wahrnehmbarkeit von Fahrzeugaußengeräuschen in Hintergrundgeräuschen. Verlag Dr. Hut, München, 2008
- [34] Kerber S. und H. Fastl: Perceptibility of approaching vehicles in urban background noise. InterNoise 2007
- [35] Ueno T., J. Yoshida, H. Fastl: Influence of unexpected engine start sound of hybrid vehicle in cabin – Comparison between Japanese and German drivers. InterNoise 2015
- [36] Yoshida J., F. Völk, H. Fastl, G. Rigoll: Influences of Vehicle Exterior Images on Sound Quality Ratings: German vs. Japanese Drivers. InterNoise 2014
- [37] Fastl H.: Audio-visual interactions in loudness evaluation. ICA 2004, 1161-1166
- [38] Menzel D., H. Fastl, R. Graf, J. Hellbrück: Influence of vehicle color on loudness judgments. J. Acoust. Soc. Am. 123, 2477-2479, 2008

Psychoakustische Prognose der Geräuschqualität von impulshaften Fahrzeuggeräuschen: Eine kulturübergreifende Studie

Marius Höchstetter, Tamara C. Snare, Joerg Bienert, Jesko L. Verhey, Ulrich Gabbert

Abstract

A key element in the designing process of vehicle sound is the evaluation of the customers' perception and expectation with respect to the acoustic quality. The complexity of this task increases, when a world-wide distribution of the vehicle or its specific development for a certain market is targeted. In this respect, a detailed understanding of similarities and differences in the auditory perception across cultures is crucial to satisfy the individual's requirements on the acoustic quality of vehicle sounds. The present study investigates the effect of cultural experiences on the perceived quality of impulsive sounds that the customers listen to at their primary contact when visiting a dealership. Subjects from Europe, China and the USA were asked to assess the perceived quality of door closing and indicator snapback sounds. The perception was assessed using paired comparison tests and categorical scaling. Two psychoacoustic parameters revealed significant accuracy in predicting the results across the cultures. The first is the well-known percentile loudness N_5 (DIN 45631) and the second is the newly considered measure duration of sharpness. Applying linear correlation analysis, both parameters were combined to a sound-specific metrics which revealed a culture-specific contribution of the parameters. Whereas loudness seems to be more relevant when predicting the perceived quality of European subjects, the contribution of the duration of sharpness to the perception of quality is higher for subjects from China and the USA than for Europeans. Compared to formerly developed models for door closing and indicator snapback sounds, this tendency seems to be independent from the initial relative contribution of the parameters to the perceived sound quality. In summary, (i), it is shown that the perception of acoustic quality of impulsive vehicle sounds depends on cultural background, (ii), a common psychoacoustic metrics can be derived that allows sufficiently accurate predictions of perceived quality for subjects from Europe, China and the USA.

Kurzfassung

Ein zentrales Element des Designprozesses von Fahrzeuggeräuschen stellt die Wertung des Kundenempfindens und der Kundenerwartungen in Bezug auf die akustische Qualität des Produktes dar. Diese Aufgabe wird komplexer, wenn das gleiche Fahrzeug weltweit angeboten werden soll oder ein Modell zum Verkauf explizit auf einen bestimmten Markt abzielt. Insofern gilt ein detailliertes Verständnis von kulturellen Ähnlichkeiten und Unterschieden in der menschlichen Hörwahrnehmung als entscheidend, um die subjektiven Anforderungen an die akustische Qualität von Fahrzeuggeräuschen erfüllen zu können. Der vorliegende Beitrag untersucht den Einfluss kultureller Prägung auf die empfundene Qualität von

impulshaften Geräuschen, die der Kunde beim Erstkontakt mit dem Fahrzeug im Verkaufsraum hört. Hierbei evaluierten die Versuchsteilnehmer aus Europa, China und den USA die Qualität von Türzuschlaggeräuschen und von Signalen des Rückschnappens des Blinkerhebels subjektiv nach den Methoden des paarweisen Vergleichs und der kategorialen Bewertung. Zwei psychoakustische Parameter zeigten kulturübergreifend eine hohe Vorhersagekraft der Ergebnisse. Dazu zählt neben der bekannten Perzentillautheit N_5 auch die neu betrachtete Größe der Dauer der Schärfe. Sie wurden mittels linearer Korrelationsanalysen zu einer eigenen Metrik für jedes der beiden Geräusche kombiniert, wobei die Gewichtung der Parameter geräuschspezifisch differierte. Die Lautheit scheint ausschlaggebender zu sein, wenn das qualitative Empfinden von Europäern vorhergesagt werden soll. Demgegenüber hat der Parameter der Dauer der Schärfe bei der Prognose der Wahrnehmung von Probanden aus China und den USA ein höheres Gewicht. Zusammenfassend wurde gezeigt, dass (i) die Wahrnehmung der akustischen Qualität bei impulshaften Fahrzeuggeräuschen vom kulturellen Hintergrund abhängt und (ii) eine übergreifende psychoakustische Metrik abgeleitet werden kann, die ausreichend gute Prognosen des Qualitätsempfindens von Europäern, Chinesen und Teilnehmern aus den USA ermöglicht.

1. Einleitung

Seitdem der technische Fortschritt in der automobilen Entwicklung ein hohes Maß an komplexen Funktionen zur Verfügung stellt wurde der Prozess des Paradigmenwechsels von rationalen hin zu emotionalen Merkmalen beschleunigt. Um hierbei die Erwartungen der Kunden zu erfüllen, erlangten der akustische Eindruck und die Attraktivität von Geräuschen eine zunehmend entscheidende und wichtigere Rolle für das gesamte Fahrzeugdesign [1, 2]. Es gilt, die potentiellen Käufer durch ein gewisses Maß und ein Gefühl an Sicherheit, Robustheit und hoher Produktqualität zu überzeugen [3]. In den Fokus der Automobilhersteller rücken dabei immer mehr die Faktoren der kulturellen Prägung und des landesspezifischen Qualitätsempfindens. Da die qualitative Bewertung von akustischen Reizen im Zuge der kognitiven Verarbeitung stattfindet, wird dieser Prozess durch die kulturspezifischen Einflüsse und Vorlieben beeinflusst [4]. Neben der Art der Kommunikation [5] stellen beispielsweise auch die Musik [6] und das Empfinden von Lärm [7, 8] wesentliche Kriterien dar, die die Geräuschqualität beeinflussen. Von hoher Bedeutung sind impulshafte Geräusche von Türen und Klappen, auf die das menschliche Hörsystem auch aufgrund der direkten Folge einer aktiven Handlung sehr sensibel reagiert. Da deren Charakter eine funktionale sowie eine qualitative Information beinhaltet [9], erscheinen diese Signale äußerst relevant gegenüber dem subjektiven Qualitätsurteil der Kunden. Deshalb ist eine detaillierte Kenntnis der kulturspezifischen Anforderungen an den Klang eines Fahrzeugs notwendig, um die individuellen Erwartungen an die Geräuschqualität zu erfüllen.

Das Ziel der nachfolgend präsentierten Studie ist es, die wahrgenommene Qualität von impulshaften Fahrzeuggeräuschen unter dem Einfluss kultureller Aspekte anhand psychoakustischer Parameter zu beschreiben und vorherzusagen (Bild 1). Dabei wird explizit das qualitative Empfinden von Probanden europäischer, chinesischer und US-amerikanischer Herkunft mithilfe der Methoden des Paarvergleichs und der kategorialen Bewertung untersucht (siehe auch [10]). Zugleich wird eine unabhängige Validierung der subjektiven Urteile erreicht. Die

psychoakustischen Parameter der Objektivierung wurden in vorausgehenden Untersuchungen [11, 12] bereits mittels linearer Korrelationsanalysen zur signifikanten Vorhersage des Qualitätsempfindens genutzt (siehe Bild 1, c).

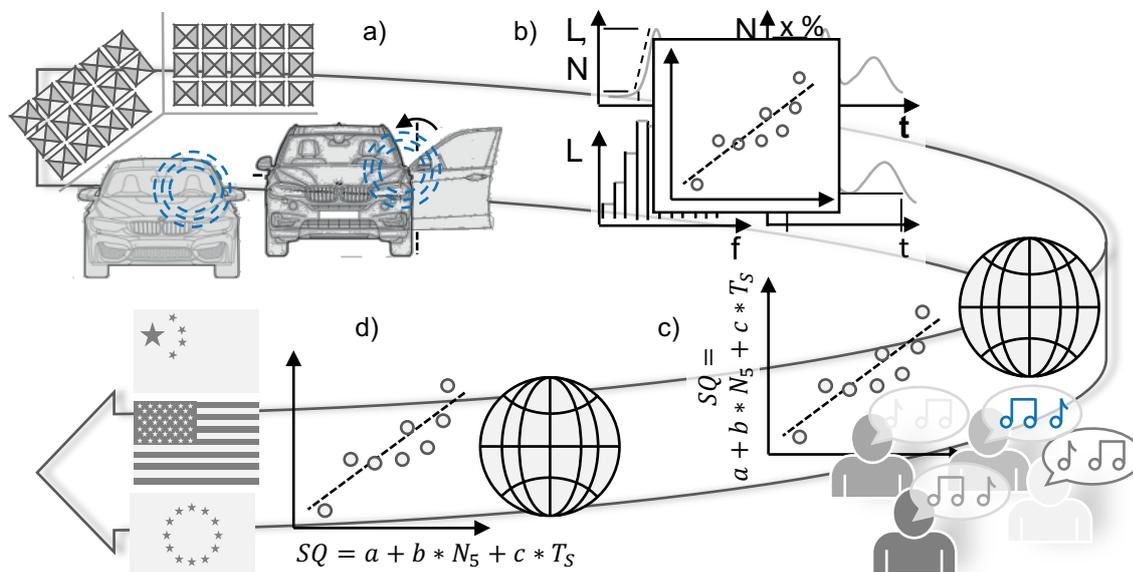


Bild 1: Schematische Darstellung der experimentellen Vorgehensweise. Aufnahme der Geräusche im Semi-Freifeldraum a), subjektive Bewertung der Geräuschqualität und Auswahl psychoakustischer Parameter b), Definition von Referenzmodellen c), Analyse des Einflusses kultureller Aspekte anhand psychoakustischer Parameter d).

Dazu wurde untersucht, wie die Geräuschqualität mithilfe der bereits entwickelten Parametermodelle beschrieben und vorhergesagt werden kann. Die experimentellen Ergebnisse der Studien wurden mit den prognostizierten Daten eines Modells verglichen, welches auf den gleichen Parametern basiert. Allerdings wurde für die Parameter eine optimale Gewichtung anhand des auditiven Qualitätsempfindens der Probanden des jeweiligen Kulturkreises ermittelt (siehe Bild 1, d). Für den Entwicklungsprozess wird dadurch nicht nur eine marktspezifische Optimierung und eine gezielte Anpassung der Geräuschqualität an die Erwartungshaltung der jeweiligen Zielmärkte erreicht, sondern zugleich eine Differenzierung von Wettbewerbern möglich.

2. Methodik und Vorgehen

2.1 Aufnahme der Geräusche

Für die qualitative Bewertung der Geräusche des Türzuschlags und des Rückschnappens der Blinkerhebel ist es wesentlich, den binauralen Charakter des menschlichen Hörempfindens annähernd wirklichkeitsgetreu nachzubilden. Deshalb wurden die hier verwendeten Stimuli in einem Semi-Freifeldraum mit Kunstköpfen (Firma HEAD acoustics GmbH, Typ HMS IV) in standardisierter Position aufgenommen (siehe Bild 1, a). So wird beim erneuten Abspielen der räumliche Eindruck durch eine realistische Reproduktion von interauralen Zeit- und Pegelunterschieden gewährleistet [13]. Ein Kunstkopf mit Mikrofonen auf einer

Höhe von 165 cm über dem Boden wurde außerhalb des Fahrzeugs in einem Abstand von 45 cm seitlich und hinter der B-Säule platziert. Die Sagittalebene des Kopfes war auf die B-Säule zur Front des Fahrzeugs gerichtet. Mit Hilfe einer Lichtschranke an der Karosserie wurde die Geschwindigkeit des Türzuschlags aufgezeichnet. Im Experiment zugelassen waren ausschließlich Signale, deren Geschwindigkeit etwa 1,2 m/s (Toleranz: $\pm 0,02$ m/s) betrug. Für die Aufnahmen des Rückschnappens der Blinkerhebel wurde ein zweiter Kunstkopf auf dem Fahrersitz installiert. Hierbei befanden sich die Mikrophone in einer realistischen und für alle Aufnahmen identischen Position vor der B-Säule und oberhalb der Oberkante des Lenkrades. Die Geräusche der zwei durchgeführten Experimente werden in den entsprechenden Kapiteln näher beschrieben.

2.2 Experimentelle Vorgehensweise

Die subjektive Klassifizierung der Geräuschqualität erfolgte in den Experimenten anhand der Methoden des paarweisen Vergleichs und der kategorialen Bewertung [14]. Im Paarvergleich wurden die Geräusche gemäß der Matrix von Ross [15] zueinander kombiniert. Hiermit wurde der Abstand an Paaren beim Abspielen eines jeden Geräusches maximiert. Zudem trat dasselbe Geräusch gleich häufig an der ersten und zweiten Position der Wiedergabe auf, um eine hohe Konzentration während der Hörversuche sicherzustellen. Die Wiedergabe der Geräusche fand mittels offener Kopfhörer des Typs STAX SR-202 statt. Nach Darbietung eines Geräuschpaares wurden die Probanden gebeten, dasjenige der beiden Signale schriftlich zu kennzeichnen, welches sie als qualitativ höherwertiger empfanden. Hierfür lag ein vorgedruckter Papierbogen bereit. Da die Entscheidung über den individuellen Vorzug eines Geräusches gegenüber einem anderen Geräusch auf dem psychologischen Kontinuum des Menschen geschieht, kann dessen qualitative Einordnung nur anhand der Vorzugshäufigkeit gewonnen werden [16]. Diese Häufigkeiten wurden in einer Dominanzmatrix zusammengefasst und nach dem Ansatz von Bradley, Terry und Luce [16, 17] in eine intervallskalierte Rangfolge transformiert.

Bei der Methode der kategorialen Bewertung wurden die Probanden gebeten, die empfundene Geräuschqualität anhand einer siebenstufigen Likertskala zu beurteilen. Das Zentrum dieser bipolaren Skala war per Definition als *neutral* bestimmt. Basierend auf den opponierenden Begriffen *qualitativ hochwertig* und *qualitativ minderwertig* wurde die Skala weiter in äquidistante Abschnitte eingeteilt. Nachdem ein Stimulus dreimal samt kurzer Pausen dazwischen abgespielt war, mussten die Probanden ihr qualitatives Empfinden auf der Skala schriftlich vermerken. Hierzu lag den Probanden ein mit der Skalierung bedruckter Papierbogen vor. Weiterhin bestand die Möglichkeit einer erneuten Wiedergabe der Stimuli. Übergreifend wurde jedes Geräusch zweimal in randomisierter Reihenfolge bewertet (Test und Retest), um die Konsistenz des Antwortverhaltens prüfen zu können. Vor einem Experiment erhielten die Teilnehmer einen standardisierten Text, der sowohl die angewandte Methode als auch den Ablauf des Hörversuchs erklärte. Zu Beginn wurden den Probanden alle zu bewertenden Geräusche vom Versuchsleiter vorgespielt. Der Versuchsleiter beantwortete danach, wenn gewünscht, noch offene Fragen und startete anschließend die Bewertungsphase für die Probanden.

2.3 Probanden

Die Teilnehmer der Experimente stammten aus dem näheren Umfeld der Fahrzeugentwicklung und der Fahrzeugproduktion der BMW AG. Die Probanden aus den Ländern der Volksrepublik China und den USA wurden an dort liegenden Standorten rekrutiert. Entsprechend ihrer Herkunft waren ihre Empfindungen und ihre Erwartungen an die Qualität von Fahrzeuggeräuschen durch die länderspezifische Kultur geprägt. Bei keinem der Probanden lag ein dokumentierter Hörschaden vor; sie galten deshalb als normalhörend. Alle Experimente wurden gemäß der beschriebenen Herangehensweise durchgeführt und fanden im selben Raum unter identischen Bedingungen statt. Für die Hörversuche mit den Teilnehmern aus der Volksrepublik China und den USA wurden jeweils staatlich zertifizierte Übersetzer hinzugezogen [10]. Sie unterstützten den Versuchsleiter bei der Darstellung des Qualitätsbegriffes, der Durchführung und der Beantwortung offener Fragen.

– Europa

Aus Europa, vorrangig aus Deutschland, nahmen sechs Frauen im Alter von 21 bis 28 Jahren sowie 28 Männer im Alter von 21 bis 54 Jahren an den Experimenten teil. Das Durchschnittsalter betrug 30,4 Jahre. Unter den Teilnehmern befanden sich sechs Experten auf dem Fachgebiet der Akustik.

– China

Die Gesamtzahl der chinesischen Teilnehmer lag bei 44 Personen, wobei 40 davon als Laien auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik galten. Insgesamt waren 13 Frauen zwischen 24 und 31 Jahren sowie 31 Männer zwischen 22 und 35 Jahren beteiligt. Der Altersdurchschnitt betrug 28,1 Jahre.

– USA

An den Hörversuchen nahmen insgesamt 34 Personen aus den USA teil. Neben 10 Frauen im Alter von 21 bis 38 Jahren wirkten 24 Männer im Alter von 24 bis 57 Jahren mit. Der Altersdurchschnitt betrug 33,1 Jahre. Zum Zeitpunkt der Experimente arbeiteten fünf Teilnehmer auf dem Fachgebiet der Akustik.

2.4 Psychoakustische Parameter

Um die empfundene Qualität eines Geräusches vorherzusagen wurden psychoakustische Parameter herangezogen (siehe Bild 1, b). Die betrachteten Parameter basieren auf der Lautheit (ANSI S3.4, DIN 45631/A1) und der Schärfe (DIN 45692). Mit Hilfe dieser Parameter konnte die wahrgenommene Geräuschqualität wesentlich und übereinstimmend mit vorangegangenen Studien vorhergesagt werden [18, 19, 20]. Da die Vorhersagekraft der Lautheit bei impulshaften Signalen grundsätzlich im Fokus steht, wurde neben dem Maximum der Lautheit N auch die Perzentillautheit N_5 betrachtet. Weiterhin beschreibt die Dauer der Schärfe eine zentrale Größe, um das subjektive Qualitätsempfinden prognostizieren zu können. Hierbei wird die Dauer berechnet, solange die Schärfe S des Signals einen bestimmten Grenzwert überschreitet. Gemäß bereits früher durchgeführter Untersuchungen [11, 12, 21] wurde der Grenzwert der Schärfe für impulshafte Fahrzeuggeräusche wie das Zuschlagen der Tür oder das Rückschnappen des Blinkerhebels zu 1 acum festgelegt. Da die Charakteristik der hier klassifizierten Signale primär eine kurze Dauer und eine hohe Impulshaftigkeit

aufweist, wurden die psychoakustischen Parameter der Tonalität und der Rauigkeit nicht betrachtet.

3. Experimente

3.1 Experiment 1: Kulturspezifische Untersuchung des Antwortverhaltens

Stimuli und Methode

Insgesamt wurden jeweils acht Signale des Türzuschlags ($T_1 - T_8$) und des Rückschnappens des Blinkerhebels ($B_1 - B_8$) aufgenommen. Die Qualität der Geräusche wurde subjektiv anhand der Methoden des paarweisen Vergleichs (relativ) und der kategorialen Bewertung (absolut) von den Probanden aus Europa, China und den USA klassifiziert (Bild 2).

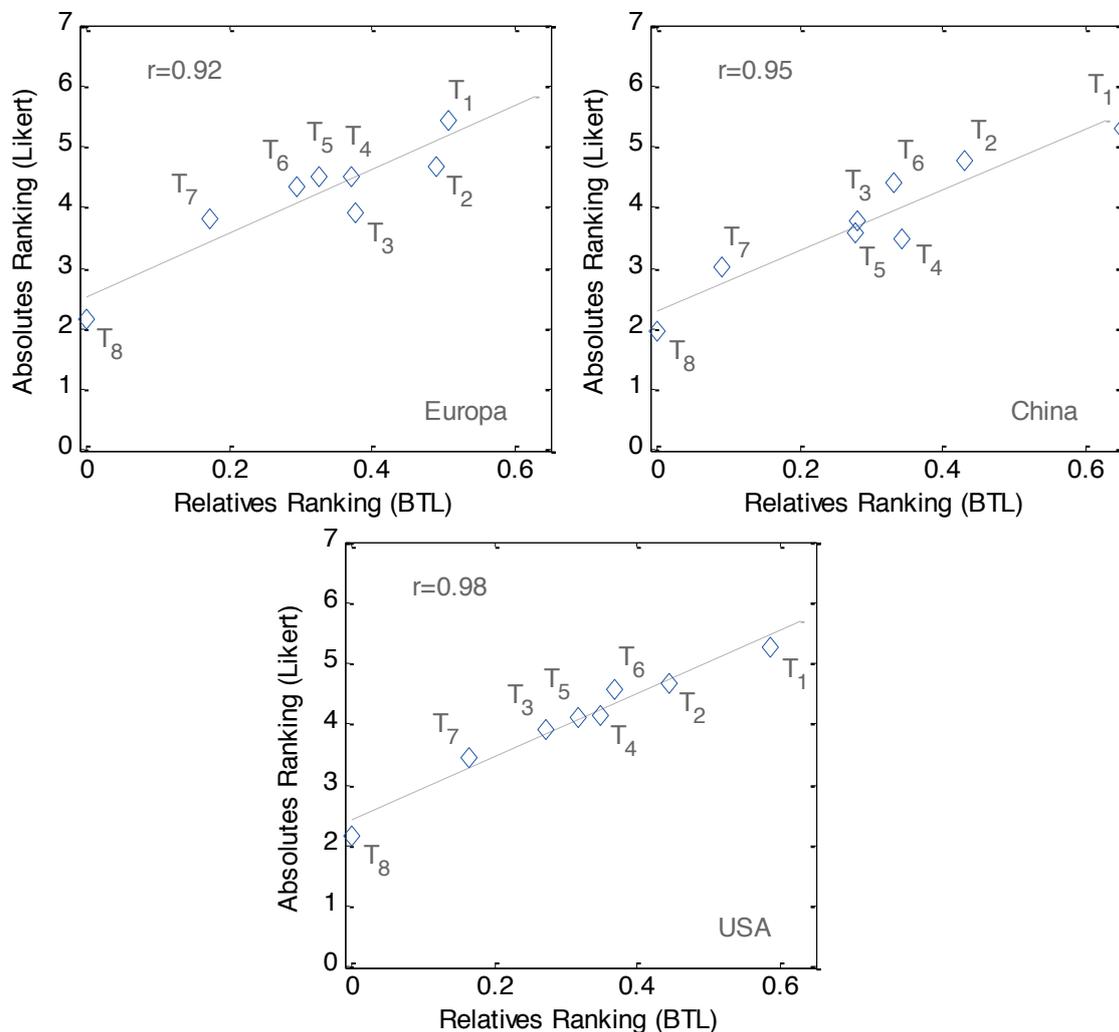


Bild 2: Korrelationsanalyse der intervallskalierten Ergebnisse des Paarvergleichs und des absoluten Rankings (siebenstufige Likertskala). Kulturspezifische Bewertung der Geräuschqualität von Türzuschlaggeräuschen.

Hieraus resultiert sowohl eine relative als auch eine absolute Skalierung der Geräuschqualität, die eine kulturspezifische Untersuchung des Antwortverhaltens

ermöglichen. Für das kumulierte Ergebnis der subjektiven Geräuschbewertung werden allein die Datensätze von konsistent antwortenden Teilnehmern zugelassen. Beim Türzuschlaggeräusch schieden anhand des χ^2 -Tests für den Paarvergleich je zwei Teilnehmer aus Europa und den USA sowie neun Teilnehmer aus China aus. Zudem wurden die Datensätze von je zwei Versuchspersonen aus Europa und den USA sowie vier chinesischen Probanden aufgrund des Korrelationskoeffizienten nach Pearson nicht mit in das Ergebnis der kategorialen Bewertung aufgenommen. Bei der subjektiven, paarweisen Beurteilung des Rückschnappens des Blinkerhebels wiesen zwei Teilnehmer aus Europa, eine chinesische und drei Personen aus den USA ein inkonsistentes Verhalten auf. Weiterhin zeigte die Analyse der Test- und Retest-Urteile der kategorialen Bewertung bei zwei europäischen, vier chinesischen und drei Probanden aus den USA eine zu geringe Übereinstimmung (siehe [10]) und wurden daher auch nicht für die weitere Analyse betrachtet.

Ergebnisse

Durch die relative und absolute Bewertung der Geräuschqualität des Türzuschlags ergab sich für die Europäer ein Korrelationskoeffizient von $r = 0,92$, für die Chinesen ein Wert von $r = 0,95$ und für die Teilnehmer aus den USA ein Koeffizient von $r = 0,98$ (siehe Bild 2). Werden die jeweiligen Rangfolgen der relativ und absolut bewerteten Geräusche von Blinkerhebels mittels Korrelationsanalysen verglichen, weisen die Ergebnisse der Europäer den höchsten Koeffizienten von $r = 0,98$ auf. Weiterhin ergeben sich Werte von $r = 0,91$ und $r = 0,92$ für die Teilnehmer aus der Volksrepublik China und den USA [10].

Kulturübergreifend zeigt sich eine signifikante Korrelation zwischen den Ergebnissen der relativen und absoluten Bewertung. Damit stellen die intervallskalierten Daten eine verlässliche und nachvollziehbare Grundlage der objektiven Modellprognosen dar. Weiterhin veranschaulichen die Urteile der drei Probandengruppen ein hohes Verständnis gegenüber der Qualität von Fahrzeuggeräuschen.

3.2 Experiment 2: Geräuschqualität von Türzuschlaggeräuschen

Stimuli und Methode

Die Geräusche des Türzuschlags und des Rückschnappens des Blinkerhebels wurden ausgewählt, da deren objektive Referenzmodelle gemäß vorangegangener Untersuchungen [11, 12] jeweils auf den psychoakustischen Parametern der Perzentillautheit N_5 und der Dauer der Schärfe T_S basieren und deren Gewichte zwischen den Modellen differierten. Interessant ist dabei der Quotient aus den Gewichtungen der Lautheit und der Dauer der Schärfe. Dieser ergibt sich für das Türzuschlaggeräusch zu $N_5/T_S = 0,52$, wohingegen der Wert für das Geräusch des Blinkerhebels $N_5/T_S = 3,50$ erreicht. Mittels linearer Korrelation ergeben sich für das Referenzmodell zur Prognose der Geräuschqualität GQ des Türzuschlags gemäß

$$GQ = \alpha + \beta \times N_5 + \gamma \times T_S \quad (1)$$

die Werte $\alpha = 0,28$, $\beta = -0,11$ und $\gamma = -0,21$. Ausgehend hiervon wurde untersucht, ob die Geräuschqualität anhand des Referenzmodells beschrieben werden kann. Hierfür fanden Korrelationsanalysen zwischen der subjektiven, relativen Bewertung der drei Kulturen (siehe Experiment 1) und den prognostizierten Daten des Referenzmodells

statt. Das Ziel war es zudem, die Vorhersagekraft der Referenzmodelle in Relation zu den Modellen zu betrachten, die auf Basis identischer Parameter das akustische Qualitätsempfinden der jeweiligen Kultur optimal prognostizieren können.

Ergebnisse

Um die Geräuschqualität anhand der Ergebnisse der europäischen Teilnehmer optimal vorhersagen zu können, ergibt sich für den Parameter N_5 ein Gewicht von $\beta = -0,10$ und für T_S ein Gewicht von $\gamma = -0,19$. Diese Werte sind ähnlich zur Gewichtung der Parameter des Referenzmodells (siehe Tabelle 1). Das Modell zeigt sich erwartungsgemäß als valide und übertragbar, da die Probanden der Referenzstudie ebenfalls zu einem Großteil aus Europa stammten.

Tabelle 1: Interkulturelle Bewertung der Geräuschqualität von Türzuschlaggeräuschen. Dargestellt sind die Gewichtungen der Perzentillautheit N_5 und der Dauer der Schärfe T_S des Referenzmodells sowie die Parametermodelle der Europäer, der Chinesen und der US-Amerikaner.

Parameter β, γ	Referenz	Europa	China	USA
β Perzentillautheit N_5	-0,11	-0,10	-0,07	-0,05
γ Dauer der Schärfe T_S	-0,21	-0,19	-0,22	-0,24

Weiterhin stellt Bild 3 einen Vergleich der prognostizierten Geräuschqualität dar, wobei die Ergebnisse des Referenzmodells und die Daten des Modells mit einer optimalen Gewichtung der Parameter dargestellt sind. Es ergibt sich ein Korrelationskoeffizient von $r = 0,93$ für das Referenzmodell und von $r = 0,94$ für das Modell der Teilnehmer aus Europa. Diese Werte zeigen die übereinstimmende Berechnung der Geräuschqualität, die nur bei den Signalen T_3 und T_6 leicht differiert. Aus der Studie mit chinesischen Probanden resultiert, dass die akustische Qualität von Türzuschlaggeräuschen am besten vorhergesagt werden, wenn die Perzentillautheit N_5 mit $\beta = -0,07$ und die Dauer der Schärfe T_S mit $\gamma = -0,22$ gewichtet werden. Die Bedeutung der Lautheit nimmt in der auditiven Empfindung der Chinesen gegenüber dem Referenzmodell ab, wohingegen die Dauer der Schärfe ein ähnliches Niveau beibehält. Entsprechend dieser Gewichtung führt die Korrelationsanalyse der subjektiven und objektiven Daten zu einem Wert von $r = 0,96$ (siehe Bild 3). Das Referenzmodell sagt die Geräuschqualität mit einem Korrelationskoeffizienten von $r = 0,94$ vorher. Obwohl beide Modelle zu einer hohen Korrelation führen, variieren die berechneten Werte der Signale $T_3 - T_6$ deutlich. Dieser Effekt basiert auf der unterschiedlichen Gewichtung der Perzentillautheit, da beispielsweise die Werte der Geräusche T_4 und T_5 für N_5 um etwa 23 % voneinander abweichen.

Soll die subjektive Bewertung der Geräuschqualität für Teilnehmer aus den USA optimal beschrieben werden, muss die Perzentillautheit mit $\beta = -0,05$ und die Dauer der Schärfe mit $\gamma = -0,24$ gewichtet werden (siehe Tabelle 1). Im Vergleich zu den Modellen auf Basis der europäischen und chinesischen Wahrnehmung fällt der Einfluss der Lautheit weiter ab, wohingegen die Bedeutung der Dauer der Schärfe zunimmt. Damit scheinen die Versuchspersonen aus den USA beim Geräusch des Türzuschlags sehr sensibel auf qualitätsmindernde Effekte wie ein tonales Nachklingen oder ein hochfrequentes Schwirren zu reagieren. Für eine hohe Qualität ist somit der satte Klang einer Tür wichtiger als dessen wahrgenommene Lautstärke. Im Folgenden wird deshalb die Vorhersagekraft der Geräuschqualität anhand des

Referenzmodells bewertet und mit der Prognose des spezifischen Modells verglichen. Dabei korreliert die subjektive Bewertung der Teilnehmer aus den USA zu $r = 0,91$ mit den Daten des psychoakustischen Referenzmodells. Die optimal gewichteten Parameter führen zu einem Koeffizienten von $r = 0,95$ (siehe Bild 3). Aufgrund der unterschiedlichen Gewichtung der beiden Parameter N_5 und T_8 weist das Referenzmodell für die USA die geringste Korrelation im Vergleich der drei Kulturen auf. Beim optimierten Modell liegt eine niedrige Gewichtung der Lauheit gegenüber der Dauer der Schärfe (etwa 1/5) vor.

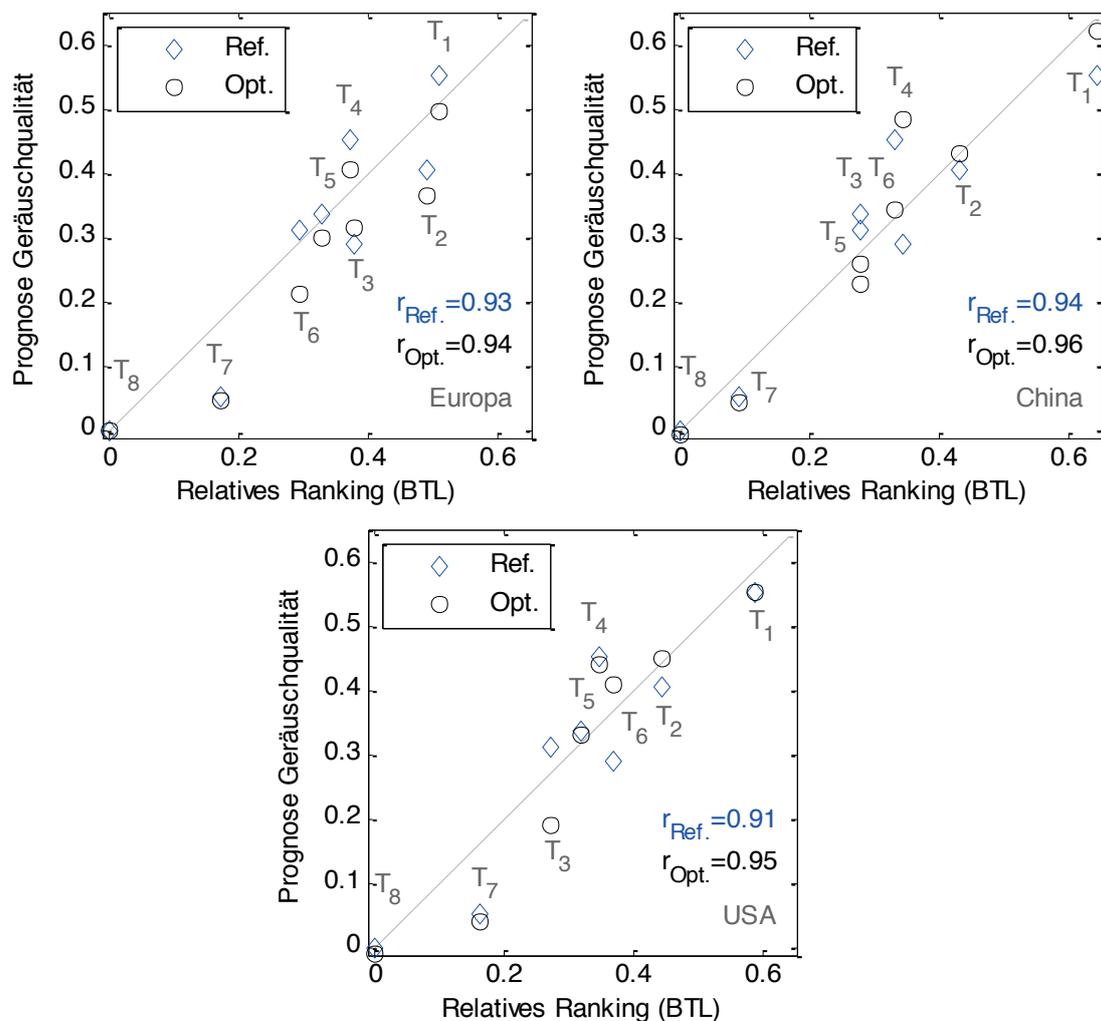


Bild 3: Untersuchung der Geräuschqualität von Türzuschlaggeräuschen mit Probanden aus Europa, China und den USA. Korrelationsanalyse zur Prognose der intervallskalierten Ergebnisse des Paarvergleichs. Psychoakustisches Referenzmodell gemäß Gleichung (1), \diamond . Psychoakustisches Modell auf Basis einer optimalen Gewichtung der Parameter nach Tabelle 1, \circ .

3.3 Experiment 3: Geräuschqualität von Rückschnappergeräuschen des Blinkerhebels

Stimuli und Methode

Für die Untersuchungen zur Geräuschqualität der acht Signale des Blinkerhebels wird methodisch analog zu den und mit den gleichen Probanden der Türzuschlaggeräusche vorgegangen. Erneut werden zuerst Korrelationsanalysen

zwischen den intervallskalierten Ergebnissen der subjektiven Bewertung und den Prognosen des Qualitätsempfindens nach Gleichung (1) durchgeführt. Weiterhin erfolgt ein Vergleich zu den kulturspezifisch optimierten Modellen, die das qualitative Empfinden anhand der identischen Parameter N_5 und T_S vorhersagen.

Ergebnisse

Analog zum methodischen Vorgehen beim Geräusch des Türzuschlags wird auch für das Rückschnappen des Blinkerhebels das psychoakustische Modell nach Gleichung (1) als Referenz genutzt. Eine lineare Korrelationsanalyse ergab dabei die Werte $\alpha = 0,25$, $\beta = -0,21$ und $\gamma = -0,06$ (Quotient $N_5/T_S = 3,50$). Um die Geräuschqualität objektiv zu beschreiben, findet ein Vergleich zwischen dem Referenzmodell und einem kulturspezifischen Modell statt, bei dem die Parameter der Perzentillautheit und der Dauer der Schärfe für die Probandengruppen jeweils optimal gewichtet sind. Tabelle 2 gibt die ermittelten Werte wieder.

Tabelle 2: Interkulturelle Bewertung der Geräuschqualität von Rückschnappgeräuschen des Blinkerhebels. Dargestellt sind die Gewichtungen der Perzentillautheit N_5 und der Dauer der Schärfe T_S des Referenzmodells sowie die Parametermodelle der Europäer, der Chinesen und der US-Amerikaner.

Parameter β, γ	Referenz	Europa	China	USA
β Perzentillautheit N_5	-0,21	-0,21	-0,18	-0,18
γ Dauer der Schärfe T_S	-0,06	-0,09	-0,13	-0,10

In Bild 4 ist die Korrelationsanalyse zwischen der subjektiv bewerteten und der objektiv berechneten Geräuschqualität für das Referenzmodell und die kulturspezifischen Modelle dargestellt. Die Korrelationskoeffizienten beider europäischen Modelle erreichen einen Wert von $r = 0,92$, wobei die Gewichtung der Dauer der Schärfe beim spezifischen Modell zu einem Drittel höher liegt. Das Referenzmodell basiert vorwiegend auf den subjektiven Urteilen von europäischen Probanden. Daher ist eine hohe Übereinstimmung nicht unerwartet, zeigt jedoch auch die Güte des Modells zur Vorhersage, da unterschiedliche Probandengruppen für die Entwicklung des Referenzmodells und der Evaluation in dieser Studie verwendet wurden.

Das psychoakustische Modell, welches anhand des Qualitätsempfindens chinesischer Probanden optimiert wurde, führt zu einer Gewichtung von $\beta = -0,18$ für die Perzentillautheit und von $\gamma = -0,13$ für die Dauer der Schärfe. Im Vergleich zum Referenzmodell wird N_5 um 1/7 geringer und T_S um mehr als das Doppelte höher gewichtet. Diese Unterschiede werden auch von den Korrelationsanalysen der beiden Modelle zur Prognose der wahrgenommenen Geräuschqualität widerspiegelt (siehe Bild 4). Während das spezifische Modell einen Wert von $r = 0,94$ erreicht, korreliert das Referenzmodell mit $r = 0,89$. Vor allem die Geräuschqualität der Signale B_4 und B_7 , die sich primär hinsichtlich der Lautheit (27 %) und weniger bei der Dauer der Schärfe (6 %) unterscheiden, kann durch das spezifische Modell besser abgebildet werden. Damit liegt der Fokus der chinesischen Erwartungshaltung verstärkt auf klanglichen und dynamischen Aspekten, repräsentiert durch ein möglichst geringes Nachschwingen und einen eher dumpfen, tieffrequenten Klang.

Die durch die US-amerikanischen Teilnehmer bewertete Geräuschqualität kann anhand des spezifischen Modells mit einem Korrelationskoeffizienten von $r = 0,95$ nach Bild 4 beschrieben werden. Zugrunde liegt eine Gewichtung von $\beta = -0,18$ für die Perzentillautheit und von $\gamma = -0,10$ für die Dauer der Schärfe. Dabei stimmt der Wert für N_5 mit dem des chinesischen Modells überein, wohingegen der Wert für T_S in etwa der Gewichtung des spezifischen Modells der Europäer ($\gamma = -0,09$) entspricht. Im direkten Vergleich korrelieren die objektiven Daten des Referenzmodells mit der subjektiven Rangfolge der Geräuschqualität zu $r = 0,92$ (siehe Bild 4). Damit liegt der Korrelationskoeffizient auf demselben Niveau, den das Referenzmodell auch für die Vorhersage der akustischen Qualität bei den europäischen Teilnehmern erreicht. Weiterhin führt die berechnete Geräuschqualität zwischen dem Referenzmodell und dem spezifischen Modell der USA bei den Signalen B_4 und B_7 zu stärker abweichenden Werten. Allerdings fallen die Unterschiede im Vergleich zur chinesischen Studie (siehe Bild 4) geringer aus, da der Einfluss der Dauer der Schärfe weniger stark ausgeprägt ist.

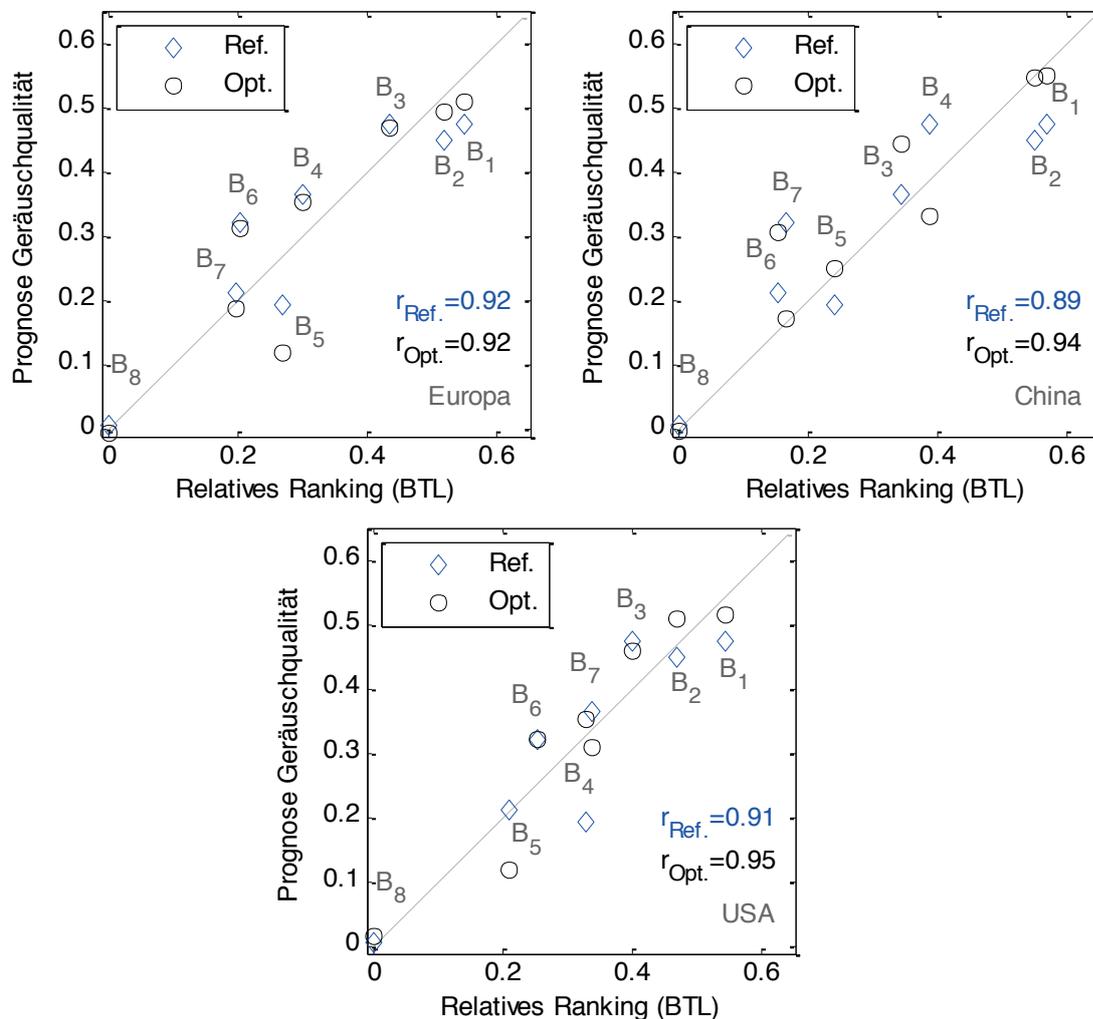


Bild 4: Untersuchung der Geräuschqualität von Rückschnappgeräuschen des Blinkerhebels mit Probanden aus Europa, China und den USA. Korrelationsanalyse zur Prognose der intervallskalierten Ergebnisse des Paarvergleichs. Psychoakustisches Referenzmodell gemäß Gleichung (1), \diamond . Psychoakustisches Modell auf Basis einer optimalen Gewichtung der Parameter nach Tabelle 2, \circ .

4. Diskussion

Das Sounddesign von hochwertigen Produkten für den internationalen Markt verlangt eine konsequente Integration interkultureller Wahrnehmungskriterien. Anhand der Geräusche des Türzuschlags und des Rückschnappens des Blinkerhebels wurden auf der Basis der Urteile von Probanden aus Europa, China und den USA zwei wesentliche Faktoren erarbeitet. Einerseits führt ein Vergleich der relativ und absolut bewerteten Geräuschqualität kulturübergreifend zu hohen Korrelationskoeffizienten. Der zweite Aspekt verdeutlicht die interkulturelle Übertragbarkeit der unabhängig entwickelten linearen Modelle des Türzuschlags und des Blinkerhebels zur Prognose der Geräuschqualität. Beide Referenzmodelle basieren auf den psychoakustischen Parametern N_5 und T_S , womit das Qualitätsempfinden von Personen aus Europa, China und den USA objektiv bereits gut vorhergesagt werden. Bei Modellen, die auf den gleichen Parametern basieren, diese aber eine optimale Gewichtung für das auditive Qualitätsempfinden der jeweiligen Kultur aufweisen, wird eine noch höhere Korrelation zur subjektiven Bewertung erreicht. Dieser Mehrwert ist statistisch allerdings nicht signifikant. Weiterhin stellt sich der quantitative Einfluss der beiden Parameter als kulturabhängig heraus. So wird die Lautheit bei europäischen Probanden am höchsten gewichtet. In Relation dazu nimmt die Bedeutung der Lautheit für Personen aus China und noch mehr für Teilnehmer aus den USA ab. Gegensätzlich dazu verhält sich die Gewichtung der Dauer der Schärfe. Sie erreicht bei Nichteuropäern einen höheren Wert als bei Europäern. Einen direkten Zusammenhang zwischen der Lautheit und der Gefälligkeit eines Geräusches (pleasantness) zeigen Hansen und Weber [22] bei der interkulturellen Untersuchung von tonalen Komponenten in synthetischen Geräuschen. Nach Kuwano et al. [23] tendieren deutsche im Vergleich zu japanischen Probanden dazu, Geräusche anhand der maximalen Lautstärke zu bewerten. Dieser Effekt stimmt mit der hohen Gewichtung der Lautheit durch die Teilnehmer aus Europa (vorrangig Deutschland) überein. Gemäß der Untersuchungen von Namba et al. [8] finden es Personen aus den USA einfacher, sich an lästige Geräusche in der Nachbarschaft zu gewöhnen. Da die Lästigkeit von Geräuschen durch die Lautheit beeinflusst wird, liegt ein entsprechender Einfluss der Lautheit auf die wahrgenommene Geräuschqualität vor. Diese Aussage entspricht den hier gewonnenen Erkenntnissen. Für die Teilnehmer aus den USA weisen die spezifischen Parametermodelle der untersuchten Geräusche die geringste Gewichtung der Perzentillautheit N_5 im Vergleich zu den weiteren Nationen auf.

5. Fazit und Ausblick

Bei der akustischen Qualität von impulshaften Fahrzeuggeräuschen zeigt sich kulturübergreifend eine signifikante Korrelation zwischen den Ergebnissen der relativen und absoluten Bewertung. Damit stellen die intervallskalierten Daten eine verlässliche und nachvollziehbare Grundlage der objektiven Prognosen dar. Weiterhin veranschaulichen die Urteile der drei Probandengruppen ein hohes Verständnis gegenüber der Qualität von Fahrzeuggeräuschen. Das Ziel der Experimente, die Validität und Übertragbarkeit der Referenzmodelle im Hinblick auf eine kulturübergreifende Abbildung des akustischen Qualitätsempfindens zu belegen, wurde erreicht. Dazu wurden die Prognosen der Referenzmodelle mit den

Vorhersagen von spezifischen Modellen verglichen, die auf einer optimalen Gewichtung der Parameter N_5 und T_S für die jeweilige Kultur basieren.

Die empirischen Studien konzentrierten sich auf das Qualitätsempfinden von impulshaften Geräuschen am Fahrzeug. Basierend auf den objektiven Modellen können nachfolgend systematisch prüfbare Ziele abgeleitet und in den Entwicklungsprozess des Sound Designs integriert werden. Damit gelingt es, spezifische und kulturübergreifende Anforderungen für bestimmte Fahrzeugkategorien festzulegen. Infolgedessen können die Interessen der Kunden anhand eines verbesserten akustischen Eindrucks und einer erhöhten Attraktivität präziser erfüllt werden.

Literatur

- [1] H. van der Auweraer, K. Wyckaert, W. Hendricx: From sound quality to the engineering of solutions for NVH problems. *Acta Acust. united Ac.* 83, 796-804, 1997.
- [2] U. Jekosch: Assigning Meaning to Sounds - Semiotics in the Context of Product Sound Design. in: J. Blauert (ed.): *Communication Acoustics*, 193–219, Springer, Berlin-Heidelberg-New York NY, 2005.
- [3] K. Genuit, A. Fiebig: Messung und Gestaltung von Produktgeräuschen. in: *Perceived Quality – Subjektive Kundenwahrnehmungen in der Produktentwicklung nutzen*, 135-159, Symposium Publishing, Düsseldorf, 2014.
- [4] E. T. Hall: Beyond Culture. *Journal of Economic Issues*, 11(4), 899-901, 1977.
- [5] M. Schugk: *Interkulturelle Kommunikation in der Wirtschaft*, Vahlen-Verlag, München, 2014.
- [6] X. Hu, J. H. Lee: A cross-cultural study of music mood perception between American and Chinese listeners. 13th International Society for Music Information Retrieval Conference (ISMIR 2012), Porto, Portugal, 2012.
- [7] S. Namba, S. Kuwano, A. Schick: A cross-cultural study on noise problems. *J. Acoust. Soc. Jpn.* 7(5), 279-289, 1986.
- [8] S. Namba, S. Kuwano, T. Hashimoto, B. Berglund, Z. D. Rui, A. Schick, H. Hoegel, M. Florentine: Verbal expression of emotional impression of sound: A cross-cultural study. *J. Acoust. Soc. Jpn.* 12(1), 19-29, 1991.
- [9] K. Genuit, B. Schulte-Fortkamp, A. Fiebing: Neue Verfahren zum Benchmarking von Fahrzeuginnengeräuschen. in: K. Becker (ed.): *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen III*, Kap. 8, 127-145, (Expert-Verlag Renningen-Malmsheim, 2006).
- [10] T. C. Snare: Kulturübergreifende Untersuchung des auditiven Eindrucks von Funktionsgeräuschen an Kraftfahrzeugen. Bachelorarbeit, Technische Hochschule Ingolstadt, 2015.
- [11] M. Höchstetter, J. M. Sautter, U. Gabbert, J. L. Verhey: Predicting the perceived Quality of impulsive Vehicle sounds. *Proceedings of the Euronoise 2015*, Maastricht, Niederlande, 2015.

- [12] M. Höchstetter, J. M. Sautter, U. Gabbert, J. L. Verhey: Role of the Duration of Sharpness in the perceived Quality of impulsive Vehicle Sounds. *Acta Acust. United Ac.*, Vol. 102, No. 1, pp. 119 - 128, 2016.
- [13] K. Genuit: Significance of psychoacoustic aspects for the evaluation of vehicle exterior noise. *J. Acoust. Soc. Am.* 123, 3134, 2003.
- [14] N. Otto, S. Amman, C. Eaton, S. Lake: Guidelines for jury evaluations of automotive sounds. *J. Sound Vib.* 35, 24-47, 1999.
- [15] R. T. Ross: *Scaling: A sourcebook for behavioral statistics.* Aldine Publishing Company, 106-109, 1974.
- [16] F. Sixtl: *Messmethoden der Psychologie.* Verlag Julius Beltz, Weinheim, 1967.
- [17] M. G. Kendall: *Rank correlation methods.* Griffin, London, 1970.
- [18] E. Parizet, E. Guyader, V. Nosulenko: Analysis of car door closing sound quality. *Applied Acoustics* 69, 12-22, 2008.
- [19] H. Fastl: Advanced procedures for psychoacoustic noise evaluation. *Proceedings of the Euronoise 2006, Tampere, Finland, 2006.*
- [20] B. D. Coensel, S. Vanwetswinkel, D. Botteldooren: Effects of natural sounds on the perception of road traffic noise. *J. Acoust. Soc. Am.* 129(4), 148-153, 2011.
- [21] M. Höchstetter, M. Rolle, J. L. Verhey, U. Gabbert: Physikalische und psychoakustische Vorhersage von singular impulshaften Geräuschen. 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, Deutschland, 2014.
- [22] H. Hansen, R. Weber: Semantic evaluations of noise with tonal components in Japan, France, and Germany: A cross-cultural comparison. *J. Acoust. Soc. Am.* 125(2), 850–862, 2009.
- [23] S. Kuwano, S. Namba, H. Fastl: On the judgment of loudness, noisiness and annoyance with actual and artificial noises. *J. Sound Vib.* 127(3), 457–465, 1988.

Entwicklung von Störgeräuschmetriken unter Anwendung eines Verfahrens zur Robustheitsanalyse

Fabian Kamp, André Fiebig

Abstract

The identification and evaluation of disturbing noise patterns gains increasing relevance for quality assurance in development processes of technical products. The characterization of the product sound features is therein performed by applying suitable acoustic analysis methods on the measured noise signals. By means of regression modelling, the development of sound quality metrics allows an instrumental (and possibly automatic) evaluation of disturbing noise patterns by correlating acoustic indicators to the results of jury test evaluations.

Characteristic parameters like the coefficient of determination or the sum of squared errors between jury test and noise metrics are considered to describe the quality of the derived regression model. Nevertheless, a limitation to these descriptive quantities does not provide information about the causality of the metric, or its' robustness towards unknown input data.

This article presents a methodology for noise metric development, including a constructive approach of robustness analysis that is used for validation and optimization of the regression model.

Kurzfassung

Im Rahmen von Entwicklungsprozessen technischer Produkte gewinnt die Identifikation und Bewertung von Störgeräuschen zur Sicherung der Produktgeräuschqualität eine steigende Relevanz. Die Anwendung akustischer Analyseverfahren ermöglicht dabei eine instrumentelle Charakterisierung der gemessenen Schalle. Mithilfe von Regressionsanalysen können Störgeräuschmetriken entwickelt werden, um wahrgenommene Störgeräusche in Korrelation zu durchgeführten Probandenstudien instrumentell und gegebenenfalls automatisiert zu bewerten.

Zur Beschreibung der Qualität des Regressionsmodells werden charakteristische Größen, wie das Bestimmtheitsmaß oder die Fehlerquadratsumme zwischen Hörversuchsdaten und Störgeräuschmetrik betrachtet. Eine Beschränkung auf diese beschreibenden Größen lässt jedoch keine Aussage über die Kausalität des entwickelten Modells, oder dessen Robustheit gegenüber unbekanntem Eingangsdaten zu.

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit der Entwicklung von Störgeräuschmetriken unter Anwendung eines Verfahrens zur Robustheitsanalyse, welches den Aspekt der Validierung und Optimierung des Regressionsmodells näher beleuchtet.

1. Einleitung

Um auftretende Störgeräusche identifizieren und in ihrer Ausprägung bewerten zu können, werden Störgeräuschmetriken eingesetzt, die das Bewertungsverhalten einer Probandengruppe oder eines Expertengremiums auf Grundlage akustischer Signalanalysen schätzen. Abbildung 1 zeigt eine schematische Übersicht des Entwicklungsprozesses von Geräuschmetriken.

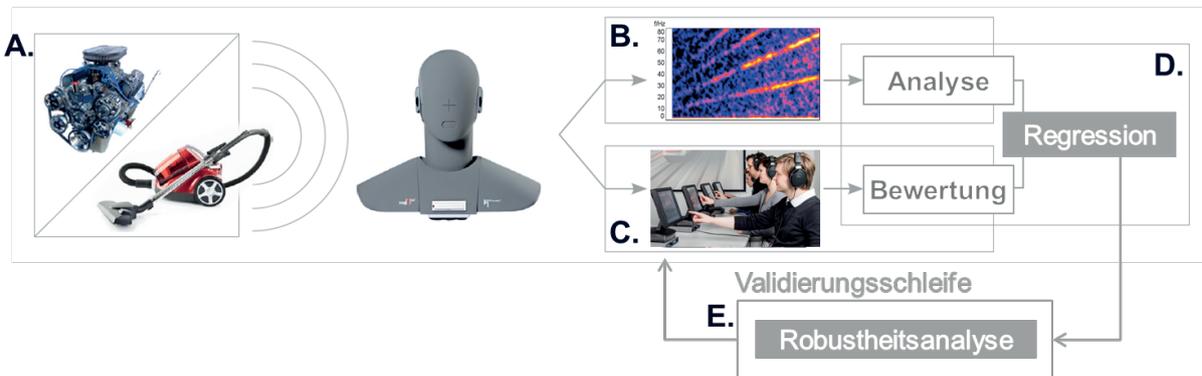


Abbildung 1: Prinzipielle Vorgehensweise zur Entwicklung von Störgeräuschmetriken

Zunächst werden reproduzierbare akustische Messungen der betreffenden Störgeräuschmuster an unterschiedlichen Versuchsträgern durchgeführt (Abb.1, A). Die gemessenen Daten bilden die Grundlage der folgenden Untersuchungen und müssen einem erhöhten Anforderungsprofil entsprechen (siehe Kapitel 2.1). Mithilfe akustischer Signalanalysen lassen sich unterschiedliche Charakteristika der Geräusche herausarbeiten, die die möglichen Ausprägungen des Störgeräuschmusters bestmöglich wiedergeben sollten (B). Eine perzeptives Bewertung der auftretenden Störgeräusche erfolgt im Rahmen eines Hörversuchs (C). Zur Entwicklung der eigentlichen Metriken werden Regressionsanalysen durchgeführt, welche die korrelativen Zusammenhänge zwischen Probandenurteilen und wahrnehmungsbezogenen Signalanalysen identifizieren (D).

Besonderes Augenmerk gilt der in diesem Beitrag vorgestellten Robustheitsanalyse, die als Teil einer Validierungsschleife im Entwicklungsprozess der Störgeräuschmetriken betrachtet wird (E). In diesem statistischen Analyseverfahren können unterschiedliche Ansätze der Regressionsmodelle verglichen, und die bestmögliche Kombination akustischer Signalanalysen bestimmt werden.

2. Entwicklung von Störgeräuschmetriken durch Korrelation perzeptiver Urteile mit akustischen Signalanalysen

Die Entwicklung von Störgeräuschmetriken erfordert eine sorgfältige Durchführung der in Kapitel 1 beschriebenen Vorgehensweise, wobei die konkrete Aufgabenstellung bzw. das zu bewertende Phänomen die Rahmenbedingungen der dargestellten Schritte spezifiziert. Vor- und Nachteile unterschiedlicher Methodiken bei Messung, Analyse und Bewertung der Geräuschmuster müssen abgewogen, und mögliche Einschränkungen und Fallstricke berücksichtigt werden [1]. Im Folgenden werden die verschiedenen Schritte der Metrikentwicklung diskutiert.

2.1 Reproduzierbare Messungen des Störgeräuschmusters

Um die Ausprägung eines Störgeräuschmusters in unbekanntem Schall zuverlässig instrumentell bewerten zu können, werden ausreichend große Trainingsdatensätze für die Regressionsmodelle benötigt. Bei der Auswahl der Versuchsträger ist dabei zu beachten, dass mögliche Ausprägungen des Störgeräuschmusters (von gar nicht bis sehr stark ausgeprägt) bereitstehen. Die Auswahl der Trainingsgeräusche legt somit den Anwendungsbereich und die Reichweite der Geräuschmetriken fest. Beispielsweise muss bei der Anwendung für Fahrzeuginnenraumgeräusche abgewogen werden, ob die zu entwickelnden Metriken *klassenspezifisch* oder *klassenübergreifend* eingesetzt werden sollen. Je genauer der Anwendungsbereich der Geräuschmetriken definiert wird, desto präzisere Ergebnisse lassen sich für unbekanntes Schalle erwarten.

Des Weiteren sind bei der Untersuchung eines bestimmten Störgeräuschs die relevanten Betriebsbedingungen (z.B. Fahrbedingungen eines Kraftfahrzeugs) zu identifizieren, in denen das Geräuschphänomen besonders hervortritt und vom potentiellen Kunden kritisiert wird. Dazu können beispielsweise explorative Verfahren der Gesamtfahrzeugbewertung unter Einbezug des Fahrzeugkontextes und der Fahrerinteraktion genutzt werden [2],[3].

Da die durchzuführenden Messungen einerseits unter vergleichbaren Betriebsbedingungen im Hörversuch beurteilt, und andererseits zuverlässig von akustischen Analyseverfahren ausgewertet werden sollen, ergeben sich hohe Ansprüche an die Messbedingungen. Die Durchführung völlig *störgeräuschfreier* Messungen ist unumgänglich, um die angewandten Signalanalysen zur Charakterisierung der tatsächlichen Störgeräuschmuster parametrisieren zu können und Fehlbewertungen auszuschließen. Die *Vergleichbarkeit* der Messungen an unterschiedlichen Versuchsobjekten muss gewährleistet sein, sodass die Bewertung in anschließenden Hörversuchen detaillierte Fahrzeugvergleiche zulässt. Außerdem ist eine hohe *Reproduzierbarkeit* der durchgeführten Messungen gefordert, um die betreffenden Geräuscheigenschaften eindeutig den untersuchten Versuchsträgern zuzuweisen.

2.2 Durchführung und Auswertung von Hörversuchen

Mithilfe von Probandenstudien lässt sich die Auffälligkeit eines Störgeräuschmusters bzw. die Intensität des Hervortretens unter definierten Betriebsbedingungen untersuchen. Mit dem Ziel, eine gesicherte Bewertung der Störgeräusche zu erhalten sowie weitere Erkenntnisse über deren Eigenschaften zu gewinnen, werden Hörversuche auf Grundlage der akustischen Messungen durchgeführt. Bei Konzeption, Durchführung und Auswertung der Hörversuche gilt es, geeignete Versuchsmethodiken in Abhängigkeit des Untersuchungsgegenstandes zu identifizieren [4],[5]. So ist zu definieren, welche Personengruppe zur Bewertung der Geräusche herangezogen wird (z.B. Akustikexperten oder potentielle Kunden / Laien) oder ob Unterschiede zwischen verschiedenen Bewertergruppen zu untersuchen sind. Des Weiteren ist der Kontext der Hörversuchsdurchführung (Laborsituation / Fahrsimulator / Bewertung am realen Versuchsträger) sowie die technische Umsetzung (kalibrierte Kopfhörerwiedergabe / entzerrte Lautsprecherwiedergabe etc.) zu definieren. Weiterhin muss geprüft werden, welche

Hörversuchsmethodik zur Anwendung kommt (z.B. Kategorialskalierung, Paarvergleich etc.).

Generell lassen sich Ansprüche an die Gütekriterien der *Objektivität*, sowie der *Reliabilität* und *Validität* bezüglich der Versuchsergebnisse formulieren [6]. Das Kriterium der Objektivität ist erfüllt, wenn die Ergebnisse der Untersuchung unabhängig der Randbedingungen erzielt werden. Dies impliziert eine genaue Definition der Versuchsmethodik und Auswertung. Als reliabel wird das Versuchsergebnis beschrieben, wenn die erzielten Ergebnisse als zuverlässig und reproduzierbar einzuschätzen sind. Hierzu empfiehlt sich eine statistische Auswertung der abgegebenen Bewertungen (z.B. Prüfung auf Clusterbildung, Identifikation von Ausreißern, Signifikanztests und Angabe von Konfidenzintervallen, Prüfung auf Gauß-Verteilung bei der Angabe von Mittelwerten etc., siehe dazu [7]). Die Validität beschreibt schließlich, ob die durchgeführte Untersuchung tatsächlich den Untersuchungsgegenstand abbildet. Diesbezüglich ist (z.B. durch ausreichendes Training sowie Verwendung von Ankerschallen) insbesondere sicherzustellen, dass die Versuchsteilnehmer in der Lage sind, das tatsächliche Störgeräuschmuster zu identifizieren und im Gesamtgeräusch zuverlässig zu bewerten.

2.3 Charakterisierung des Störgeräuschs durch akustische Signalanalysen

Zur Charakterisierung des Störgeräuschmusters kommen akustische Signalanalysen zur Anwendung. Die Aufgabe besteht darin, geeignete Analyseverfahren zur Beschreibung des Störgeräuschs auszuwählen und geeignet zu parametrisieren. Dabei ist es zwingend erforderlich, die physikalischen Ursachen des Störgeräusches zu berücksichtigen und die signaltheoretischen Hintergründe der angewandten Analysen zu verstehen. Letztlich gilt es, stabile Einzahlwerte abzuleiten, die gemeinsam mit den Bewertungen der Hörversuche als Eingangsdaten zur Entwicklung eines Regressionsmodells genutzt werden können.

2.4 Regressionsmodell zur Entwicklung der Störgeräuschmetrik

Abbildung 2 zeigt das Verfahren der Metrikentwicklung am Beispiel der multiplen linearen Regression unter Anwendung des Optimierungsverfahrens nach der Methode der kleinsten Fehlerquadratsumme. Als Eingangsdaten dienen die Ergebnisse der akustischen Signalanalysen (Prädiktorvariablen) sowie die Bewertungen der Hörversuche für den untersuchten Trainingsdatensatz (Kriteriumsvariablen). Die Metrik selbst ist im Beispiel als Ergebnis einer multiplen linearen Regression definiert. Somit ergeben sich die Metrikwerte aus einer Summation der jeweils gewichteten Analyseergebnisse und eines konstanten Offsets. Die Gewichtungsfaktoren und der Wert des Offsets werden im Beispiel unter Anwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadratsumme zwischen Hörversuchs- und Metrikergebnissen ermittelt. In Abhängigkeit des Untersuchungsgegenstandes sind alternative (auch nichtlineare) Regressionsmodelle denkbar. Auch können abweichende Kriterien bei der Wahl des verwendeten Optimierungsalgorithmus betrachtet werden. Bei der Erstellung des Regressionsmodells ist wie bei der Auswahl der geeigneten Analysen eine kritische Hinterfragung der physikalischen Bedeutsamkeit des ermittelten funktionalen Zusammenhangs unerlässlich, um eine Überbestimmung des Modells aufgrund von Scheinkorrelationen zu vermeiden.

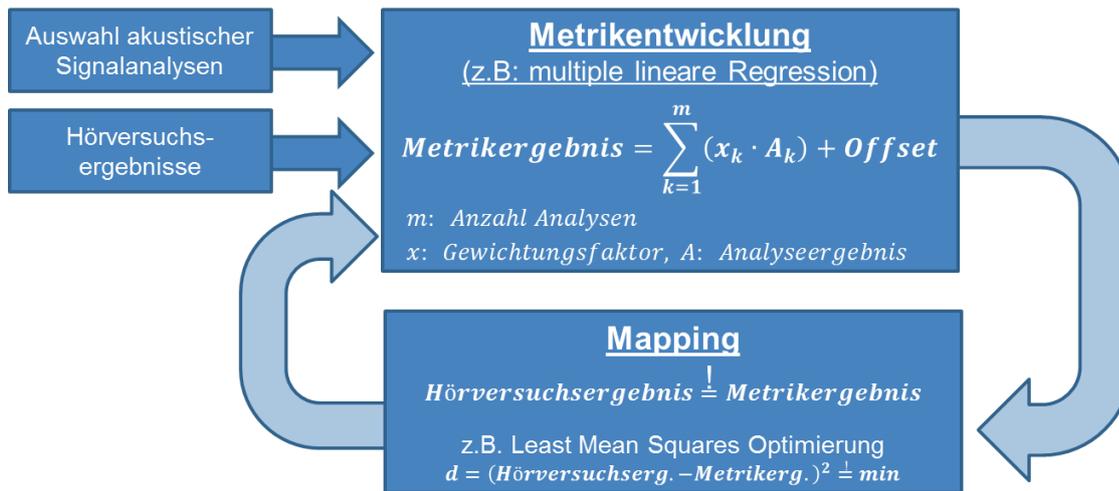


Abbildung 2: Metrikentwicklung unter Anwendung der multiplen linearen Regression

Die Präzision der entwickelten Metrik kann durch charakteristische Kenngrößen zur Beschreibung des korrelativen Zusammenhangs zwischen Hörversuchsbewertungen y und Metrikergebnissen \hat{y} untersucht werden. Gebräuchlich sind Angaben des *Korrelationskoeffizienten* r bzw. des *Determinationskoeffizienten* r^2 (Bestimmtheitsmaß) sowie des *mittleren Fehlerbetrags* \bar{d} oder des *mittleren quadratischen Fehlers* \bar{d}^2 zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Hörversuchsbewertung und Metrikergebnis [7]:

$$r = \frac{\text{cov}(\hat{y}, y)}{\sigma_{\hat{y}} \cdot \sigma_y} \quad (1)$$

$\text{cov}(\hat{y}, y)$: Kovarianz zwischen Metrik- und Hörversuchsbewertungen

$\sigma_{\hat{y}}$: Standardabweichung Metrikergebnisse

σ_y : Standardabweichung Hörversuchsbewertungen

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |\hat{y}_i - y_i| \neq \sqrt{\bar{d}^2} \quad \text{mit} \quad (2)$$

$$\bar{d}^2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2 \quad (3)$$

n : Anzahl der Geräusche / Versuchsträger

Der korrelative Zusammenhang zwischen Hörversuchsbewertungen und Metrikergebnissen kann in Streudiagrammen dargestellt werden, die die einzelnen Beobachtungen mit zugehörigen Metrikergebnissen beinhalten (siehe Abbildung 3).

Die zuvor genannten Kenngrößen dienen jedoch lediglich der Beschreibung der Qualität des Regressionsmodells und erlauben keine Aussage über die Kausalität des gefundenen Zusammenhangs und die Vorhersagegenauigkeit (bzw. Robustheit) der entwickelten Metrik für unbekannte Eingangsdaten. Die Maximierung des

Bestimmtheitsmaßes kann demzufolge nicht das alleinige Kriterium bei der Erstellung einer Störgeräuschmetrik sein. Eine simple Erhöhung der Anzahl der Prädiktorvariablen wird im Rahmen des Optimierungsverfahrens theoretisch immer zu einer Erhöhung des Bestimmtheitsmaßes führen, birgt aber die Gefahr der Überbestimmung des Regressionsmodells und somit zu instabilen Vorhersagen für unbekannte Eingangsdaten.

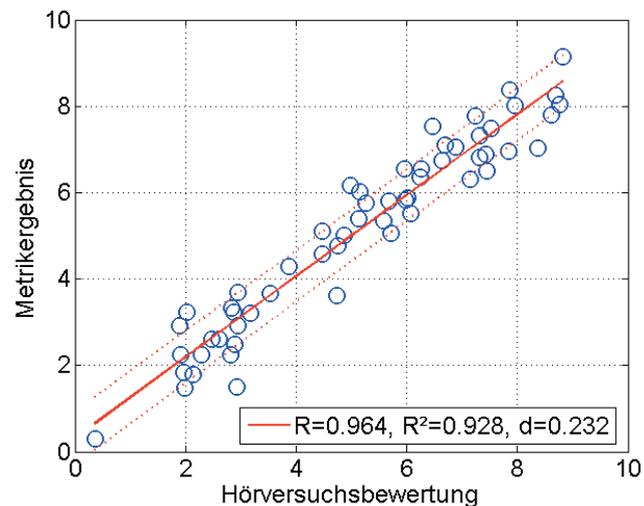


Abbildung 3: Typische Darstellung eines stark korrelativen Zusammenhangs zwischen Hörversuchsbewertungen und Metrikergebnissen im Streudiagramm mit charakteristischen Kenngrößen (Korrelations- und Determinationskoeffizient sowie mittlerer Fehlerbetrag)

Eine teilweise Kompensation des Effektes der Überbestimmung kann durch Einführung des korrigierten Bestimmtheitsmaßes erreicht werden, welches eine erhöhte Anzahl der Prädiktorvariablen rechnerisch durch einen Abzug im Bestimmtheitsmaß bestraft:

$$r_{\text{kor}}^2 = 1 - \left[(1 - r^2) \cdot \frac{n-1}{n-k-1} \right] = r^2 - \left[(1 - r^2) \cdot \frac{k}{n-k-1} \right] \quad (4)$$

n : Anzahl der Geräusche / Versuchsträger

k : Anzahl der Prädiktorvariablen

Die Betrachtung des korrigierten Bestimmtheitsmaßes ermöglicht die Identifikation redundanter Prädiktorvariablen im Rahmen der schrittweisen Regression. Weiterhin lässt sich jedoch keine Aussage darüber machen, ob die entwickelte Störgeräuschmetrik bei unbekanntem Eingangsdaten zuverlässig die Intensität des Störgeräuschmusters vorhersagen kann.

3. Ein Verfahren zur Robustheitsanalyse

Im Folgenden wird ein Verfahren vorgestellt, das die Robustheit der zu entwickelnden Störgeräuschmetrik für unbekanntem Eingangsdaten näher betrachtet. Die grundsätzliche Idee beruht auf einer Trennung des Gesamtdatensatzes (Hörversuchsbewertungen und Analyseergebnisse) in einen Trainingsdatensatz und

einen Validierungsdatensatz. Somit dient das Verfahren der Kreuzvalidierung [7]. Das Regressionsmodell wird zunächst auf Grundlage des Trainingsdatensatzes erstellt. In einem zweiten Schritt wird die Störgeräuschmetrik für die verbliebenen Geräusche des Validierungsdatensatzes berechnet. Auch für den Validierungsdatensatz können dann Korrelationskoeffizienten und mittlere Fehlerwerte berechnet werden. Um das Modell auf Unabhängigkeit gegenüber der Auswahl des Trainings- und Validierungsdatensatzes zu prüfen, werden alle möglichen Permutationen der Auswahlmöglichkeiten berechnet. Für die Gesamtzahl möglicher Permutationen gilt:

$$p = \binom{n}{m} = \frac{n!}{m! \cdot (n - m)!} \quad (5)$$

p : Anzahl der Permutationen

n : Gesamtzahl der Geräusche / Versuchsträger

m : Anzahl der ausgewählten Geräusche des Trainingsdatensatzes

Unter der Annahme, 2/3 des Datensatzes als Trainingsdaten zu verwenden, ergeben sich bei einer beispielhaften Gesamtzahl von sechs Geräuschaufnahmen insgesamt $p = 15$ mögliche Aufteilungen in Trainings- und Validierungsdaten (siehe Abb. 4).

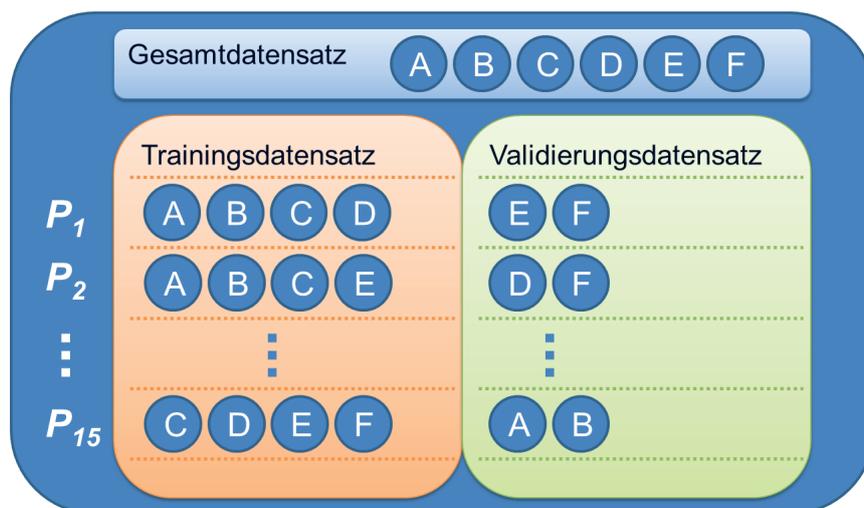


Abbildung 4: Mögliche Permutationen bei der Aufteilung des Gesamtdatensatzes in Trainings- und Validierungsdatensätze (Beispiel: 6 Geräusche)

Für alle Permutationen wird nun ein Regressionsmodell erstellt und die Korrelationskoeffizienten (bzw. Bestimmtheitsmaße) und Fehlerwerte werden berechnet (Abb. 5). Es ergeben sich jeweils Gesamtmengen der Fehlermaße, die statistisch auszuwerten sind.

$$\begin{aligned} R &= \{r_1, r_2, \dots, r_p\} \\ R^2 &= \{r_1^2, r_2^2, \dots, r_p^2\} \\ \bar{D} &= \{\bar{d}_1, \bar{d}_2, \dots, \bar{d}_p\} \\ \bar{D}^2 &= \{\bar{d}_1^2, \bar{d}_2^2, \dots, \bar{d}_p^2\} \end{aligned} \quad (6)$$

Aufgrund des starken Anstiegs des Binomialkoeffizienten (Gl. 5) für größere Datensätze erfordert die Berechnung der Regressionsmodelle mitunter einen hohen Rechenaufwand. Allerdings ist es in der Regel gewünscht, einen großen Datensatz zu untersuchen, um die möglichen Ausprägungen des Störgeräuschmusters sicher bewerten zu können. Sobald sich der Rechenaufwand nicht mehr effizient bewältigen lässt wird empfohlen, eine randomisierte Auswahl möglicher Permutationen heranzuziehen.

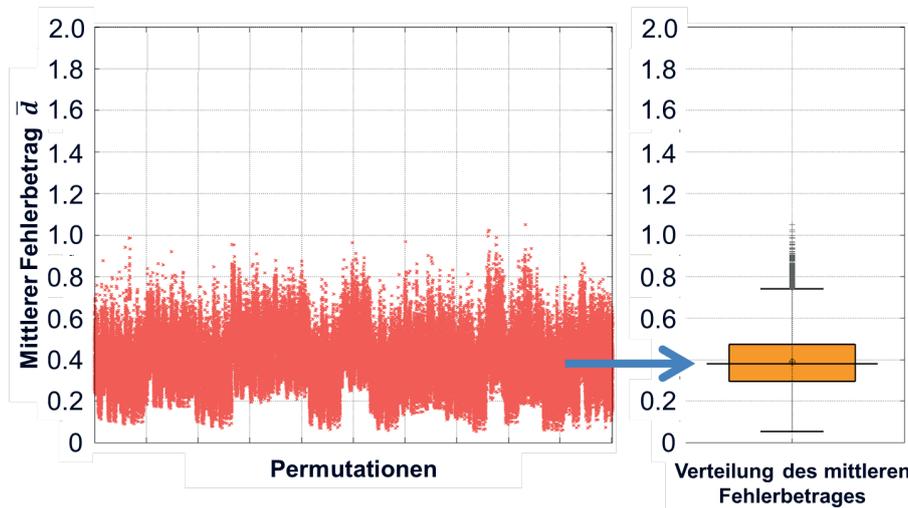


Abbildung 5: Mittlere Fehlerbeträge in Abhängigkeit der wiederholten Auswahl von Trainings- und Validierungsdatensatz (links) und Darstellung der Verteilung des mittleren Fehlerbetrages als Box- und Whisker-Plot (rechts).

Das dargestellte Kreuzvalidierungsverfahren mit wiederholter Auswahl von Trainings- und Validierungsdaten bietet gegenüber einfacheren Verfahren der Leave-One-Out-Kreuzvalidierung (z.B. PRESS-Statistiken, „predicted residual error sum of squares“, [8]) zunächst den Vorteil, über die Statistiken der Verteilung der Fehlermaße einen Vergleich unterschiedlicher Modellansätze vornehmen zu können. So können einerseits die gewählten Prädiktorvariablen variiert werden, andererseits aber auch völlig unterschiedliche Regressionsmodelle (z.B. verschiedene nichtlineare Modelle) systematisch verglichen werden.

Abbildung 6 zeigt den Vergleich verschiedener Regressionsmodelle, die als Kandidaten der Störgeräuschmetrik in Frage kommen. Dargestellt ist jeweils die Verteilung des mittleren Fehlerbetrages in Abhängigkeit des wiederholten Datensplittings in Trainings- und Validierungsdatensätze für sechs Metrikansätze mithilfe von Box- und Whisker-Plots [7]. Metrikansatz C zeigt im Beispiel die kleinsten mittleren Fehlerbeträge, was sich einerseits in einem schmalen Interquartilbereich sowie einem niedrigen Mittelwert der Fehlerbeträge äußert (0.29 auf einer 10-stufigen Kategorienskala, z.B. [9]), und nur in seltenen Fällen kleinere Ausreißer bedingt (schlechtester Fall: Fehlerbetrag 0.78). Damit zeichnet sich dieser Ansatz aufgrund der statistischen Untersuchung der Fehlermaße gegenüber den übrigen Ansätzen aus.

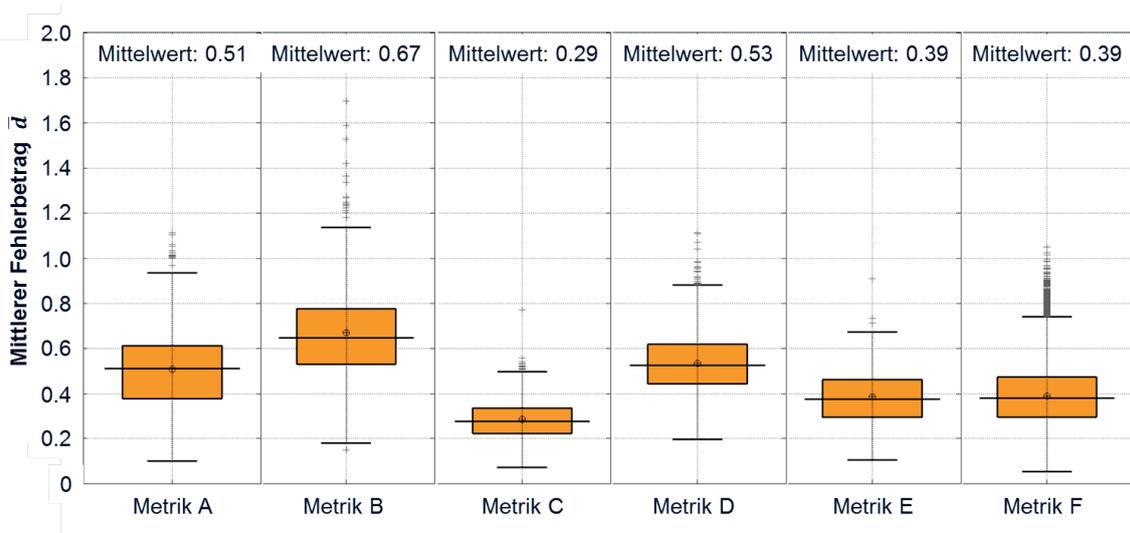


Abbildung 6: Vergleich der Verteilungen mittlerer Fehlerbeträge bei verschiedenen Regressionsmodellen zur Entwicklung einer Störgeräuschmetrik

Neben den beschriebenen Auswertungen der Fehlermaßverteilungen bietet das dargestellte Verfahren die Möglichkeit, weitere statistische Untersuchungen zu den ermittelten Gewichtungsfaktoren durchzuführen. Bei einer Auswahl von k Prädiktorvariablen in einem Regressionsmodell ergeben sich entsprechende Gewichtungsfaktoren x_1, x_2, \dots, x_k . In Abhängigkeit der Permutationen p des Datensplittings nehmen diese Gewichtungsfaktoren unterschiedliche Werte $x_{k,p}$ an, welche sich als Mengen angeben lassen:

$$\begin{aligned}
 X_1 &= \{x_{1,1}, x_{1,2}, \dots, x_{1,p}\} \\
 X_2 &= \{x_{2,1}, x_{2,2}, \dots, x_{2,p}\} \\
 &\vdots \\
 X_k &= \{x_{k,1}, x_{k,2}, \dots, x_{k,p}\}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Für jeden Gewichtungsfaktor kann nun die Verteilung in Abhängigkeit des wiederholten Datensplittings betrachtet werden. Abbildung 7 zeigt beispielhaft die Verteilungen der Gewichtungsfaktoren zweier Analysen A und B.

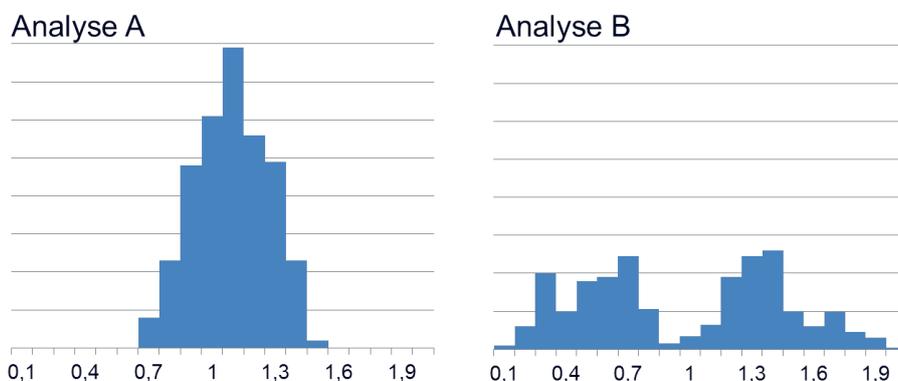


Abbildung 7: Verteilungen der auftretenden Gewichtungsfaktoren für zwei beispielhafte Signalanalysen in Abhängigkeit der Trainings- und Validierungsdatenauswahl

Erstrebenswert ist eine Verteilungsfunktion, die sich der Gauß'schen Normalverteilung annähert und eine möglichst niedrige Varianz aufweist (z.B. Analyse A, Abb. 7, links). Dies kann als robuste Verteilung des Gewichtungsfaktors verstanden werden, da dieser unabhängig von der Trainingsdatenauswahl ähnliche Werte annimmt. Es lässt sich ein Mittelwert des Gewichtungsfaktors definieren, der in der finalen Metrik eingesetzt werden kann. Die Gewichtungsfaktoren der Analyse B (Abb. 7, rechts) weisen eine starke Streuung auf und verletzen insbesondere das Kriterium der Normalverteilung. Eine konkrete Festlegung des finalen Gewichtungsfaktors erweist sich auf Grundlage dieser bimodalen Verteilung als nicht sinnvoll. Dies ist ein Indiz, die als Prädiktorvariable gewählte Analyse als nicht stabil zu verwerfen. Letztlich muss die Prüfung der Verteilungen der Gewichtungsfaktoren für alle Prädiktorvariablen des Regressionsmodells durchgeführt werden.

Als Kennwert zur Beschreibung der Güte der Gaußverteilungen und zur Vereinfachung des Vergleichs kann der empirische Variationskoeffizient $VarK(X)$ herangezogen werden, der die empirische Standardabweichung der Verteilung $s(X)$ auf ihren Mittelwert $\bar{x}(X)$ normiert.

$$VarK(X) = \frac{s(X)}{\bar{x}(X)} \quad (8)$$

4. Anwendung für das Störgeräuschmuster „Injektortickern“

Mit dem Ziel, eine instrumentelle Vorhersage der Lästigkeit des impulshaltigen Störgeräuschs „Injektortickern“ im Leerlauf-Außengeräusch von Verbrennungsmotoren zu erreichen, wurde eine Störgeräuschmetrik entwickelt. Insgesamt stand ein Datensatz von 19 untersuchten Versuchsträgern – gemessen bei variierten Betriebsbedingungen – zur Verfügung. In einem Hörversuch wurden 57 Geräuschbeispiele von über 100 Versuchsteilnehmern auf einer 10-stufigen Kategorienskala [9] hinsichtlich ihrer Geräuschqualität bezogen auf das Störgeräusch „Injektortickern“ bewertet. Die Bewertungen des Hörversuchs wurden einer Konsistenzprüfung unterzogen und zur Metrikentwicklung herangezogen.

Um das impulshafte Störgeräuschmuster instrumentell zu bewerten, wurden verschiedene akustische Signalanalysen ausgewertet. Abbildung 8 zeigt die Ergebnisse der Relative Approach Analyse [10], die zur Charakterisierung der impulshaften Geräuschanteile im höheren Frequenzbereich angewendet wurde. Deutlich lässt sich die unterschiedliche Ausprägung des Störgeräuschs (links: schwach ausgeprägtes Tickern, rechts: stark ausgeprägtes Tickern) darstellen.

Neben der dargestellten Relative Approach Analyse wurden weitere akustische Signalanalysen ausgewertet und zur Erstellung des Regressionsmodells herangezogen. Unter Anwendung des in Kapitel 3 beschriebenen Verfahrens wurden unterschiedliche Ansätze des Regressionsmodells untersucht und verglichen.

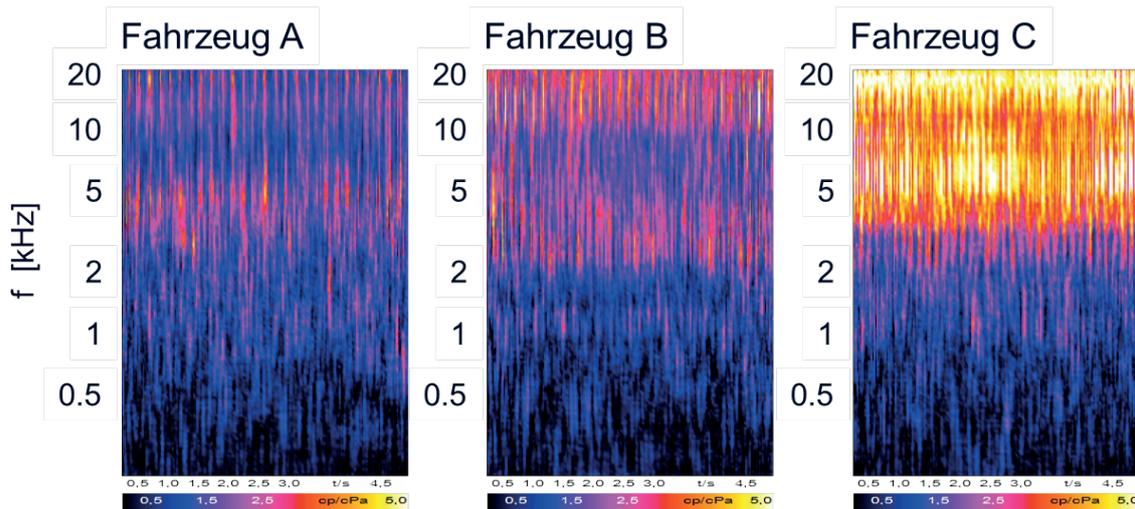


Abbildung 8: Ergebnisse der Relative Approach Analyse zur Charakterisierung des Störgeräuschs „Injektortickern“ im höheren Frequenzbereich für drei Fahrzeuge

Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse der Robustheitsanalyse für drei mögliche Regressionsmodelle. Ansatz B weist einerseits die höchsten Mittelwerte der mittleren Fehlerbeträge auf (Training: 0.28, Validierung: 0.34, verglichen mit Ansatz A, Training: 0.23, Validierung 0.27 und Ansatz C, Training: 0.21, Validierung 0.26), andererseits ist hier insbesondere für die Validierungsdatensätze eine hohe Streuung der mittleren Fehlerbeträge zu beobachten. Somit wird Ansatz B zur Metrikentwicklung verworfen. Die verbliebenen Ansätze A und C unterscheiden sich in ihren Eigenschaften nur unwesentlich. Während Ansatz C die niedrigsten Mittelwerte der mittleren Fehlerbeträge aufweist, empfiehlt sich Ansatz A aufgrund der stärkeren Robustheit gegenüber Ausreißern und wird letztlich zur Metrikentwicklung verwendet.

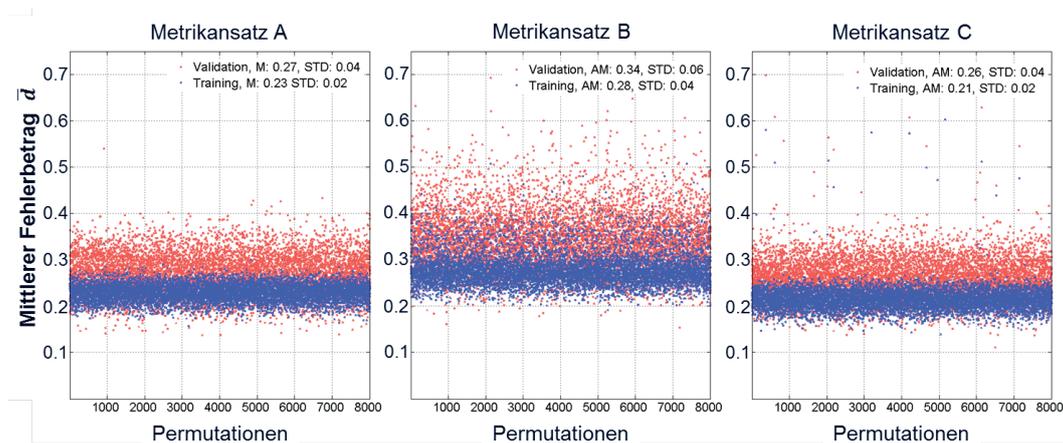


Abbildung 9: Untersuchung von drei Ansätzen zur Erstellung des Regressionsmodells zur Bewertung des Störgeräuschs „Injektortickern“. Blau: Trainingsdatensätze, Rot: Validierungsdatensätze

Schließlich können die Ergebnisse der Störgeräuschmetrik gemeinsam mit den Perzeptivurteilen des Hörversuchs für den Gesamtdatensatz dargestellt werden (siehe Abb. 10).

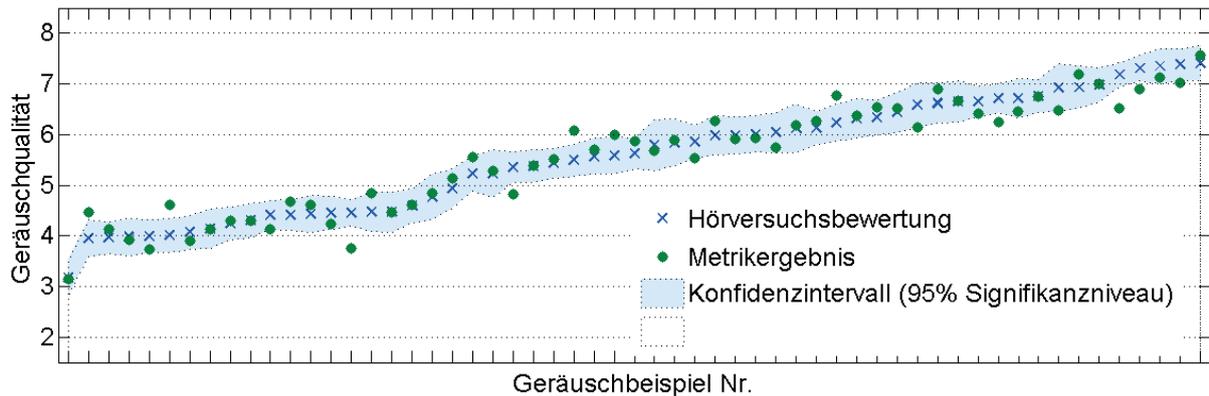


Abbildung 10: Metrikergebnisse und Hörversuchsbewertungen (Mittelwerte und Konfidenzintervalle) von 57 Geräuschbeispielen mit unterschiedlichen Ausprägungen des Störgeräuschs „Injektortickern“

Die Hörversuchsergebnisse sind als Mittelwerte mit entsprechenden Konfidenzintervallen (95% Signifikanzniveau, siehe [7]) zur Beschreibung der statistischen Ungenauigkeit in aufsteigender Rangreihenfolge eingetragen. Aufgrund der übereinstimmenden Probandenurteile und der hohen Teilnehmerzahl ergeben sich vergleichsweise schmale Konfidenzintervalle. Das Bestimmtheitsmaß zwischen Mittelwerten der Hörversuchsbewertungen und Metrikergebnissen beträgt 0.93 bei einem mittleren Fehlerbetrag von 0.23 Kategorien. Nur bei vereinzelt Geräuschbeispielen liegt das Metrikergebnis außerhalb des Konfidenzintervalls der Hörversuchsbewertung.

Die Betrachtung der Streuungen der ermittelten Gewichtungsfaktoren liefert für alle eingesetzten Signalanalysen sinnvolle Verteilungsfunktionen (annähernd normalverteilt), die sich durch niedrige Variationskoeffizienten auszeichnen (siehe Abb. 11). Auch in dieser Eigenschaft zeichnet sich der gewählte Metrikansatz gegenüber den übrigen möglichen Kandidaten aus.

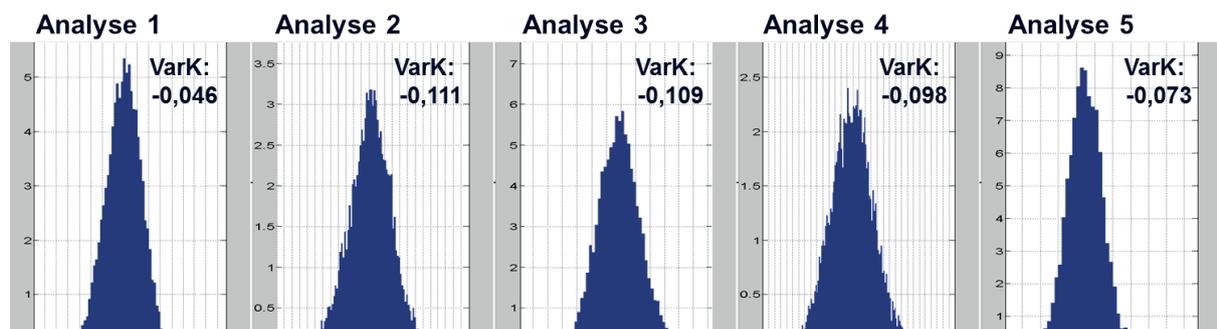


Abbildung 11: Verteilungen der auftretenden Gewichtungsfaktoren von fünf gewählten Signalanalysen zur Beschreibung des Störgeräuschs „Injektortickern“ in Abhängigkeit der Auswahl des Trainings- und Validierungsdatensatzes

Um einen möglichst detaillierten und aussagekräftigen Fahrzeugvergleich hinsichtlich des Injektortickerns im Leerlauf zu erreichen, können die Ergebnisse der Störgeräuschmetrik für alle gemessenen Betriebspunkte mithilfe von Kuchenendiagrammen dargestellt werden (siehe Abb. 12).

Farbe und Radius der Kuchenstücke repräsentieren das Ergebnis der Störgeräuschmetrik (hohe Geräuschqualität entspricht wenig Störgeräusch). Die

jeweilige Breite der Kuchenstücke (eingeschlossener Winkel) entspricht der Relevanz der unterschiedlichen Betriebszustände. Zur Bestimmung der Zustandsrelevanzen können explorative Verfahren der Fahrzeugbewertung eingesetzt werden (siehe Kapitel 2.1 oder [2],[3]).

Im gezeigten Fall wird die Überlegenheit von Fahrzeug B in allen Betriebspunkten deutlich. Das Fahrzeug erreicht in den meisten Zuständen das Target-Level (grüne Linie, ermittelt aus Fahrzeugvergleichen) und erreicht in allen Zuständen die Mindestanforderung (rote Linie). In Fahrzeug A fallen insbesondere die Betriebspunkte 6-8 auf, in denen das Fahrzeug die Mindestanforderung nicht erfüllt. In diesen Zuständen besteht demzufolge der größte Optimierungsbedarf.

Mithilfe der entwickelten Störgeräuschmetrik ist es möglich, unterschiedliche Fahrzeuge detailliert und effizient zu vergleichen. Die Metrik kann im Entwicklungsprozess eingesetzt werden, um frühzeitig kritische Betriebsbedingungen zu identifizieren und das Optimierungspotenzial von Modifikationen (z.B. Kapselung des Aggregats oder Anpassung der Motorkalibrierung) abzuschätzen.

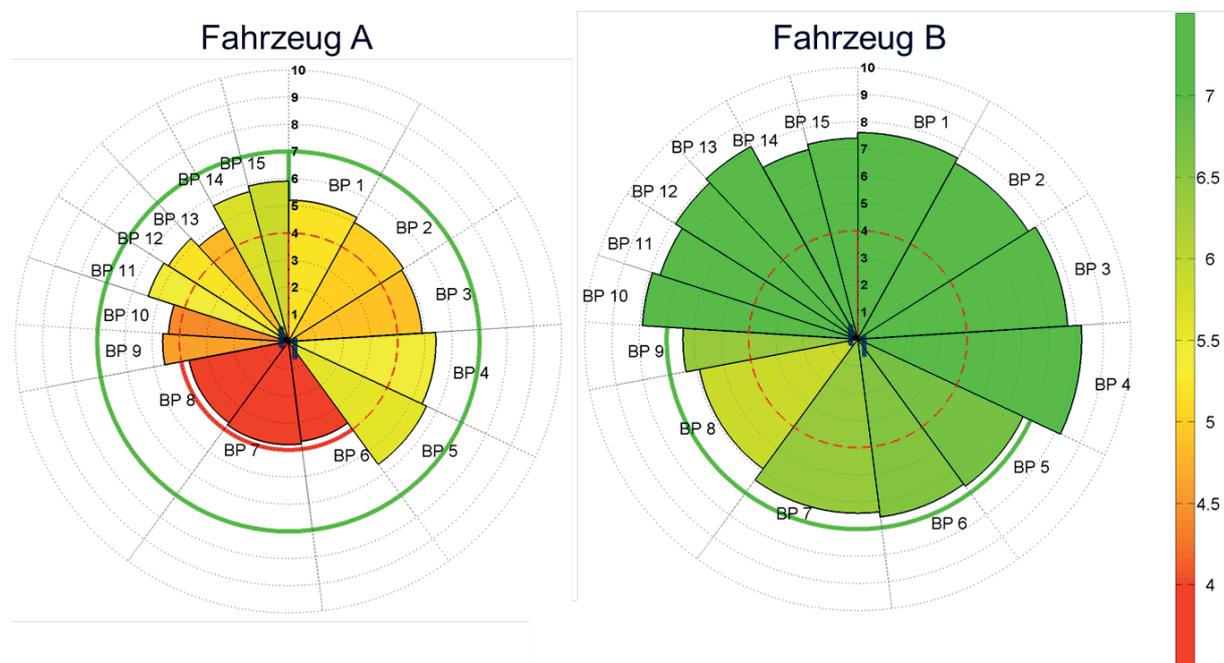


Abbildung 12: Vergleich der Geräuschqualität zweier Fahrzeuge hinsichtlich des Störgeräuschmusters „Injektortickern“ in 15 Betriebspunkten (BP)

5. Anwendung bei Störgeräuschen elektrischer Stellmotoren

Im folgenden Beispiel wird der Einsatz einer Störgeräuschmetrik bei der Qualitätsprüfung von elektrischen Stellmotoren vorgestellt. Aufgrund von Produktionstoleranzen kann in vereinzelt Fällen ein Schleifgeräusch auftreten, das vom Kunden als Mangel kritisiert wird. Mit dem Ziel, das mögliche Störgeräusch frühzeitig zu erkennen und die betroffenen Exemplare zurückzuhalten soll eine instrumentelle Bewertung erfolgen. Dazu wird die am Anbindungspunkt des Stellmotors auftretende Beschleunigung betrachtet. Insgesamt steht ein Datensatz von 42 Stellmotoren zur Verfügung, bei denen das betrachtete Störgeräuschmuster

unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Abbildung 13 (oben) zeigt Spektren der gemessenen Beschleunigungen für den relevanten Frequenzbereich (2-6 kHz). Das zu bewertende Schleifergeräusch wird insbesondere aufgrund seiner zeitlichen Struktur als störend bezeichnet und tritt bei den gezeigten Stellmotoren von links nach rechts in ansteigender Intensität auf.

Der Gesamtdatensatz wurde von einem Expertengremium auf einer 4-stufigen Skala hinsichtlich der Ausprägung des Störgeräuschmusters bewertet (1: nicht wahrnehmbares Störgeräusch, 2: kaum wahrnehmbares Störgeräusch, 3: gut wahrnehmbares Störgeräusch, 4: stark ausgeprägtes Störgeräusch). Stellmotoren mit einer Bewertung von 1-2 werden als *in Ordnung* klassifiziert, Stellmotoren mit einer Bewertung von 3-4 werden als *nicht in Ordnung* klassifiziert.

Zur instrumentellen Charakterisierung werden insbesondere solche Signalanalysen eingesetzt, die die zeitliche Struktur des Störgeräuschs adressieren. In Abbildung 13 (Mitte) ist die Auswertung der Relative Approach Analyse für die Stellmotoren A bis D gezeigt, die das auftretende Störgeräuschmuster im Zeitbereich hervorhebt. Die durch die auffällige Zeitstruktur hervorgerufenen Modulationen lassen sich weiterhin durch Anwendung einer Modulationsspektralanalyse vergleichen (Abb. 13, unten).

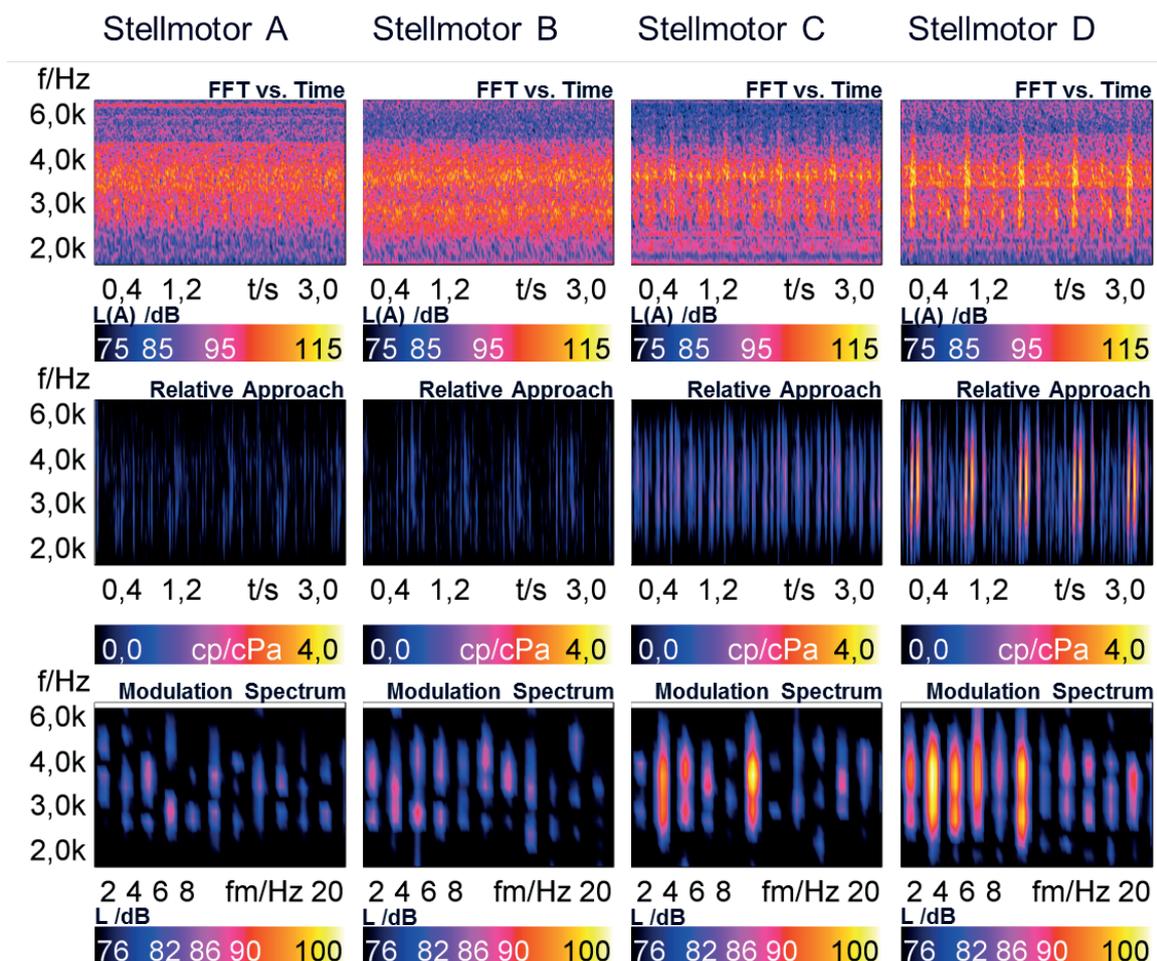


Abbildung 13: Vergleich von vier Stellmotoren A-D. Oben: Fouriertransformierte im Frequenzbereich $f = 2-6$ kHz, Mitte: Auswertung der Relative Approach Analyse, Unten: Auswertung des Modulationsspektrums für Modulationsfrequenzen bis 20Hz

Zur Entwicklung der Störgeräuschmetrik werden nun zwei Ansätze verglichen. Im ersten Ansatz wird eine Linearkombination der Form $y = A \cdot x_1 + B \cdot x_2 + C \cdot x_3 + D$ zur Erstellung des Regressionsmodells herangezogen (Abb. 14, links). Die Metrikergebnisse werden im zweiten Schritt mit einem nichtlinearen multiplen Regressionsmodell verglichen (Abb. 14, rechts). Bei der Betrachtung der charakterisierenden Parameter (Bestimmtheitsmaß und mittlerer Fehlerbetrag) lässt sich kein wesentlicher Vorteil des einen oder des anderen Ansatzes erkennen. Die Wahl einer Linearkombination zeigt hier eine minimal bessere Korrelation.

Interessant ist nun die Robustheitsanalyse beider Ansätze (Abb. 15). Wie in Kapitel 3 beschrieben wird die Kreuzvalidierung für beide Regressionsmodelle durchgeführt. Aufgrund des erhöhten Rechenaufwands werden 10000 zufällig bestimmte Permutationen untersucht. Es zeigt sich, dass das lineare Regressionsmodell eine deutlich höhere Instabilität in Abhängigkeit der ausgewählten Trainings- und Validierungsdatensätze aufweist. In einer Vielzahl von Fällen werden hohe mittlere Fehlerbeträge erreicht (mehr als zwei Noten Differenz auf einer vierstufigen Bewertungsskala). Auch die statistische Auswertung des Mittelwertes und der empirischen Standardabweichung dieser Verteilungen spricht gegen den linearen Ansatz (Linearkombination, Training: $\bar{x} = 0.22$ $s = 0.25$, Validierung: $\bar{x} = 0.26$ $s = 0.26$, nichtlineare Regression: Training: $\bar{x} = 0.19$ $s = 0.02$, Validierung: $\bar{x} = 0.22$ $s = 0.04$). Auch in diesem Anwendungsbeispiel entspricht die Verteilung der Prädiktorvariablen einer angenäherten Gaußverteilung, sodass die konkrete Festlegung der Gewichtungsfaktoren statistisch abgesichert ist.

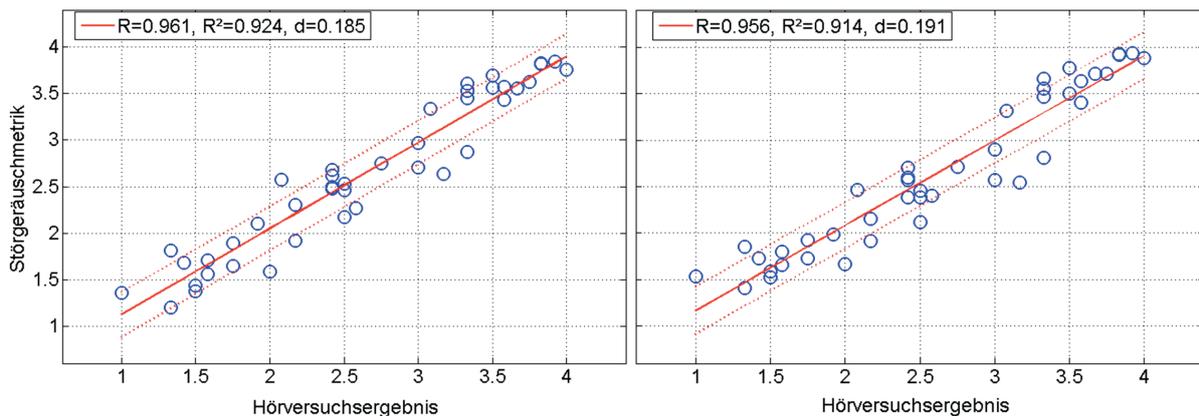


Abbildung 14: Vergleich von zwei Regressionsmodellen zur Entwicklung der Störgeräuschmetrik. Links: Linearkombination, Rechts: nichtlineare multiple Regression

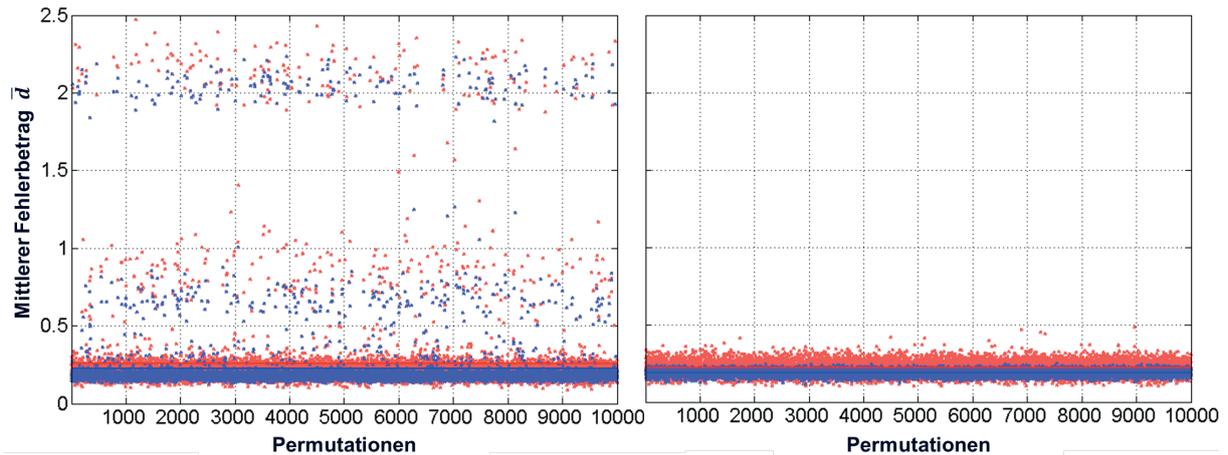


Abbildung 15: Vergleich der Robustheitsanalyse (Kreuzvalidierung) von zwei Regressionsmodellen zur Entwicklung der Störgeräuschmetrik. Links: Linearkombination, Rechts: nichtlineare multiple Regression, Blau: Trainingsdatensätze, Rot: Validierungsdatensätze

Aufgrund des Ergebnisses der Robustheitsanalyse wird das nichtlineare Regressionsmodell zur Entwicklung der Störgeräuschmetrik verwendet. Abbildung 16 zeigt die Ergebnisse der Störgeräuschmetrik zusammen mit den Beurteilungen des Hörversuchs (Mittelwerte und Konfidenzintervalle). Der korrelative Zusammenhang ist durch ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0.91$ und einem mittleren Fehlerbetrag von $d = 0.19$ Noten charakterisiert. Auch diese Störgeräuschmetrik liegt in ihrer Einschätzung nur in Ausnahmefällen außerhalb des Konfidenzintervalls der Hörversuchsergebnisse.

Auf Grundlage der Metrik kann beispielhaft ein restriktives Kriterium eingeführt werden, wonach nur diejenigen Stellmotoren, die mindestens eine instrumentelle Bewertung von 2.0 oder besser erreichen, als in Ordnung klassifiziert werden. Somit würden alle Motoren, deren Hörversuchsmittelwert besser oder gleich 2.2 ist als in Ordnung klassifiziert. Ein weniger restriktives Kriterium könnte definiert werden, indem alle Stellmotoren, die instrumentell eine Note von 2.5 oder schlechter erhalten, als nicht in Ordnung klassifiziert werden. Dies würde dazu führen, dass alle Motoren, deren Hörversuchsmittelwert besser oder gleich 2.6 ist als in Ordnung klassifiziert würden.

Die genaue Festlegung eines Klassifikationskriteriums muss individuell in Abhängigkeit des Untersuchungsgegenstandes erfolgen und kann auch „politisch“ motiviert sein.

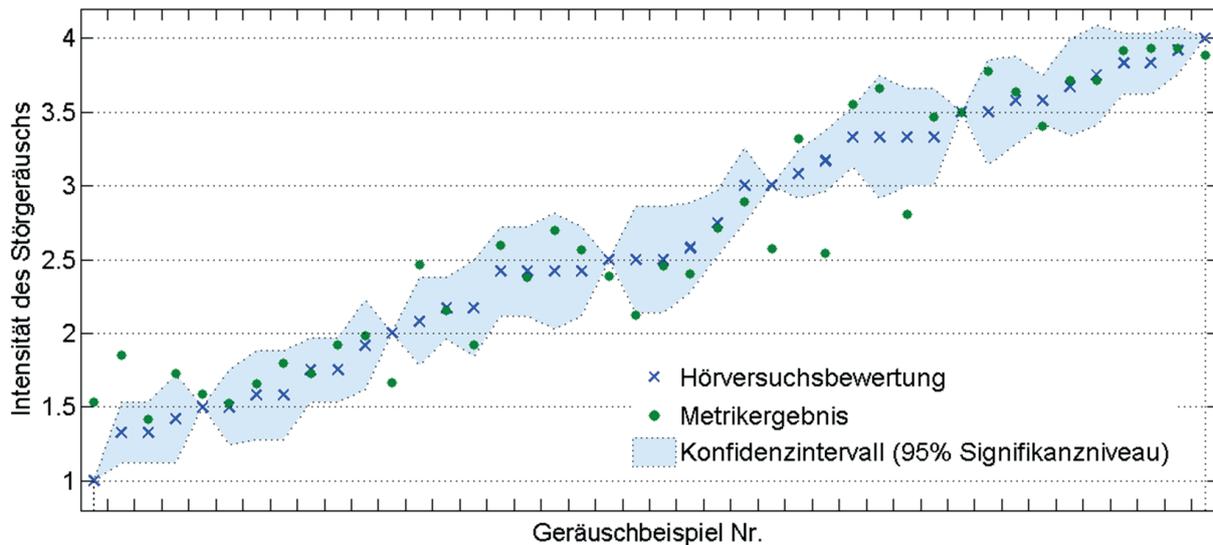


Abbildung 16: Metrikergebnisse und Hörversuchsbewertungen (Mittelwerte und Konfidenzintervalle) von 42 Geräuschbeispielen mit unterschiedlichen Störgeräuschausprägungen

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Entwicklung von Störgeräuschmetriken ermöglicht eine instrumentelle Charakterisierung wahrgenommener Geräusche. Durch ihren Einsatz im Entwicklungsprozess technischer Produkte lassen sich Bewertungen zur Produktgeräuschqualität effizient und reproduzierbar einholen. Die Anwendung der Störgeräuschmetriken kann basierend auf Benchmarking-Vergleichen zur automatisierten Klassifizierung von Störgeräuschmustern sowie zur Zielgeräuschdefinition genutzt werden.

Bei der Untersuchung möglicher Regressionsmodelle zur Metrikerwicklung ist die Maximierung des Korrelationskoeffizienten zwischen Perzeptivdaten und Modellergebnissen nicht hinreichend. Zur Sicherung der Robustheit des Modells gegenüber unbekanntem Eingangsdaten empfiehlt sich der Einsatz kreuzvalidierender Verfahren, die auf einer Trennung des untersuchten Gesamtdatensatzes in Trainings- und Validierungsdatensätze beruhen. Im vorliegenden Beitrag wurden die Vorteile einer statistischen Auswertung eines solchen Verfahrens an Beispielen erläutert.

Eine abschließende Validierung der Störgeräuschmetriken muss im weiteren Einsatz der Metrik jedoch an tatsächlich unbekanntem Eingangsdaten geprüft werden. Eine Adaption des Regressionsmodells sollte erfolgen, wenn die zukünftig zu bewertenden Geräusche eine nicht zufriedenstellende Korrelation zu perzeptiven Bewertungen erreichen. Hier ist der Ansatz selbstlernender Verfahren zur Störgeräuschbewertung (z.B. Anwendung künstlicher neuronaler Netze) zu untersuchen.

Literatur

- [1] Fiebig, A., Kamp, F. (2015). Development of metrics for characterizing product sound quality. Aachen Acoustics Colloquium 2015, Aachen
- [2] Genuit, K., Schulte-Fortkamp, B., Fiebig, A. (2006). New approach for the development of vehicle target sounds. 35th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise '06, Honolulu, HI, USA
- [3] Sellerbeck, P. (2014). Eine innovative Methode zur Fahrzeugbewertung und Zielgeräuschdefinition. 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg
- [4] Otto, N., Amman, S., Eaton, C., Lake, S. (1999). Guidelines for jury evaluations of automotive sounds, SAE Technical Paper Series, Noise and Vibration Conference and Exposition, Traverse City, Michigan, USA
- [5] Ellermeier, W., Hellbrück, J., Kohlrausch, A., Zeitler, A. (2008). Kompendium zur Durchführung von Hörversuchen in Wissenschaft und industrieller Praxis Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V., Berlin
- [6] Genuit, K., Fiebig, A. (2014). Kritische Betrachtung zum Thema „Lärm“-Messung: Erweiterung von Lärmprognosen durch die Psychoakustik, Zeitschrift für Lärmbekämpfung, 9(1), 12-18
- [7] Bortz, J. (2005). Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler. Springer Medizin Verlag, 6. Auflage, Heidelberg
- [8] Kutner, M., Nachtsheim, C., Neter, J., Li, W. (2005). Applied Linear Statistical Models, Fifth Edition. McGraw-Hill/Irwin, New York, NY, USA
- [9] SAE J1060 (2000). Subjective Rating Scale for Evaluation of Noise and Ride Comfort Characteristics Related to Motor Vehicle Tires, Ground Vehicle Standard, USA
- [10] Genuit, K. (1996) Objective Evaluation of Acoustic Quality Based on a Relative Approach. Inter-Noise '96, 25th Anniversary Congress, Liverpool

ABGASTURBOLADER / WÄLZLAGERUNGEN

Messung subsynchroner Schwingungen am Abgasturbolader

Marco Leonetti, Christoph Meier, Horst Schulze, Dietmar Filsinger,
Martin Kreschel, Michael Bargende

Abstract

The acoustic comfort is an important differentiating feature for manufacturers which must not suffer from the requirements imposed on emissions and fuel consumption. Today floating bushings are mainly used as radial bearings in turbochargers. In the conventional operating range of the turbocharger dynamic instabilities occur in the lubricating oil film of the bearings. These instabilities are transferred by structure-borne noise into audible airborne sound and are known as constant tone phenomena. This phenomena is not relevant for the overall level but it has a very unpleasant tonal character and is thereby relevant for the noise comfort.

In order to gain a more detailed understanding about this phenomenon displacement sensors have been applied to the compressor- and the turbine-side of the bearing housing, to be able to determine the rotors displacement path. Also part of our investigation is the measurement of the rotational speeds of the bushings on both sides of the turbocharger rotor. The investigations were carried out on turbochargers of four-cylinder gasoline engines. The turbocharger has been decoupled from the internal combustion engine to only include the rotor based influences in the measurements.

Kurzfassung

Der Geräuschkomfort ist für die Hersteller ein wichtiges Differenzierungsmerkmal, welches nicht unter den gestellten Anforderungen an Emissionen und Kraftstoffverbrauch leiden darf. Als Radiallager in Turboladern sind heute hauptsächlich rotierende Schwimmbuchsenlager im Einsatz. Innerhalb regulärer Betriebsbereiche kommt es bei diesen Lagern zu Instabilitäten innerhalb des Schmierfilms. Diese rufen Schwingungen hervor, welche als Konstantton in den Luftschall abgestrahlt werden. Dieses Phänomen ist zwar meist nicht summenpegelrelevant, besitzt aber einen unangenehmen tonalen Charakter und ist deshalb relevant für den Geräuschkomfort. Um ein detaillierteres Verständnis über die Entstehung des Konstanttons zu erlangen, wurden Bewegungssensoren auf Turbinen- und Verdichterseite des Laders zur Messung der Verlagerungsbahn des Laufzeuges appliziert. Außerdem wurden bei den Untersuchungen auch die Drehzahlen beider Lagerbuchsen erfasst. Die Untersuchungen wurden an Turboladern von Vierzylinder-Ottomotoren durchgeführt.

Um bei den Messungen nur die Einflüsse des Laders zu erfassen, wurde dieser für die Untersuchungen vom Verbrennungsmotor akustisch entkoppelt.

1. Einleitung

Ab dem Jahr 2020 darf der Flottenverbrauch einen Wert von 95 g CO₂/km nicht überschreiten [1]. Verschärfend kommt die Überprüfung von „Real Driving Emissions“ hinzu. Deshalb muss das gesamte Fahrzeug auf maximale Effizienz optimiert werden. Einen Großteil der hierfür notwendigen CO₂-Einsparung wird der Verbrennungsmotor beisteuern müssen. Neben einem gesteigerten mechanischen Wirkungsgrad ist auch eine Steigerung des thermodynamischen Wirkungsgrades notwendig. Eine Verschiebung der relevanten Betriebspunkte hin zu niedrigeren Drehzahlen und höheren Lasten zur Reduzierung der Reibleistung und der Ladungswechselverluste ist nur durch eine angepasste Aufladestrategie möglich. Aufgrund des höheren Gesamtwirkungsgrades im Vergleich zu mechanischen Aufladesystemen ist die Abgasturboaufladung nicht nur im Dieselmotor, sondern auch bei Ottomotoren Stand der Technik. Beim Ottomotor kommen wegen der höheren Abgastemperatur mit einem Wastegate zur Ladedruckregelung ausgerüstete Lader zum Einsatz.

Diese Effizienzsteigerung darf nicht zu Lasten des Insassenkomforts gehen, speziell in der Ober- und Mittelklasse ist ein hoher Geräuschkomfort ein Verkaufsargument. Abgasturbolader zeigen unterschiedliche, charakteristische Geräuschphänomene, welche individuelle Ursachen haben und damit individuelle Gegenmaßnahmen erfordern.

Optimierte Herstellungsverfahren haben zu deutlichen Verbesserungen beim unwuchtinduzierten Pfeifen und beim Pulsationsgeräusch geführt. Aufgrund seiner hohen Rotordrehzahlen und der damit verbundenen hohen Frequenz ist der Drehklang bei PKW-Turboladern meistens außerhalb des menschlichen Hörbereiches. Aus diesen Gründen rückt der Konstantton immer weiter in den Fokus akustischer Optimierungen von Abgasturboladern.

Der Konstantton hat seine Ursache in selbstinduzierten Schwingungen in den hydrodynamischen Schmierfilmen der radialen Lagerung des Rotors. Um ein detaillierteres Verständnis für die Vorgänge in der Lagerung zu bekommen wurden Abstandssensoren in das Turbolader-Gehäuse appliziert. Diese Sensoren messen die Wellenverlagerung des Rotors innerhalb seines Laufspieles auf Turbinen- und auf Verdichterseite sowie die Drehzahl der Schwimmbuchsenlager.

2. Geräuschphänomene von Abgasturboladern

Abgasturbolader zeigen unterschiedliche Geräuschphänomene. In diesem Kapitel werden die häufigsten und bekanntesten Phänomene kurz erläutert.

2.1 Unwuchtinduziertes Pfeifen

Aufgrund der hohen Drehzahlen von Abgasturboladern verursachen schon geringe Unwuchten starke Zentrifugalkräfte, welche ein Pfeifgeräusch verursachen. Die durch die Unwucht eingebrachte Energie wird sowohl in Form von Körperschall an angrenzende Bauteile weitergeleitet als auch direkt in den Luftschall abgestrahlt. Die Frequenz des Pfeiftons entspricht der Drehfrequenz des Rotors und liegt bei heutigen Turboladern in einem Frequenzbereich zwischen 600 Hz und 4 kHz (Bild 1).

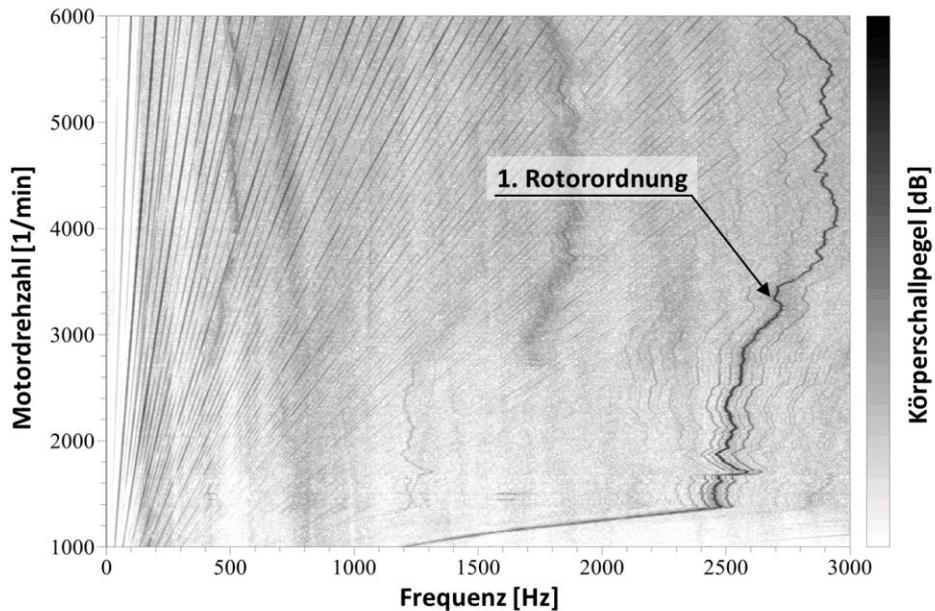


Bild 1: Körperschallbeschleunigung gemessen auf dem Verdichter-Gehäuse

Als Gegenmaßnahme müssen die Zentrifugalkräfte reduziert werden, indem bereits bei der Fertigung der Einzelteile des Rotors (Verdichterrad, Welle, Turbinenrad...) die Abweichungen zwischen geometrischer Achse und Massenmittelachse reduziert werden. Einzelteil-Wuchten kombiniert mit einem anschließenden Hochgeschwindigkeits-Wuchten des kompletten Rotors im Turbolader-Gehäuse reduziert die verbleibende Unwucht und somit auch die Zentrifugalkräfte auf ein akustisch ausreichendes Minimum.

2.2 Pulsationsgeräusch

Das Pulsationsgeräusch hat seine Ursache in fertigungsbedingten Asymmetrien der Schaufelräder, diese rufen alternierende Strömungskräfte hervor, welche wiederum ein Geräusch mit der Drehfrequenz des Rotors hervorrufen. Diese Koinzidenz mit dem unwuchtinduzierten Pfeifen macht eine Separation dieser beiden Phänomene sehr schwierig. Ein häufig anwendbares Unterscheidungs-Kriterium ist der Übertragungsweg. Das Pulsationsgeräusch wird häufig hauptsächlich über ladeluftführende Bauteile abgestrahlt.

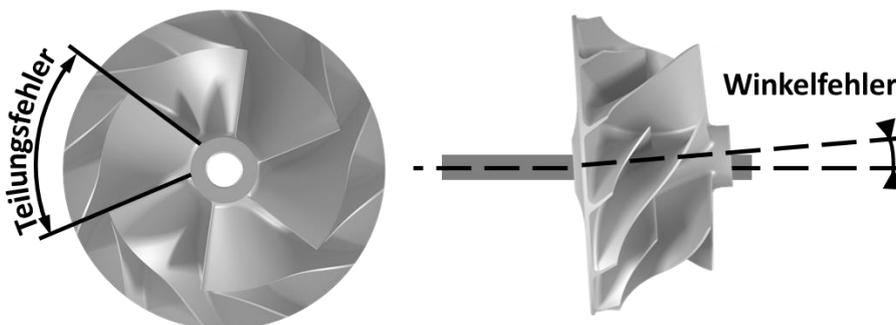


Bild 2: Teilungsfehler (links) und Winkelfehler (rechts) eines Verdichterrades [3]

Eine mögliche Ursache für das Pulsationsgeräusch ist ein Teilungsfehler zwischen den Schaufeln eines Laufrades (Bild 2 - links). Auch eine Winkelabweichung zwischen Welle und Laufrad kann eine Ursache sein (Bild 2 - rechts). Der Einsatz gefräster Laufräder anstatt gegossener ist eine Maßnahme zur Reduktion der geometrischen Abweichungen und somit eine direkte Gegenmaßnahme für das Pulsationsgeräusch.

2.3 Konstantton

Das Phänomen Konstantton erhält seinen Namen durch die Tatsache, dass sich die Frequenz bei niedrigen Motorzahlen ändert und ab einer kritischen Drehzahl nahezu konstant bleibt (Bild 3). Der Konstantton entsteht in der radialen Lagerung des Rotors. Öl- und Schwimmbuchsenlager bilden hierbei ein Masse-Feder-Dämpfer-System, welches bei instabilen Zuständen den Konstantton hervorruft. Das Verhalten bei niedrigen Rotordrehzahlen und sich noch ändernden Frequenzen wird als „Oil Whirl“ bezeichnet. Nach Erreichen der kritischen Drehzahl bezeichnet man das Phänomen dann als „Oil Whip“. Von der Lagerung ausgehend werden die Schwingungen dann entweder an die Oberfläche des Turboladers transportiert und in den Luftschall abgestrahlt oder in Form von Körperschall an angrenzende Strukturen weitergeleitet. Bei PKWs liegt die Frequenz, abhängig von der Größe des Turboladers, typischerweise in einem Bereich zwischen 500 Hz und 900 Hz.

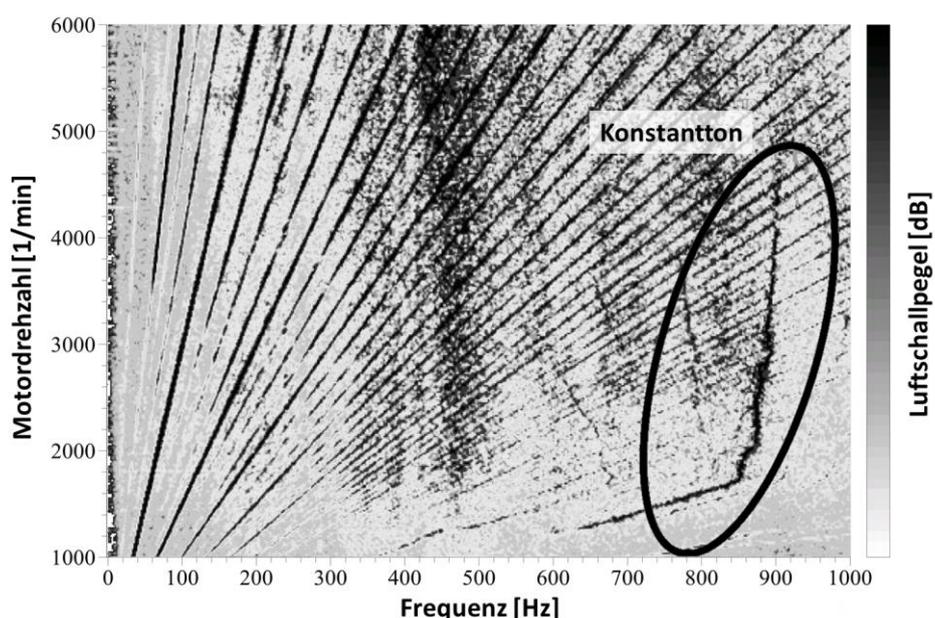


Bild 3: Konstantton im Autoleistungsspektrum des Luftschalls unter motorischer Volllast, gemessen im reflexionsarmen Motorenprüfstand [7]

Die Ursache des Konstanttons hängt direkt mit der Lagerung des Rotors zusammen. Die meisten Rotoren besitzen aktuell drei Lagerstellen, ein Axiallager um den axialen Schub durch die Laufräder aufzunehmen und zwei Radiallager, je eines auf Verdichter- und Turbinenseite. Die Radiallager sind aus Reibungsgründen häufig als Lager mit schwimmender Buchse ausgeführt. Schwimmende Buchsen teilen die Lagerung

in zwei Schmierfilme auf (Bild 4), dies reduziert die Relativgeschwindigkeiten zwischen den jeweiligen Lagerpaaren und minimiert so die auftretenden Scherkräfte im Schmierfilm. Jeder Schmierfilm bildet dabei ein Feder-Dämpfer-System mit dem Rotor und den Schwimmbuchsen als Massen.

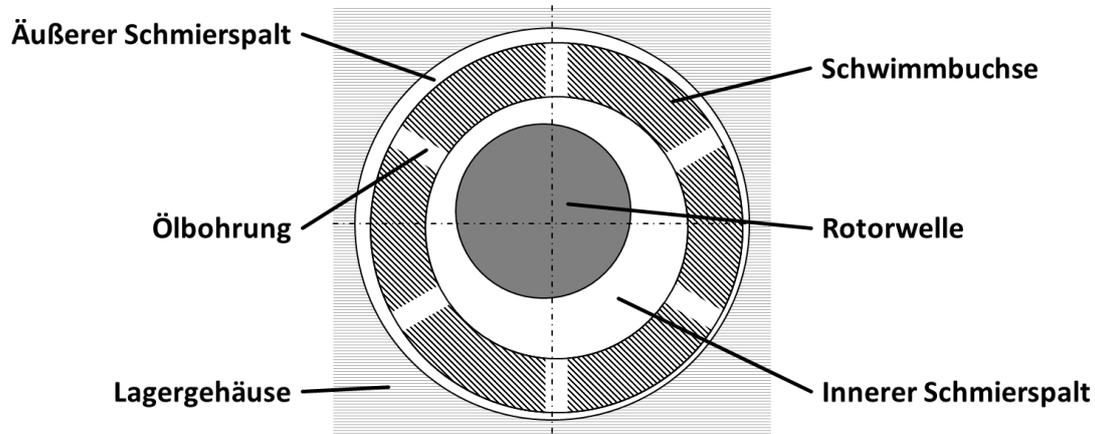


Bild 4: Gekoppelte Schmierfilme bei Rotorlagerung mit Schwimmbuchsen

Bei niedrigen Rotordrehzahlen treten zunächst nur unwuchtinduzierte Schwingungen auf. Berechnungen zeigen, dass ab der kritischen Drehzahl zunächst die inneren Schmierfilme ihre Stabilität verlieren und bezüglich der Rotordrehzahl subsynchrone Schwingungen erzeugen. Zunächst dämpft der äußere Schmierfilm die Schwingungen. Mit dem Übergang von „Oil Whirl“ zu „Oil Whip“ ändert sich die Frequenz und die Pegel steigen deutlich an [4].

3. Messtechnik und Messung

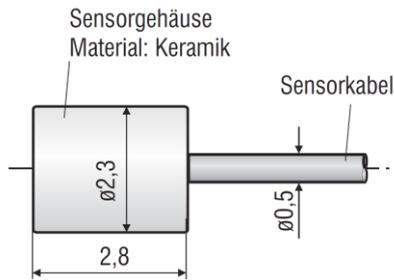
3.1 Luft- und Körperschallmessung

Zur Beurteilung des akustischen Verhaltens der Turbolader wurden Luftschall im reflexionsarmen Prüfstand und Körperschall auf der Oberfläche des Verdichter-Gehäuses gemessen.

3.2 Abstandssensoren

Zur Messung der Verlagerungsbahnen des Rotors, innerhalb des nur wenige Hundertstel Millimeter großen Radiallagerspiels, sind Sensoren mit einer Auflösung im Mikrometerbereich notwendig. Aufgrund der hohen Drehzahlen eines Turbolader-Rotors ist eine hohe Bandbreite der Sensoren erforderlich. Als Kriterium wurde ein 10° -Winkelabstand zwischen zwei aufgenommenen Werten definiert, was bei einer maximal gefahrenen Rotordrehzahl von $150\,000\text{ min}^{-1}$ eine Bandbreite von 90 kHz erfordert. Der zur Verfügung stehende Bauraum erlaubt nur den Einsatz von Miniatur-Sensoren mit wenigen Millimetern Durchmesser. Auf der Turbinenseite treten im Turbolader-Gehäuse Temperaturen bis 180 °C auf, dies darf nicht zum Versagen der Sensoren führen. Die Sensoren zur Drehzahlmessung der Schwimmbuchsenlager

müssen zusätzlich noch eine hohe Druckresistenz besitzen, um gegen die im Schmierpalt vorherrschenden hydrodynamischen Öldrücke bestehen zu können. Sensoren die nach dem Wirbelstromprinzip [6] arbeiten, erfüllen diese Anforderungen; sie sind unempfindlich gegenüber Öl und sind als Miniatursensoren (Bild 5) verfügbar.



Technische Daten:

Hersteller:	Micro Epsilon
Model:	EU 05
Messprinzip:	Wirbelstrom
Linearität:	$\pm 0,2\%$ d.M. ($\pm 1\mu\text{m}$)
Auflösung	statisch: 0,01% d.M. (50nm)
	dynamisch: 0,2% d.M. (1 μm)
Bandbreite:	0...100kHz
Temperaturbereich:	-50 ... +180°C
Temperaturstabilität:	0,015% d.M./°C
Druckresistenz:	200MPa

Bild 5: Miniatur-Wirbelstrom-Wegsensor [5]

3.3 Applikation der Sensoren

Häufig wird bei Untersuchungen nur die Bewegung der Wellenmutter erfasst. Dies erlaubt aber keine Aussage zur Bewegung des Rotors auf der Turbinenseite.

Der Einbau von orthogonal zueinander stehenden Sensorpaaren auf Verdichter- und Turbinenseite in das Lagergehäuse des Turboladers stellte eine große Herausforderung dar. Dabei wurde versucht, die beiden Messebenen in möglichst großem axialen Abstand zu platzieren, um Unterschiede bestmöglich erfassen zu können und jede Sensorebene wiederum möglichst nahe an ein Radiallager zu bringen, um den Einfluss der Rotorbiegung zu minimieren.

Auf der Verdichterseite des Turboladers wurden die Sensoren samt der notwendigen Kabelführung in den Axiallager-Deckel integriert (Bild 6). Die orthogonal ausgerichteten Sensoren sind axial zwischen dem verdichterseitigen Radiallager und dem Verdichterrad positioniert.

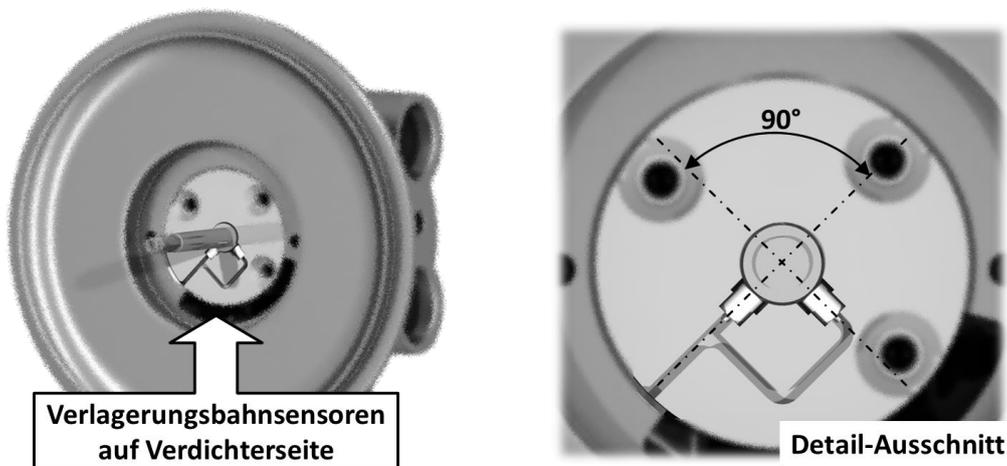


Bild 6: Sensorapplikation im Axiallagerdeckel zur Messung der Verlagerungsbahn des Rotors auf der Verdichterseite des Abgasturboladers

Auf der Turbinenseite wurden die Sensoren durch den Lagerabstandshalter im Lagergehäuse des Turboladers positioniert (Bild 7 - rechts). Da sich zwischen dem turbinenseitigen Radiallager und der Turbine der Ölrücklauf befindet, konnten die Sensoren nur zwischen den beiden Radiallagern positioniert werden (Bild 7 - links).

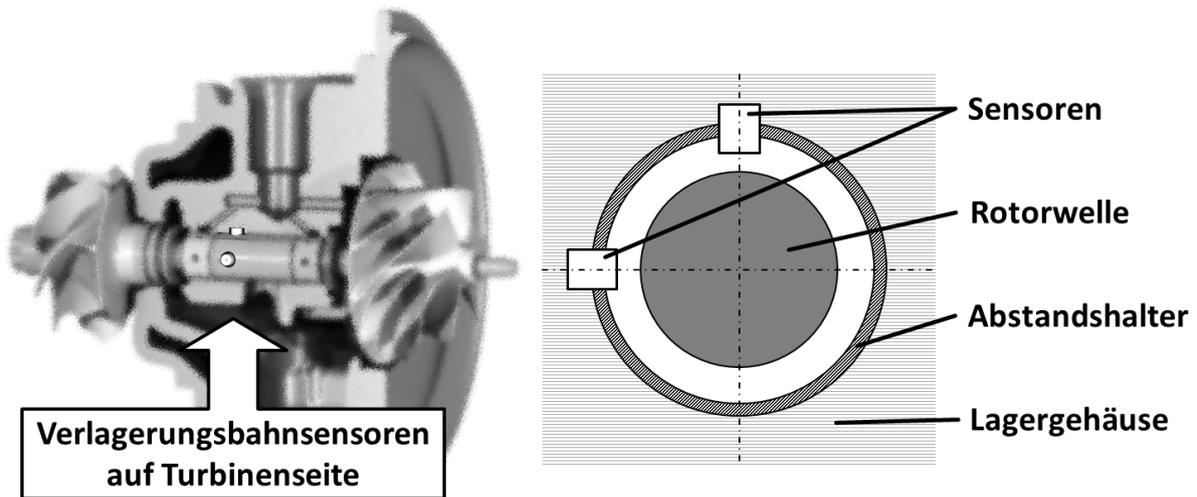


Bild 7: Sensorapplikation im Lagergehäuse des Abgasturboladers zur Messung der Verlagerungsbahn des Rotors auf Turbinenseite

Da eine einheitliche Winkel-Positionierung der Sensoren auf Verdichter- und Turbinenseite aufgrund des eingeschränkten Bauraums nicht möglich war, werden die Ergebnisse der Verlagerungsbahnmessung (Bild 18 und Bild 19) in ein einheitliches Koordinatensystem transformiert, welches an der Einbaulage des Turboladers im Fahrzeug orientiert ist (Bild 8).

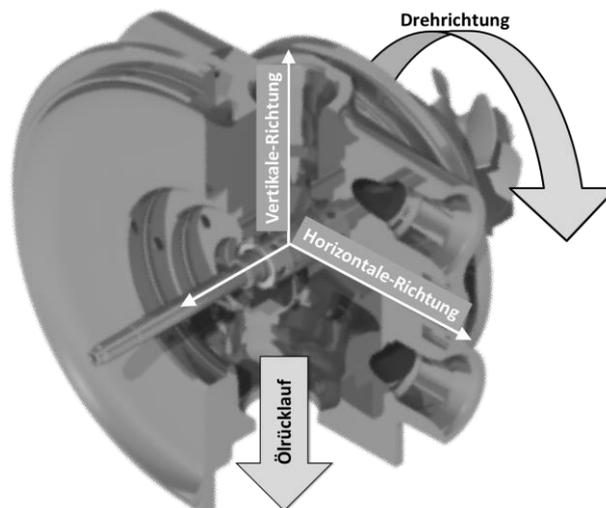


Bild 8: Orientierung des Koordinatensystems der Wellenverlagerung

Um den inneren Schmierfilm der Radiallager mit Öl zu versorgen, besitzen die Lagerbuchsen Verbindungsbohrungen. Die Sensoren für die Erfassung der Buchsenrotation sind im Lagergehäuse verankert und messen von dort aus gegen die rotierende Schwimmbuchse (Bild 9). Um die Störung für das äußere Gleitlager zu minimieren, werden die Sensoren in den Sichelausschnitt der Ölversorgung eingesetzt.

Die Sensoren werden mit ausreichend großem Rückstand positioniert, so dass die Ölversorgung des Radiallagers nicht gestört wird.

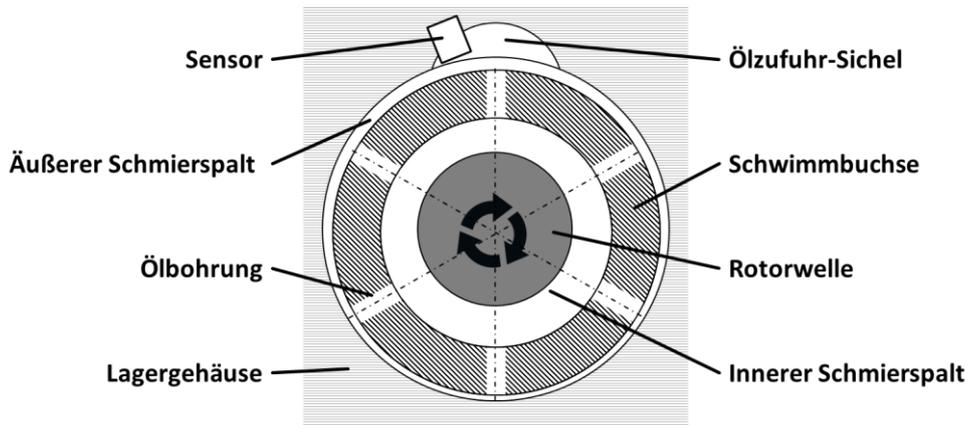


Bild 9: Sensorapplikation zur Messung der Rotation der Schwimmbuchsen im Radiallager des Abgasturboladers

Passiert eine Ölbohrung die Sensorfläche, detektiert der Rotationssensor dies als eine Abstandsänderung zwischen der Sensor- und der Buchsen-Oberfläche. Überschreitet dieser Abstand eine definierte Schwelle, wird ein Impuls generiert (Bild 10). Aus dem zeitlichen Abstand dieser Impulse lässt sich die Drehzahl der Schwimmbuchse berechnen.

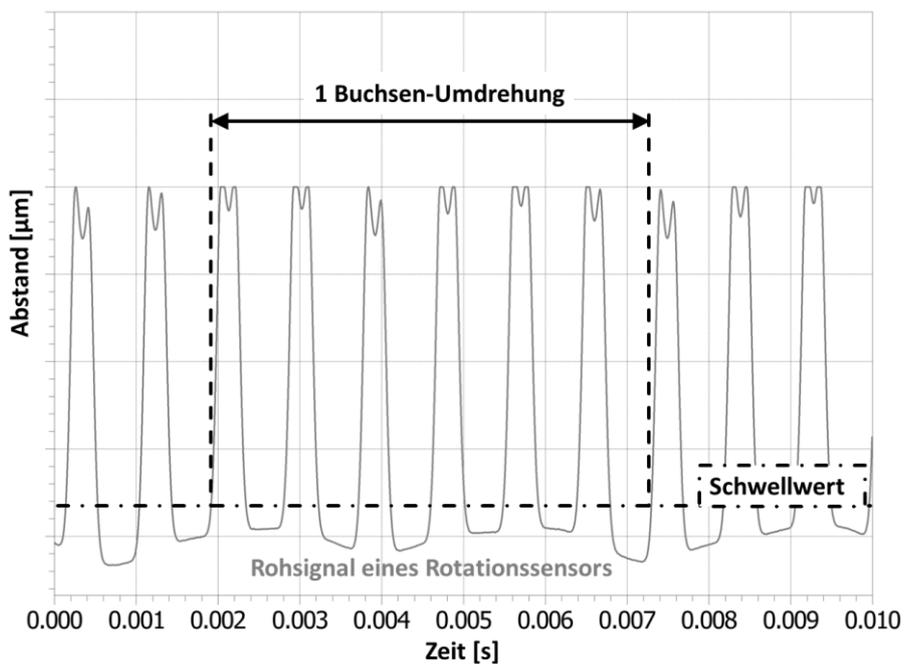


Bild 10: Gemessenes Rohsignal der Drehung der Schwimmbuchse [7]

4. Versuchsaufbau

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde das akustische Verhalten des Abgasturboladers im Hinblick auf den Konstantton untersucht. Aus diesem Grund wurde der Turbolader getrennt vom Motor aufgebaut um Wechselwirkungen zwischen Verbrennungsmotor und Turbolader zu vermeiden (Bild 11).

Der Verbrennungsmotor wurde nur als Abgasgenerator verwendet, um die vom Turbolader benötigte Abgasenthalpie bereitzustellen. Der Motor wurde nicht vom Turbolader mit Frischluft versorgt um keine Abhängigkeiten zwischen dem Betriebspunkt des Verbrennungsmotors, welcher die gewünschte Abgasenthalpie liefert, und der dafür benötigten Luftmasse zu haben. Durch die räumliche Trennung von Verbrennungsmotor und Lader ergeben sich im Abgaspfad lange Wege und die Turbine wird bei den Untersuchungen nicht durch Impuls-, sondern mit Staudruckaufladung betrieben.

Zusätzlich wurden separate Öl- und Kühlwasserkreisläufe aufgebaut. Der Lader kann mit frei wählbarem Öldruck bis 4 bar und einer Öltemperatur bis 120 °C versorgt werden. Um die thermische Belastung für die Sensorik möglichst gering zu halten, ist es möglich, den Lader mit einer konstanten Kühlwassertemperatur zu betreiben.

Der vom Turbolader geförderte Volumenstrom bzw. der Ladedruck können durch eine Drossel am Verdichter-Austritt auf die gewünschten Werte eingestellt werden. Hierdurch lässt sich auch ein Lasteinfluss auf den Konstantton simulieren.

Als ein Kriterium zur Beurteilung des Konstanttons wurde der vom Turbolader emittierte Luftschall ausgewählt. Aus diesem Grund fanden die Untersuchungen in einem voll-reflexionsarmen Motorenprüfstand statt.

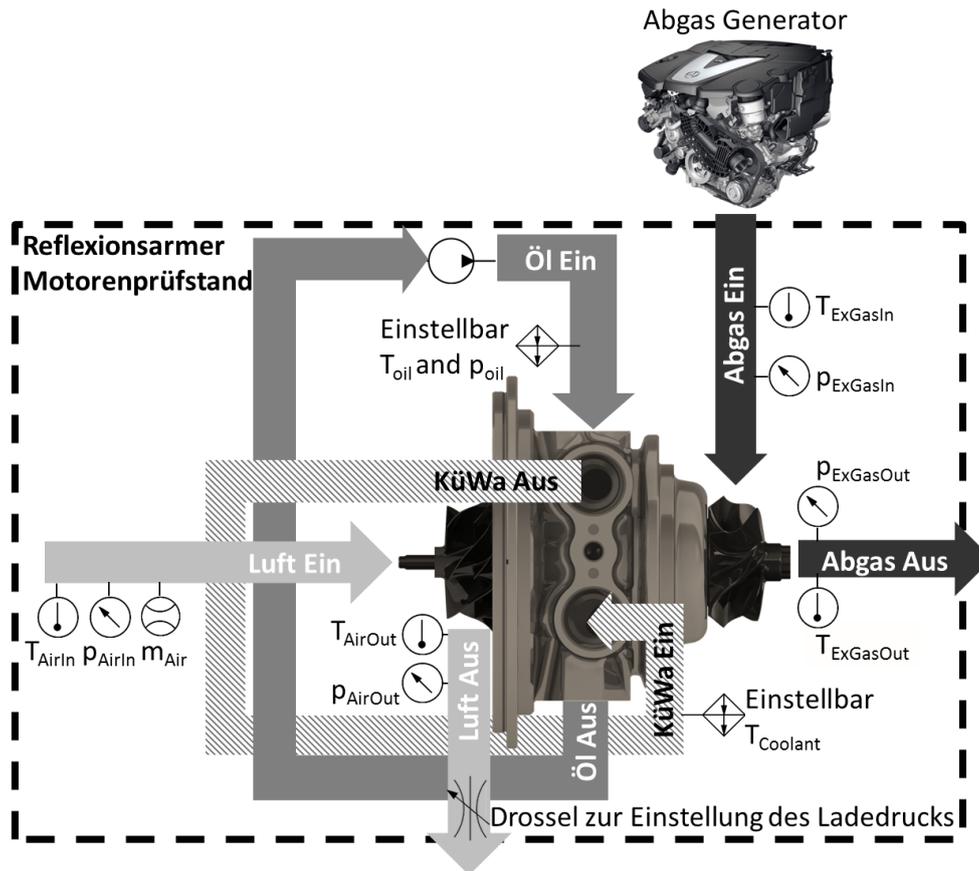


Bild 11: Schematischer Aufbau des Turboladers auf dem Prüfstand [7]

Durch diesen Aufbau konnte eine akustische Entkopplung von Turbolader und Verbrennungsmotor realisiert werden. Die Abgasleitung, als einzig verbleibende Verbindung, wurde durch mehrstufige Entkopplungselemente isoliert, so dass keine relevante Körperschallübertragung zwischen den Komponenten stattfand.

Um eine möglichst hohe Reproduktionsgüte bei den Messungen zu gewährleisten, wurden die Messungen als quasistationäre Drehzahlhochläufe gefahren (Bild 12).

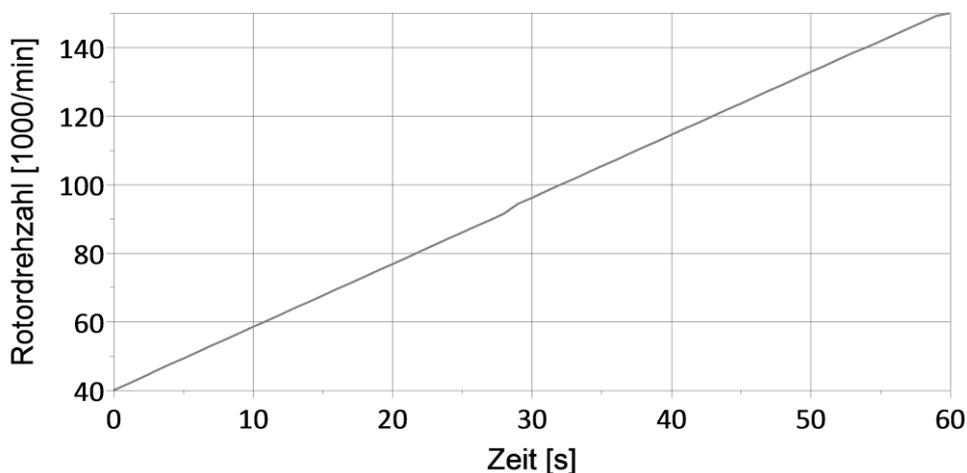


Bild 12: Quasistationärer Hochlauf eines untersuchten Turboladers

5. Ergebnisse

Die Untersuchungen wurden an zwei Turboladern unterschiedlicher Größe durchgeführt. Die untersuchten Lader wurden alle anhand eines ausgeprägten Konstanttons im Körperschall vorausgewählt.

5.1 Luft- und Körperschall

Zur Beurteilung der Konstantton-Intensität werden die Messstellen in Luft- und Körperschall herangezogen. Unter allen untersuchten Betriebsbedingungen konnten die 1. Rotorordnung und der Konstantton deutlich identifiziert werden (Bild 13, Bild 14 und Bild 15). Zusätzlich sind zwei weitere Phänomene zu erkennen, die im Körperschall deutlicher zu identifizieren sind als im Luftschall (Bild 14). Während eines Hochlaufes tritt das 1. Phänomen vor dem Einsetzen des Konstanttons auf. Die Frequenz liegt unterhalb der Frequenz des Konstanttons. Das 2. Phänomen tritt simultan mit dem Konstantton auf und besitzt eine Frequenz, die zwischen der des 1. Phänomens und dem Konstantton liegt. Die Pegel nehmen mit steigender Rotordrehzahl sehr stark ab.

Die geförderte Luftmasse und der Ladedruck lassen sich gegenläufig über eine Drossel am Verdichter-Austritt einstellen (Bild 11). Bei hohen Ladedrücken ergibt sich ein niedriger Massenstrom und umgekehrt. Der Ladedruck/Luftmassenstrom hat nur geringen Einfluss auf den Konstantton, einzig die Rotordrehzahl, bei welcher der Konstantton auftritt, ändert sich. Die Frequenz des Konstanttons ändert sich dabei nicht (Bild 13 - gestrichelte Linien).

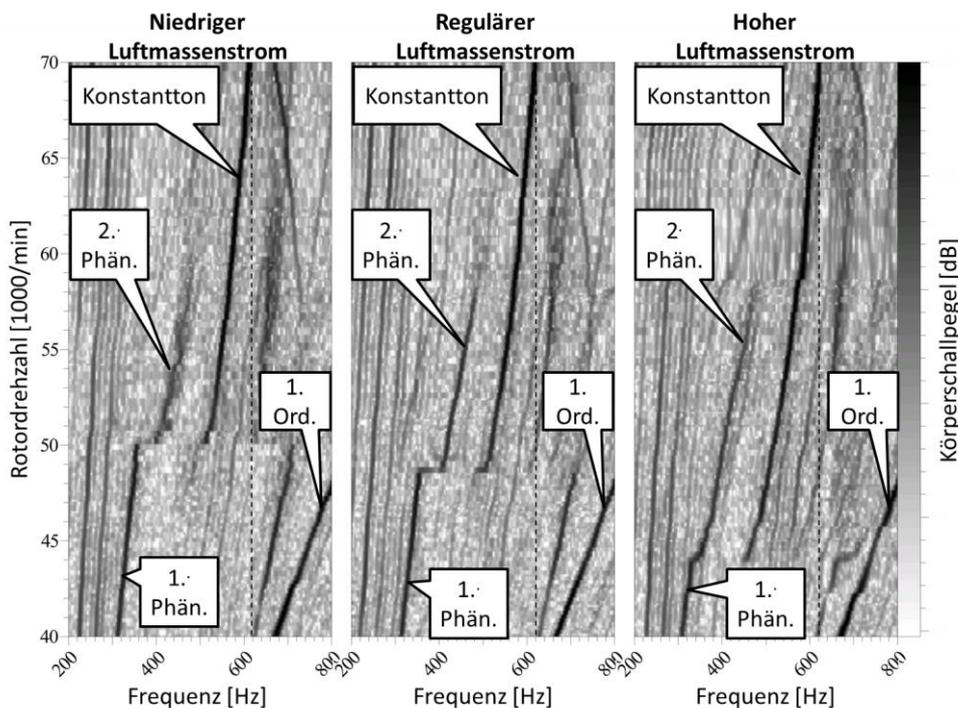


Bild 13: Campbell-Diagramme des Körperschalls auf dem Verdichtergehäuse bei unterschiedlichen Ladedrücken/Luftmassenströmen

Der Einfluss des Ölversorgungsdruckes ist deutlich relevanter. Mit steigendem Öl-
druck steigt auch die Frequenz des Konstanttons (Bild 14 und Bild 15 - rechts, ge-
strichelte Linien). Die Rotordrehzahl, ab welcher der Konstantton auftritt, verschiebt
sich ebenfalls zu höheren Drehzahlen. Eine Reduzierung des Öldrucks reduziert neben
der Frequenz auch den Pegel des Konstanttons (Bild 15 - links). Bei Erhöhung
des Öldrucks steigen die Pegel des Konstanttons an, aber nicht im selben Maße wie
sie bei einer Reduzierung abnehmen.

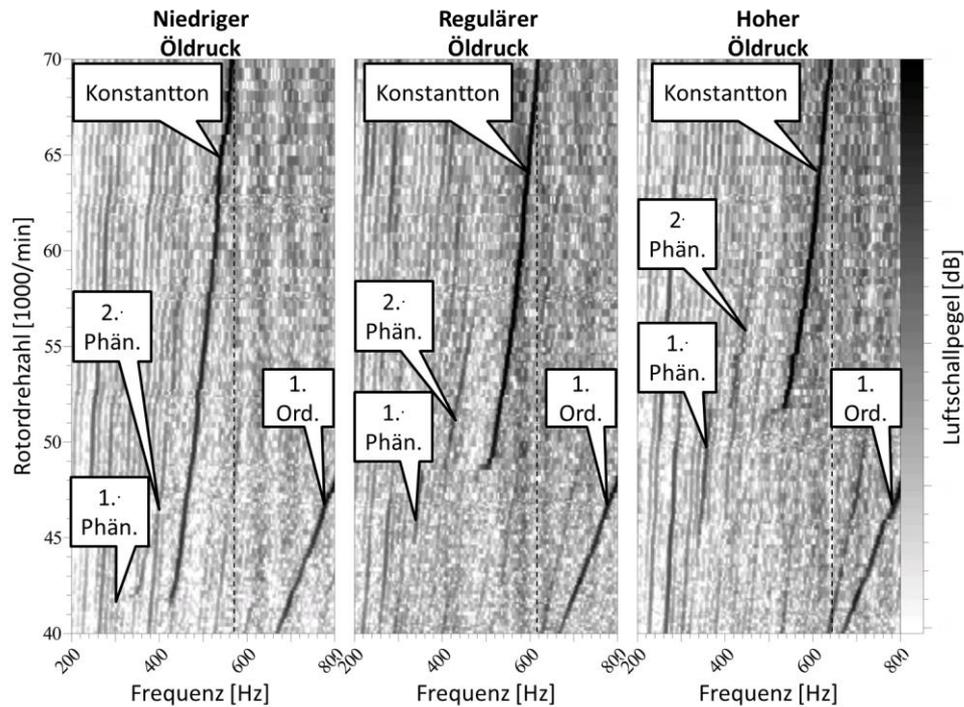


Bild 14: Campbell-Diagramme des vom Turbolader emittierten Luftschalls bei unterschiedlichen Versorgungsöldrücken

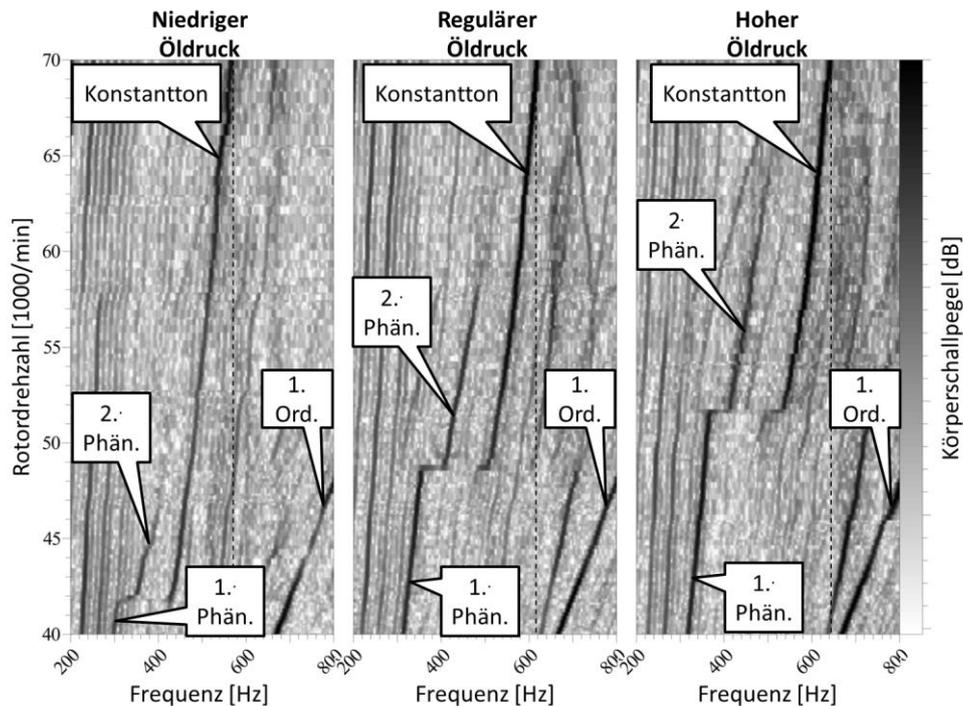


Bild 15: Campbell-Diagramme des Körperschalls auf dem Verdichtergehäuse bei unterschiedlichen Versorgungsöldrücken

5.2 Rotation der Schwimmbuchsenlager

Eine Analyse der Buchsendrehzahlmessung liefert weitere Erkenntnisse über die Vorgänge beim Auftreten des Konstanttons im Luft- und Körperschall. Jede Schwimmbuchse weist bei einem Hochlauf des Turboladers einen sprunghaften Anstieg ihrer Drehzahl auf (Bild 17 - oben und Bild 16 - oben). Die Sprünge treten an den Lagerbuchsen auf Verdichter- und Turbinenseite immer simultan auf. Diese Sprünge ereignen sich bei mehrfachen Hochläufen unter konstanten Randbedingungen immer bei derselben Rotordrehzahl. Bei Vergleich der Drehzahlen, bei denen dieser Sprung auftritt, mit den Drehzahlen, bei denen im Luft- und Körperschall der Konstantton beginnt, ist ersichtlich, dass beide Ereignisse synchron auftreten (vgl. Bild 13 mit Bild 16 - oben und Bild 15 mit Bild 17 - oben). Bei allen untersuchten Randbedingungen und Turboladern waren die gemessenen Sprünge auf der Verdichterseite immer höher als auf der Turbinenseite.

Die Verhältnisse aus Schwimmbuchsendrehzahl und Rotordrehzahl zeigen mit Ausnahme des Sprunges in der Schwimmbuchsendrehzahl, mit steigender Rotordrehzahl eine fallende Tendenz (Bild 17 - unten und Bild 16 - unten).

Wird der Einfluss der geförderten Ladeluftmasse auf die Buchsendrehzahlen (Bild 16 - oben) betrachtet, so ist zu erkennen, dass sich analog zum Konstantton (Bild 13 - oben) die Drehfrequenz der Schwimmbuchsenlager nicht beeinflussen lässt, sondern nur die Rotordrehzahl, bei welcher der Sprung in der Buchsendrehzahl auftritt.

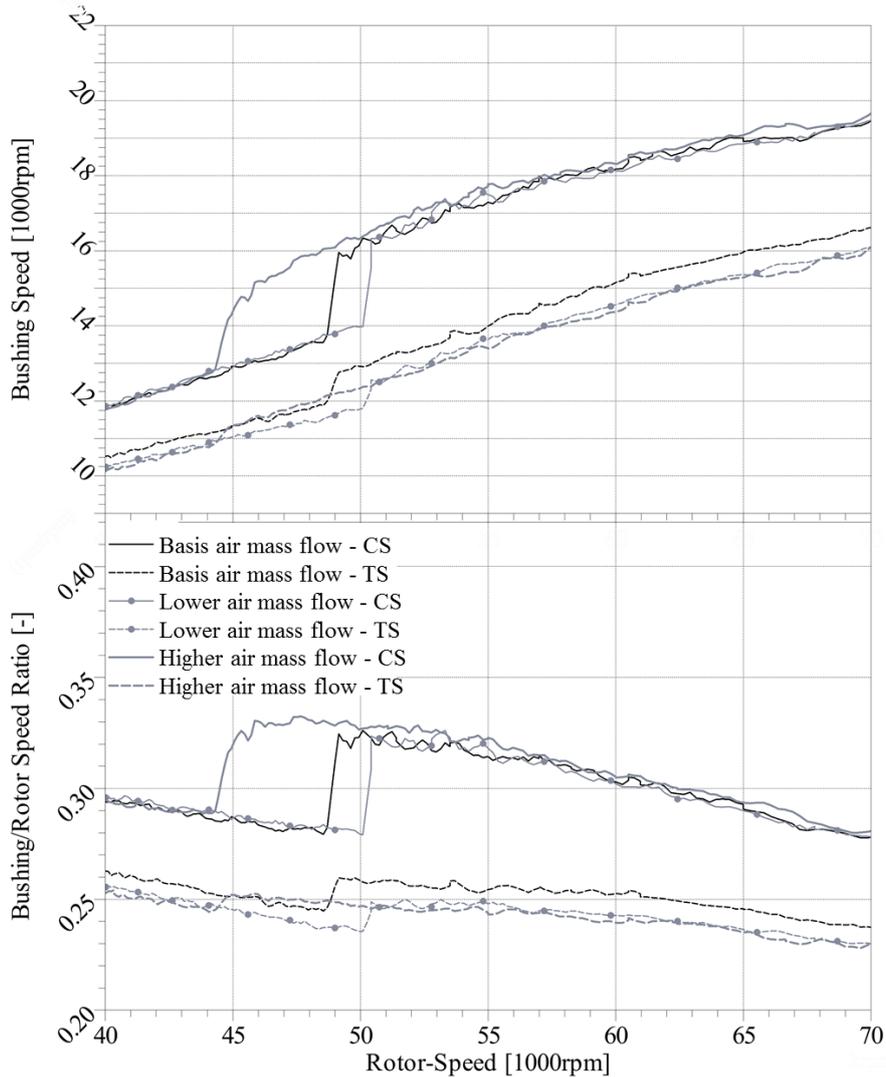


Bild 16: Hochlauf-Messungen bei verschiedenen Luftmassenströmen
 Oben: Drehzahl der Schwimmbuchsen; Unten: Verhältnis von Buchsen- und Rotordrehzahl

Der Einfluss des Versorgungsöldruckes ist wiederum deutlich größer. Nicht nur die Rotordrehzahl, bei welcher der Sprung auftritt, sondern auch die Drehzahlen der Schwimmbuchsenlager ändern sich mit dem Versorgungsöldruck. Deutliche Zusammenhänge lassen sich erkennen, wenn man die Änderung der Frequenz des Konstanttons bei Änderung des Versorgungsöldrucks (Bild 15) mit der Änderung der Buchsendrehzahlen auf der Verdichterseite (Bild 17 - oben) vergleicht.

Auch die beiden anderen Phänomene weisen Korrelationen zur Buchsendrehzahl auf der Turbinenseite auf.

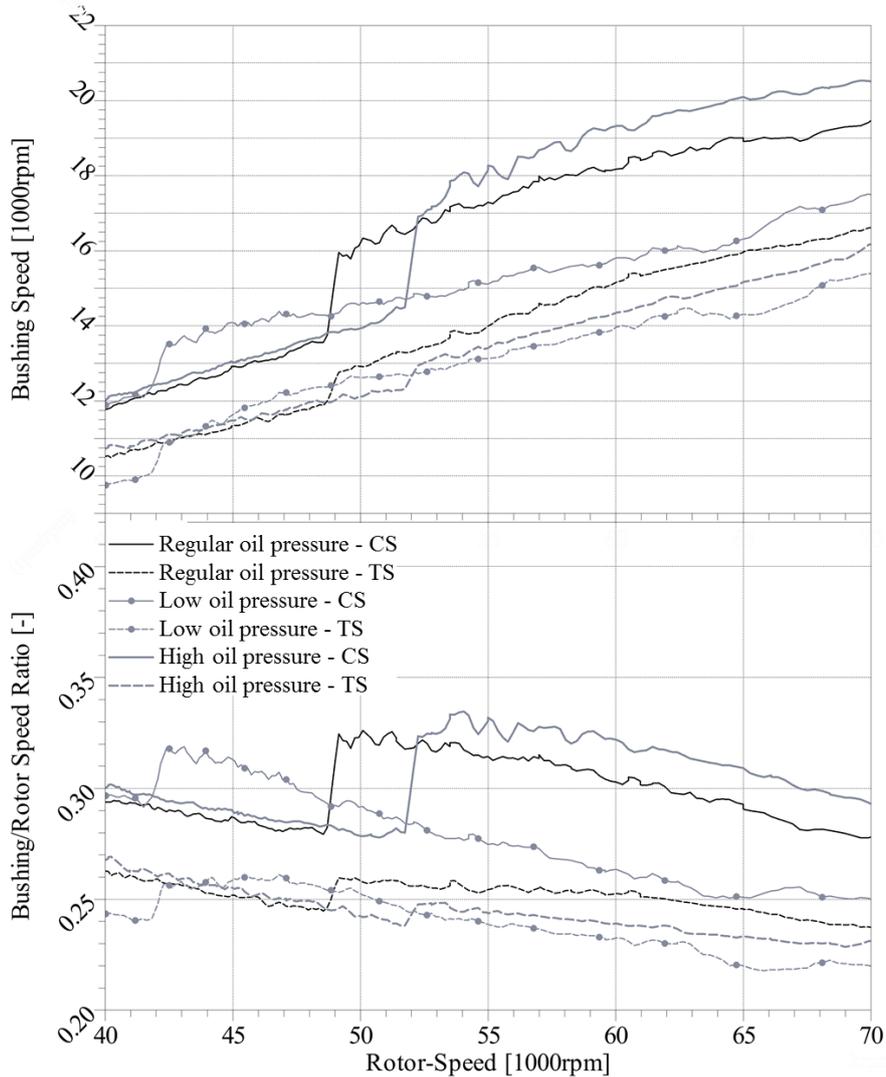


Bild 17: Hochlauf-Messungen bei verschiedenen Versorgungsöldrücken
 Oben: Drehzahl der Schwimmbuchsen; Unten: Verhältnis von Buchsen- und Rotordrehzahl

5.3 Wellenverlagerung

Um die Ergebnisse der Wellenverlagerungsmessungen genauer analysieren zu können, werden in den Diagrammen der Wellenverlagerung (Bild 18 und Bild 19) die Bahnkurven von drei aufeinanderfolgenden Rotorumdrehungen dargestellt. Die linken Diagramme zeigen die vollständig gemessenen Bahnkurven der jeweiligen Rotorseite. Eine Aufteilung der Bahnkurven, in die Anteile der 1. Rotorordnung und in die enthaltenen subsynchronen Anteile, ergibt die jeweils in der Mitte und rechts dargestellten Diagramme.

Ein Vergleich der Bahnkurven auf Verdichter- (Bild 18 und Bild 19 - links oben) und Turbinenseite (Bild 18 und Bild 19 - links unten) zeigt einen deutlichen Unterschied bei den Durchmessern der Bahnkurven. Die Aufteilung zeigt, dass die Unterschiede hauptsächlich auf die synchronen Anteile der 1. Rotorordnung zurückzuführen sind (Bild 18 und Bild 19 - Mitte). Dies lässt sich durch die unterschiedlichen Messebenen erklären: Während die Messebene auf der Turbinenseite zwischen den beiden Radi-

allagern liegt, befindet sich die Messebene auf der Verdichterseite an einem freien Wellenende, welches deutlich stärker von Biegung beeinflusst wird als die turbinenseitige Position. Die synchronen Anteile ergeben pro Rotorumdrehung geschlossene Kurven.

Die subsynchronen Anteile sind nicht geschlossen und Unterschiede zwischen Verdichter- und Turbinenseite fallen deutlich geringer aus. Eine Gegenüberstellung der Subsynchronen auf beiden Seiten vor dem Einsetzen des Konstanttons (Bild 18 rechts) zeigt eine konische Bewegung des Rotors (Bild 20 - links). Beide Wellenenden bewegen sich im Uhrzeigersinn aber mit gegenphasiger Auslenkung.

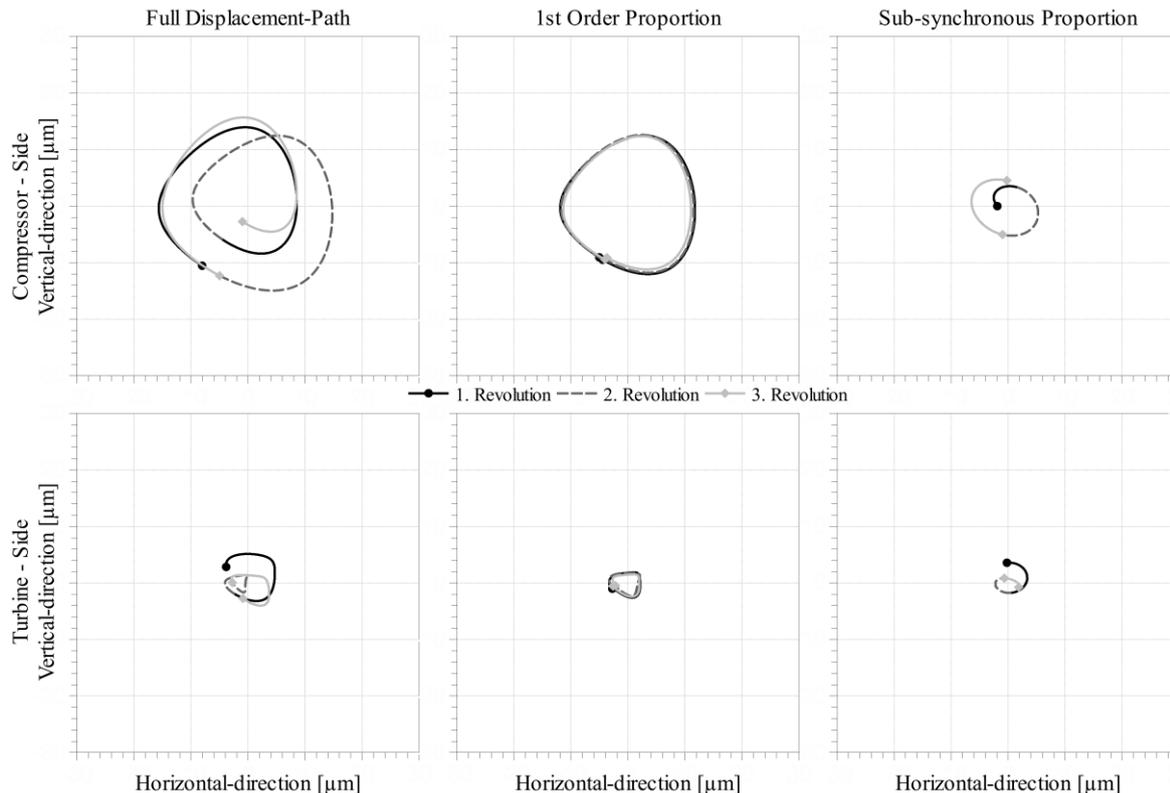


Bild 18: Wellenverlagerung bei regulärem Öldruck vor Einsetzen des Konstanttons, Rotordrehzahl: $48\,545\text{ min}^{-1}$, Verdichterlager: $13\,712\text{ min}^{-1}$, Turbinenlager: $11\,935\text{ min}^{-1}$

Während des Sprungs in den Lagerbuchsendrehzahlen ändert sich die Rotordrehzahl nur unwesentlich. Folglich sind auch die synchronen Anteile der 1. Rotorordnung nahezu unverändert (vgl. Bild 18 - Mitte und Bild 19 - Mitte).

Die Amplituden der subsynchronen Anteile sind jedoch deutlich angestiegen (vgl. Bild 18 - rechts und Bild 19 - rechts) und somit für die gewachsenen Durchmesser der Bahnkurven verantwortlich. Beim Sprung in der Buchsendrehzahl kommt es nicht nur zum Einsetzen des Konstanttons, sondern in den subsynchronen Anteilen der Bahnkurven kann auch ein Wechsel hin zu einer zylindrischen Bewegungsform erkannt werden. Die Wellenenden bewegen sich nach dem Sprung noch immer im Uhrzeigersinn, aber ihre Auslenkung ist nun annähernd phasengleich (Bild 20 - rechts).

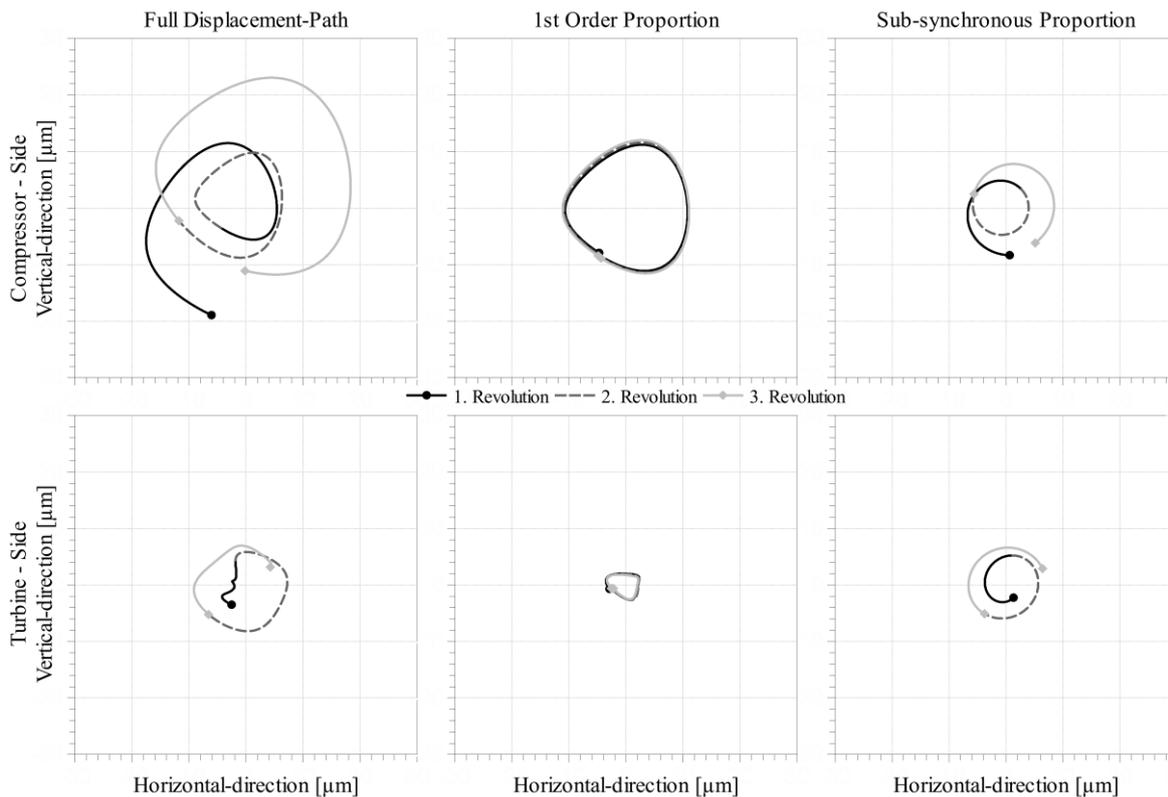


Bild 19: Wellenverlagerung bei regulärem Öl Druck nach Einsetzen des Konstantton, Rotordrehzahl: $48\,696\text{ min}^{-1}$, Verdichterlager: $15\,929\text{ min}^{-1}$, Turbinenlager: $12\,670\text{ min}^{-1}$

Die Ergebnisse der Öl Druckvarianten zeigen, dass sich an den aufgezeigten grundlegenden Vorgängen keine Veränderungen einstellen. Die Reduzierung der im Körperschall auftretenden Amplituden des Konstanttons bei reduziertem Versorgungsöl Druck können nicht auf eine verringerte Bewegung des Rotors zurückgeführt werden. Vielmehr ist eine Änderung im Übertragungsverhalten der Schwingungen zwischen Lagerbuchsen und Lagergehäuse wahrscheinlich.

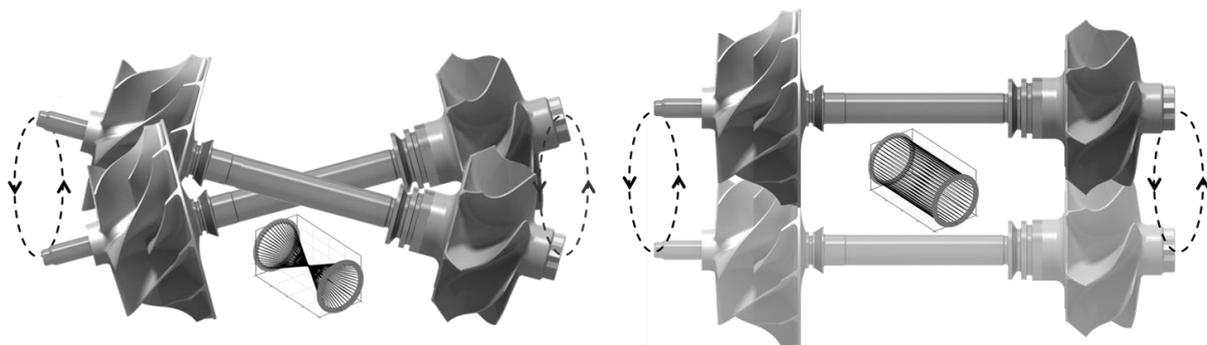


Bild 20: links: Konische Mode des Rotor; rechts: Zylindrische Mode des Rotor

6. Zusammenfassung

In den Untersuchungen konnte ein Zusammenhang zwischen einem sprunghaften Anstieg der Drehzahl der Schwimmbuchsen und dem Auftreten des Konstanttons

aufgezeigt werden. Nach dem Sprung der Buchsendrehzahlen sind deutliche Änderungen in Luft- und Körperschall zu erkennen. Es liegt die Vermutung nahe, dass bei den untersuchten Turboladern der Konstantton überwiegend durch das Lager auf der Verdichterseite verursacht wird.

Auch in den Bahnkurven des Rotors zeigen sich vor und nach dem Sprungs Änderungen. Die Amplituden der Bahnkurven steigen massiv an, was sich auch bei den grundsätzlich kleineren Amplituden auf der Turbinenseite sehr gut erkennen lässt. Eine Aufteilung der Bahnkurven in einen synchronen und in einen subsynchronen Anteil zeigt, dass die Zunahme der Amplitude durch die subsynchronen Schwingungen verursacht wird. Der Anteil der 1. Ordnung liefert pro Umdrehung geschlossene Bahnkurven und ändert sich beim Auftreten des Konstanttons de facto nicht. In den subsynchronen Anteilen kann eine Änderung der Oszillationsmode von konisch nach zylindrisch, während des Drehzahlsprungs, nachgewiesen werden.

Danksagung

Unser spezieller Dank gilt der Daimler AG, die diese Untersuchungen initialisiert und finanziert hat.

IHI Charging Systems International möchten wir für die finanzielle und materielle Unterstützung bei den Untersuchungen danken.

Literatur

- [1] N.N., "Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO₂ - Emissionen von Personenkraftwagen", 2008.
- [2] Schachner, P.; Reisinger, W., „Akustische Optimierung von Abgasturboladern für PKW-Dieselfahrzeuge“, VDI Berichte, Heft 910/1991.
- [3] Nguyen-Schäfer, Hung: Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag 2012. ISBN 978-3-6422-7517-3.
- [4] Köhl, W.; Kreschel, M.; Filsinger, D.: Experimental and numerical investigations on an automotive turbocharger with a transparent bearing section. In: 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Woodhead Publishing London, UK , pp. 349-359, 2014. ISBN 978-0-081000-33-5.
- [5] N.N.: Micro-Epsilon-Datenblatt, Druckresistente Subminiatur-Wirbelstrom-Wegsensoren. 2007. Y9760115-C020075MLO.
- [6] N.N.: Micro-Epsilon-Handbuch eddyNCDT 3300 - Berührungslose Wirbelstrom-Wegmessung. 2014; Y9760123-C011072DGO.
- [7] Leonetti, M., Bargende, M., Kreschel, M., Meier, C. et al., "An Investigation of Sub-Synchronous Oscillations in Exhaust Gas Turbochargers," SAE Technical Paper 2015-24-2531, 2015, doi: 10.4271/2015-24-2531.

Experimentelle Untersuchungen zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader

Clemens Biet, Roland Baar

Abstract

The turbocharger is an essential part of modern combustion engines. A promising approach to optimize turbocharger concerning efficiency and response behavior is to replace the conventional journal bearings with ball bearings. One of the central problems of applying this technology to series production of passenger cars is its compliance to limits on acoustic emissions.

In order to benchmark the acoustic behavior of turbochargers with ball bearings, experimental investigations have been made on the turbocharger test bench. For that purpose, a climate and acoustic chamber has been designed, built and installed into the turbocharger test bench. This measurement setup allows evaluating the different stages of acoustic propagation from shaft movement over structure-borne sound up to the actual air-borne sound. In these measurements the experiments with ball bearings are compared to aerodynamic identical turbocharger with journal bearings as a reference.

The measurements include investigations on different boundary conditions for the turbocharger with a special focus on the influence of the temperature. A significant temperature dependency of the acoustic behavior of the ball bearing turbocharger was noticed in the experiment.

Kurzfassung

Der Abgasturbolader ist ein wesentliches Bauteil moderner Verbrennungsmotoren. Ein vielversprechender Ansatz Abgasturbolader hinsichtlich Wirkungsgrad und Ansprechverhalten zu verbessern, ist die Verwendung von Wälzlagern anstelle herkömmlicher Gleitlager. Eines der Kernprobleme beim serienmäßigen Einsatz dieser Technologie für Pkw besteht jedoch in der Einhaltung akustischer Grenzwerte.

Für die akustische Bewertung wälzgelagerter Abgasturbolader werden experimentelle Untersuchungen am Heißgasprüfstand durchgeführt. Zur Umsetzung der Experimente wird der Prüfstandsaufbau um eine Klima- und Akustikkammer erweitert. Der vorhandene Messaufbau erlaubt dabei die Auswertung der gesamten akustischen Kette von Wellenverlaufsbahn über Körperschall bis hin zum Luftschall. Als Versuchsträger stehen verschiedene Wälzlager-Abgasturbolader sowie aerodynamisch identische Gleitlagervarianten als Referenz zur Verfügung.

Das Messprogramm umfasst die Untersuchung verschiedener Parameter auf den Abgasturbolader, wobei der Einfluss der Temperatur besonders intensiv betrachtet

wird. Eine deutliche Abhängigkeit zwischen der Temperatur und dem akustischen Verhalten der wälzgelagerten Abgasturbolader kann nachgewiesen werden.

1. Einleitung

Abgasturbolader bilden einen wesentlichen Bestandteil moderner, verbrauchsarmer Verbrennungskraftmotoren. Um die Effizienz dieser Komponente weiter zu steigern, werden neben thermodynamischen Optimierungen auch andere Aspekte wie die Lagerung der Strömungsmaschinen betrachtet. Der Umstieg von der herkömmlichen Gleitlagerung auf eine Wälzlagerung bietet dabei ein Potential für geringere Reibverluste [1, 2]. Gleichzeitig erhöhen sich durch den Einsatz von Wälzlagern die Geräuschemissionen der Abgasturbolader, sodass diese für einige Pkw-Hersteller ein maßgeblicher Grund ist mit dieser Technologie nicht in die Serienproduktion zu gehen. In Anbetracht dessen werden in Zukunft, in Ergänzung zu den üblichen stationären Kennfeldern und thermodynamische Kenngrößen, ebenfalls akustische Untersuchungen bei der Turboladervermessung eine entscheidende Rolle spielen.

Bislang werden akustische Untersuchungen des Turboladers am Heißgasprüfstand nur bei Standardbedingungen und lediglich mit Beschleunigungssensoren auf dem Verdichter- oder Lagergehäuse durchgeführt. Diese Umgebungsbedingungen unterscheiden sich jedoch teilweise deutlich von Situationen, die im realen Fahrzeugbetrieb auftreten können. Interne Versuche von OEMs wie VW deuten darauf hin, dass wälzgelagerte Turbolader gerade bei niedrigen Temperaturen sehr hohe Beschleunigungswerte zeigen. Darüber hinaus kann mit Beschleunigungssensoren lediglich der Körperschall bewertet werden. Dieser kann sich jedoch unter Umständen nochmal vom Luftschall, der letztendlich vom menschlichen Gehör wahrgenommen wird, unterscheiden.

Diese Arbeit bietet einen Ansatz um realistischere Umgebungsbedingungen für die akustische Beurteilung von Abgasturboladern zu ermöglichen. Es wird dabei die Entwicklung einer schallisolierten Klimakammer für den Heißgasprüfstand beschrieben. Des Weiteren werden geeignete Versuchsabläufe dokumentiert, sowie ausgewählte Messergebnisse bei verschiedenen Temperaturen bis zu -10 °C gezeigt. Akustische Signale werden dabei über Beschleunigungssensoren, Mikrofone und Wirbelstromabstandssensoren aufgezeichnet um die Korrelation zwischen Luftschall, Körperschall und der Bewegung der Welle als Quelle der akustischen Anregung aufzuzeigen.

2. Konzept

Die angedeuteten Probleme bei der akustischen Beurteilung von Abgasturboladern im Heißgasprüfstand waren Anlass für die Studien, die hier vorgestellt werden. Um das akustische Verhalten von Turboladern bei niedrigen Temperaturen bewerten zu können sollen Kaltstartexperimente durchgeführt werden, bei denen der ATL zunächst im ruhenden Status vorkonditioniert und erst dann bei Versuchsbeginn gestartet wird. Dabei wurden die folgenden Ziele für Messrandbedingungen definiert: a) Die Umgebungs- und Bauteiltemperatur soll bis zu -10 °C zum Start des Versuchs vorkonditionierbar sein. b) Die Öl-Vorlauftemperatur des Turboladers soll für die ge-

samte Dauer des Versuchs auf Starttemperatur entsprechend der Umgebungs- und Bauteiltemperatur gehalten werden. c) Der Messaufbau soll die Möglichkeit bieten die Luftschallemissionen des ATLs während des Betriebs aufzunehmen. Dabei müssen die Störgeräusche des Heißgasprüfstands für die Messung auf ein Niveau gebracht werden, welches klein gegenüber den Geräuschemissionen des ATLs ist. Die wichtigsten abzuschirmenden Störgeräuschquellen sind die Raumkonditionierung, die Einlaufdüse am Verdichtereintritt, die elektrischen Schraubenverdichter für den Turbinenmassenstrom und die Öl- und Wasserpumpe zur Versorgung des ATLs.

Der ausgewählte Lösungsansatz sieht vor im Heißgasprüfstand eine Kammer aufzubauen, welche den ATL umgibt und dabei für eine ausreichende thermische und akustische Isolation sorgt. Aufgrund der angestrebten Luftschallmessungen im Inneren müssen zusätzliche Anforderungen berücksichtigt werden: Die Kammer sollte trotz beschränkter Platzverhältnisse im Heißgasprüfstand so groß wie möglich sein, sodass seine Grenzfrequenz¹ entsprechend niedrig ist. Des Weiteren sollten Schallreflexionen an den Wänden durch den Einsatz von Dämpferelementen vermieden werden. Neben den Anforderungen, die sich direkt aus den akustischen und thermischen Eigenschaften der Kammer ergeben, mussten bei der Konstruktion der Kammer auch folgende Aspekte berücksichtigt werden: a) ein modulares Design mit Flexibilität für unterschiedliche Anschlusskonfigurationen kommender Versuchsturbolader, b) Transportierbarkeit und ein geringes Lagervolumen, falls die Kammer nicht im Einsatz ist, c) die Gesamtkosten der Konstruktion und d) die strukturelle Stabilität und Sicherheit.

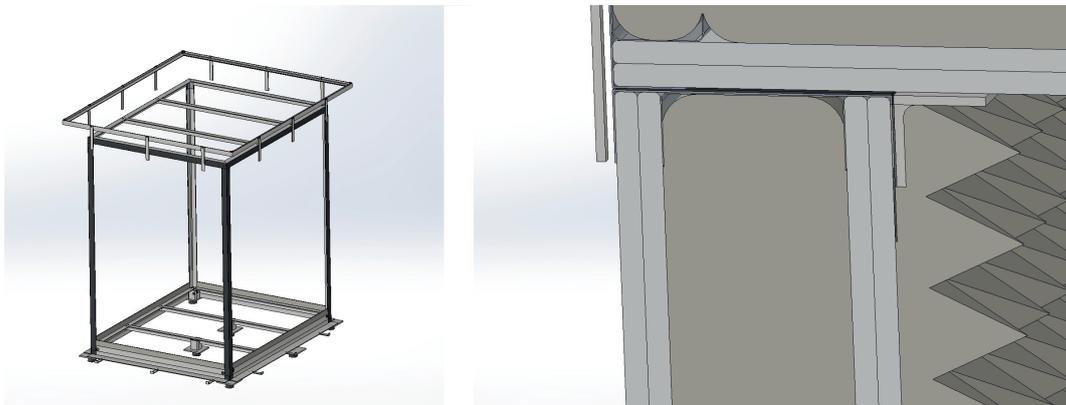


Abbildung 1: Stahlrahmen der Klimakammer (links), Querschnitt zeigt den Aufbau der Wandelemente (rechts)

2.1 Konstruktion

Basierend auf diesen Anforderungen wurde nach einer ausführlichen Konzeptphase eine Klima- und Akustikkammer selbst entworfen und aufgebaut. Im Folgenden ist der grundlegende Aufbau und dessen Eigenschaften beschrieben. Das Grundgerüst bildet ein verschraubbarer Stahlrahmen, der sich aus einem Bodenteil, vier Stützen

¹ Die Grenzfrequenz beschreibt dabei tiefste Frequenz, welche noch ein diffuses Schallfeld im gegebenen Raum erzeugen kann. Niedrigere Frequenzen können sich nicht regulär ausbilden, da deren Wellenlängen größer sind als die Abmessungen des Raums. Als Resultat erscheinen die gemessenen Frequenzen unterhalb der Grenzfrequenz zu gering.

und zwei Dachteilen zusammensetzt (Abbildung 1 links). Der quaderförmige Rahmen trägt auf jeder seiner sechs Seiten jeweils drei Wandelemente. Diese haben, bis auf die drei Bodenelemente, alle identische Abmaße und sind daher austauschbar. Der Aufbau eines Wandelements ähnelt dabei einer typischen Trockenbauwand (Abbildung 1 rechts). Im Querschnitt besteht ein Wandelement daher aus 2 x 12,5 mm Gipskarton, 100 mm Mineralwolle und dann wieder 2 x 12,5 mm Gipskarton. Stabilität erhalten die Wandelemente durch den Einsatz der typischen U-Profile. Dieser bewährte Aufbau bietet gute Schalldämmungseigenschaften aufgrund des flächenbezogen relativ schwerem Gipskartons, sowie ausreichende thermische Isolierung durch die geringe Wärmeleitfähigkeit der Mineralwolle und beides bei sehr geringen Kosten. Das Gewicht eines Wandelements beträgt 50 kg. Dadurch sind sie mit zwei Personen immer noch gut händelbar. Die gesamte Kammer hat ein Gewicht von ca. 1,5 t. Sie steht über acht Metallfüße auf dem Maschinenbett des Prüfstands. Jeder Fuß beinhaltet zudem eine Gummischicht um Schwingungsübertragungen zu minimieren. Die einzelnen Wandelemente müssen je nach Turbolader und entsprechendem Versuchsaufbau angepasst werden. Dabei werden Löcher für Turbinenein- und -austritt, Verdichterein- und -austritt, Kühl- und Ölversorgung, sowie Kabeldurchführungen vorgesehen.

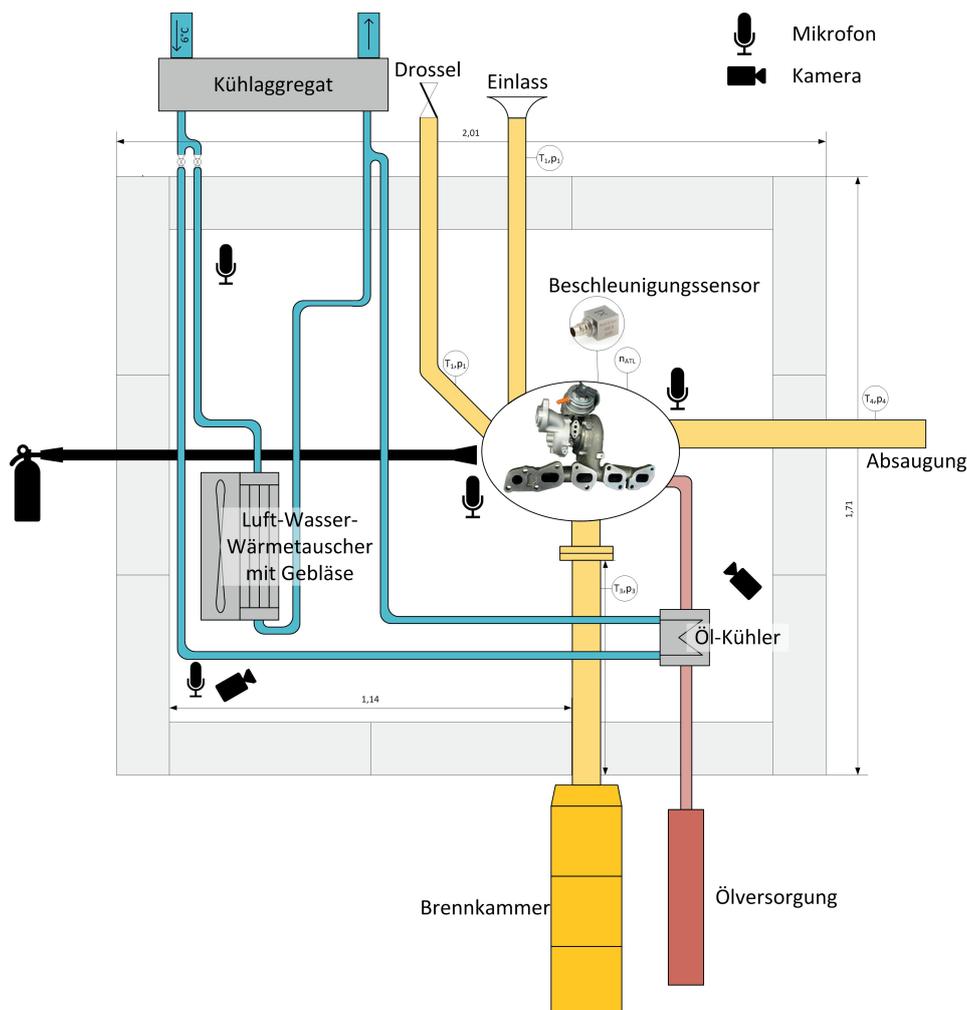


Abbildung 2: Schematischer Aufbau der Klimakammer mit Kühlkonzept (Draufsicht)

2.2 Kühlkonzept

Für die Bereitstellung der Kühlleistung wurde ein separates, einstellbares Kühlaggregat (5 kW elektrische Leistung) verwendet, welches eine 1:1 Mischung aus Wasser und Glykol-basiertem Frostschutzmittel mit Hilfe eines Kompressors auf bis zu -20 °C herunterkühlen kann. In der Kammer befindet sich ein Luft/Wasser-Wärmetauscher, der von einem schaltbaren Gebläse durchströmt wird. Zusätzlich wurde ein Wasser/Öl-Wärmetauscher im Ölkreislauf installiert um die Öltemperatur während des laufenden Versuchs niedrig zu halten. Beide Wärmetauscher sind parallel angeordnet und können über Ventile individuell mit Kühlwasser versorgt werden. Abbildung 2 zeigt die Kühlkreisläufe der Klimakammer in einer Draufsicht.

2.3 Akustische Eigenschaften

Ein wesentlicher Aspekt bei der Entwicklung der Klimakammer war die Berücksichtigung der akustischen Eigenschaften, da in der Möglichkeit Luftschallmessungen mit Mikrofonen innerhalb der Kammer durchzuführen ein zentraler Anforderungspunkt liegt. Im Folgenden wird eine Auswahl an wichtigen akustischen Kennwerten der Klimakammer berechnet.

Nachhallzeit

Unter Nachhallzeit wird die Zeitspanne verstanden, in welcher nach Abschalten einer akustischen Quelle in einem Raum der Schalldruckpegel um 60 dB abfällt. Für die geplanten Akustikmessungen ist eine geringe Nachhallzeit vorteilhaft. N. Eyring gibt für die Berechnung der Nachhallzeit, basierend auf der Originalformel von W. C. Sabine, diese allgemeingültigere Form als Funktion des Raumbolumens V , der Wandfläche S und der material- und frequenzabhängigen Absorptionsrate α an [3].

$$RT_{60} = 0,163 \cdot \frac{V}{-S \cdot \ln(1 - \alpha)} \quad (1)$$

Die errechnete frequenzgemittelte Nachhallzeit für das Klimakammerkonzept beträgt $RT_{60, \text{mean}} = 0,34\text{ s}$.

Schröderfrequenz

Die Schröderfrequenz f_s beschreibt eine Grenzfrequenz in der Raumakustik. Niedrigere Frequenzen können sich nicht regulär ausbreiten, da ihre Wellenlängen die Abmaße des Raums überschreiten. Unterhalb der Schröderfrequenz kann nicht mehr von freier Schallausbreitung ausgegangen werden, stattdessen wird das akustische Verhalten des Raums vor allem durch stehende Wellen dominiert [4]. Die folgende empirische Formel für die Schröderfrequenz sollte dabei nicht als harte Grenze verstanden werden, da es sich bei dem Phänomen um einen langsamen Übergang handelt.

$$f_s = 2000 \cdot \sqrt{\frac{RT_{60}}{V}} \quad (2)$$

Die berechnete Schröderfrequenz für das Klimakammerkonzept beträgt $f_s = 567$ Hz. Dieser Wert ist im Vergleich zu anderen Räumen für Akustikmessungen relativ hoch. Grund dafür sind die begrenzten Platzverhältnisse im Heißgasprüfstand, welche keine weitere Vergrößerung der Klimakammer zulassen. Nichtsdestotrotz ist eine Grenzfrequenz von 567 Hz für das Vorhaben noch akzeptabel, da dies (nach der ersten Ordnung) einer Turboladerdrehzahl von nur 34.000 1/min entspricht und der für die Untersuchungen interessante Bereich deutlich darüber vermutet wird.

Hallradius

Der Abstand von einer Schallquelle, ab welchem der Direktschall denselben Schalldruckpegel wie der Diffusschall besitzt, nennt man Hallradius. Außerhalb des Hallradius sollten daher im Diffusfeld der Kammer überall die gleichen Pegel gemessen werden können. Der Hallradius lässt sich nach der Näherungsformel von W. C. Sabine berechnen [5].

$$d_c = 0,057 \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot V}{RT_{60}}} \quad (3)$$

Unter der vereinfachenden Annahme einer allseitig gleichen Abstrahlung der Schallquelle und einem allseitig gleichem Schallempfang der Mikrofone ergibt sich für das Klimakammerkonzept ein Hallradius von $d_c = 0,2$ m.

2.4 Thermische Eigenschaften

Die thermischen Isolationseigenschaften der Klimakammer wurden über die Standardgleichung für Wärmeleitung abgeschätzt [6].

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_i}{s_i} \cdot A \cdot \Delta T \quad (3)$$

Die individuellen Wärmeleitkoeffizienten λ_i , die dazugehörigen Materialdicken s_i und Querschnittsflächen A wurden bei einem geschätzten Temperaturgradienten von $\Delta T = 40$ K in dieser Formel verwendet. Die berechneten Verlustwärmeströme über die großen Flächen der Wandelemente summiert sich auf zu einem Wert von $\dot{Q}_{\text{Wand}} = 231$ W. Zusätzlich dazu wirken der Stahlrahmen und auch die Blechprofile der Wandelemente durch ihren relativ hohen Wärmeleitkoeffizienten als Wärmebrücken und müssen daher auch berücksichtigt werden. Obwohl deren Querschnittsfläche deutlich kleiner ist, übersteigt deren Verlustwärmestrom mit $\dot{Q}_{\text{Metall}} = 1.231$ W sogar deutlich die Verluste über die großen Flächen. Aus diesem Grund wurden die Kontaktstellen zwischen Wandelementen und Stahlrahmen zusätzlich mit einem dünnen Isoliermaterial voneinander getrennt. Kombiniert ergibt sich für das Klimakammerkonzept ein geschätzter Gesamtverlustwärmestrom von ca. 1,5 kW. Selbst bei Berücksichtigung kleiner Undichtigkeiten der Klimakammerwände, nicht ideal isolierten Kühlwasserleitungen oder anderen Verlusten erscheint das vorgesehene Kühlaggregat mit einer Kühlleistung von ca. 15 kW ausreichend dimensioniert. Abschließend wird an dieser Stelle erwähnt, dass ein ausreichend großer Luft-Wasser-

Wärmetauscher, sowie auch ein Ventilator für Temperaturen unter dem Gefrierpunkt gefunden werden musste.

2.5 Sicherheit

Alle verwendeten Materialien der Klimakammer, einschließlich des Pyramidschaums an den Innenwänden, sind in ihrem Brandverhalten mindestens schwer entflammbar nach Klasse B1 der Brandschutznorm DIN 4102-1. Massenbezogen handelt es sich bei mehr als 95% sogar um nicht brennbare Baustoffe. Als Ergänzung des CO₂-Löschsystems des Turboladerprüfstands wurde ein separates Löschsystem installiert, welches im Fall eines Feuers CO₂ auch direkt in der Kammer freisetzen kann. Dies ist notwendig, da bei einem eventuellen Brand der Ölversorgung am ATL das prüfstandsseitige Löschsystem nicht greift, da es keinen Gasaustausch zwischen dem kammerinneren und dem umgebenden Prüfstand gibt.

In der vorgestellten Arbeit wurden keine Heißgasversuche unter Verwendung der Brennkammer gefahren, obwohl das Sicherheitskonzept dies zuließe. Die Herausforderung bei einer Messung von Turboladern bei Standardbedingungen mit einer Turbineneintrittstemperatur von $T_3 = 600 \text{ °C}$ liegt vielmehr darin die Kammerinnentemperatur bei einem konstanten, niedrigen Wert zu halten. In den hier vorgestellten Versuchen trat die höchste Temperatur innerhalb der Klimakammer am Verdichteraustritt auf und betrug daher nur 150 °C .

2.6 Aufbau im Heißgasprüfstand

Abbildung 3 zeigt den fertigen Aufbau der Klimakammer im Heißgasprüfstand (zwei Wandelemente wurden entfernt um einen Blick ins Innere zu ermöglichen). Es ist erkennbar, dass die Klimakammer mit $1,7 \text{ m} \times 2,0 \text{ m} \times 2,3 \text{ m}$ (Länge, Breite, Höhe) allen verfügbaren Platz zwischen Brennkammer und den umgebenen Wänden und Rohrleitungen ausnutzt.

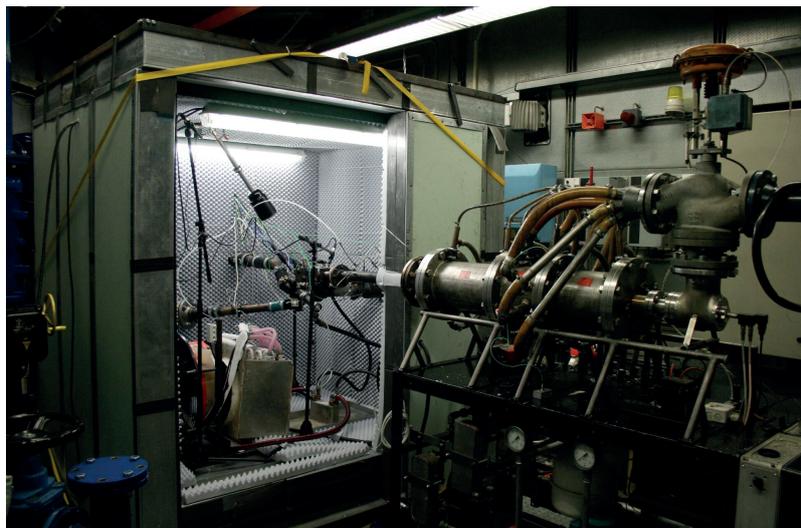


Abbildung 3: Turboladerprüfstand mit aufgebauter Klimakammer

3. Versuchsaufbau und Randbedingungen

Das folgende Kapitel beschreibt den Messaufbau und die Abläufe der Versuche mit der Klimakammer im Turboladerprüfstand.

3.1 Temperaturbereich

Die Kaltstartversuche wurden bei Temperaturen von -10 °C , -5 °C , 0 °C , 10 °C und 20 °C durchgeführt. Gehäuse-, Luft- und Öltemperatur waren dabei nach der Abkühlphase stets identisch. Der Temperaturbereich wurde außerdem nach oben erweitert indem zusätzlich Versuche gefahren wurden, bei denen u.a. über die Ölversorgung die Bauteiltemperatur vor dem Experiment auf höhere Temperaturen gebracht wurde. Die Raumtemperatur in der Kammer wurde dabei jedoch bei ca. 25 °C gehalten.

3.2 Sensoren

Zusätzlich zum typischen Messaufbau eines Turboladerprüfstands mit Temperaturen, Drücken, Turboladerdrehzahl, sowie Verdichter- und Turbinenmassenstrom wurden bei den Klimakammerversuchen drei weitere akustische Signale erfasst: die Wellenverlaufsbahn durch zwei Wirbelstrom-Abstandssensoren (verdichterseitig, Winkel von 90° zueinander), den Körperschall mittels Beschleunigungssensor (Lagergehäuse, geklebt) und den Luftschall über vier Messmikrofone an verschiedenen Positionen in der Klimakammer. Alle Akustiksignale wurden synchron bei einer Abtastrate von 96 kHz und einer Genauigkeit von 16 Bit aufgenommen. Die Turboladerdrehzahl wurde dabei zwar weniger schnell und genau, jedoch auch synchron abgetastet.

Zusätzliche Temperatursensoren in der Kammer und am Turboladergehäuse wurden verwendet um die Luft- und Bauteiltemperatur besonders während der Abkühlphase zu überwachen.

3.3 Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung kann in die Abkühlphase und die eigentliche Messung unterteilt werden.

Die Vorbereitung beschreibt alle Vorgänge bis zum Start der Messung. Hierbei sei vorausgesetzt, dass der Versuchsaufbau vollständig, die Klimakammer geschlossen und der Prüfstand betriebsbereit ist. Da das Herunterkühlen der Klimakammer den wesentlichen Teil der Vorbereitung ausmacht, kann hier auch von der Abkühlphase gesprochen werden. Über das Kühlaggregat wird der vom Gebläse durchströmte Luft-Wasser-Wärmetauscher in der Klimakammer mit Kühlwasser versorgt und senkt somit die Lufttemperatur im Inneren. Die Kühlmitteltemperatur wird dabei so eingestellt, dass die Lufttemperatur dicht unter der gewünschten Kaltstarttemperatur für Luft, Bauteil und Öl liegt. Durch Konvektion nehmen der Turbolader und der sich in der Kammer befindende Teil der Ölversorgung langsam die Lufttemperatur an. Dieser Vorgang dauert in etwa eine gute Stunde. Der Abkühlvorgang gilt als abgeschlossen, wenn die Baueiltemperatur innerhalb eines Toleranzbereichs von $\pm 0,5\text{ K}$

um die Zieltemperatur liegt und ein Temperaturgradient von weniger als 0,1 K pro Minute vorliegt. Im Anschluss an das Herunterkühlen wird im nächsten Schritt die Ölversorgung des Turboladers gestartet. Diese benötigt, je nach Temperatur, ein bis zwei Minuten um den notwendigen Öldruck am Turbolader aufzubauen. In dieser Zeit werden einige mögliche Störgeräuschquellen abgeschaltet. Dazu gehören unter anderem die Prüfstandsklimatisierung, das Kälteaggregat und der Umwälzventilator in der Klimakammer. Um einen eindeutigen Startzeitpunkt für die Versuche zu definieren wurde festgelegt, dass das Experiment begonnen wird sobald der Öldruck nur noch 500 mbar vom Zielöldruck entfernt ist.

Bei der Messung muss zwischen verschiedenen Experimenten unterschieden werden, die im Rahmen der Klimakammeruntersuchungen durchgeführt wurden.

Experiment 1 ist ein Hochlauf, bei dem der Turbinenmassenstrom über eine Zeitspanne von 100 s von 0 auf einen maximalen Wert erhöht wird. Dies wird über ein Dreiwegeventil erreicht, welches die Druckluft langsam von einem externen Auslass hin zu dem Turboladerprüfstand umleiten kann. Daher können die elektrischen Schraubenverdichter, die die Druckluft bereitstellen während des Versuchs stationär in ihrem maximalen Betriebspunkt gehalten werden. Die Messdaten aus diesen Hochlaufversuchen wurden verwendet um Wasserfalldiagramme zu erstellen.

Experiment 2 stellt einen zweistufigen Lastsprung des Turbinenmassenstroms mit anschließender Konstantfahrt dar. Ausgangspunkt dabei ist ein ruhender Turbolader. Über den Start der druckluftbereitstellenden elektrischen Schraubenverdichter wird schlagartig ein Turbinenmassenstrom generiert, der 10 s später nochmals verdoppelt wird. Im Anschluss wird der Massenstrom für 120 s gleichgehalten um dabei das Aufheizverhalten durch Reibungs- und Kompressionswärmeinträge zu beobachten.

Beide Experimente werden bei Zieltemperaturen über 20 °C leicht variiert. In diesem Fall entfällt das Herunterkühlen über das Kälteaggregat. Stattdessen wird der ATL mit Druckluft betrieben und mit Öl der entsprechenden Temperatur versorgt. Um eine möglichst ausgeglichene Bauteiltemperatur zu erreichen wird zusätzlich ein Verdichterbetriebspunkt gewählt, dessen Verdichteraustrittstemperatur der Zieltemperatur entspricht und die Turbineneintrittstemperatur wird über eine elektrische Heizung ebenfalls auf das Zieltemperaturniveau angehoben.

3.4 Versuchsträger

Die Klimakammer wurde bereits mit Turboladern verschiedener Hersteller erfolgreich betrieben. An dieser Stelle werden jedoch nur Ergebnisse von zwei Turboladern des gleichen Typs vorgestellt, die sich lediglich in ihrer Lagerung unterscheiden. Beide Turbolader sind demnach aerodynamisch identisch, was einen Vergleich zwischen einer herkömmlichen Gleitlagerung und einer Wälzlagerung mit der Klimakammer zulässt.

Die untersuchten Turbolader wurden nicht auf eine sehr hohe Wuchtgüte gebracht um die akustischen Effekte, sowie deren zugrundeliegende Wellenbewegungen deutlich erkennbar zu halten. In Absprache mit dem Hersteller sind alle Abbildungen und Zahlenwerte normiert dargestellt.

4. Messergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden exemplarisch Messergebnisse aus einer Klimakammernessungskampagne zum Unterschied zwischen Gleit- und Wälzlager vorgestellt. Zunächst werden dabei Messungen gezeigt, bei denen die Überprüfung der Klimakammer als geeignete Messumgebung entsprechend der zuvor aufgestellten Anforderungen im Vordergrund steht. Danach wird ein kurzer Einblick in die Versuchsergebnisse zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Turbolader bei Kaltstartbedingungen gewährt, dieser steht jedoch in dieser Arbeit nicht im Fokus.

4.1 Temperaturen in der Klimakammer

Abbildung 4 zeigt die Klimakammer-Lufttemperatur, die beiden Bauteiltemperaturen des Lager- und Verdichtergehäuses, sowie die Turboladerdrehzahl über die Zeit bei einem Hochlaufversuch mit einer Starttemperatur von -10 °C . Es ist erkennbar, dass nach dem Abschalten des Kälteaggregats die Lufttemperatur in der Kammer in der Zeit bis zum Start des Versuchs um einige K steigt. Die Wartezeit entsteht, da es bis zu zwei Minuten dauert bis der Startöldruck am Turbolader durch die Ölversorgung des Prüfstands aufgebaut ist. Nichtsdestotrotz verbleiben die Bauteiltemperaturen des Turboladers bis zum Start des Versuchs aufgrund der thermischen Trägheit des Gehäuses auf dem Zielniveau mit nur sehr geringer Abweichung. Sobald der Turbolader hochdreht steigen jedoch die Bauteiltemperaturen aufgrund des Wärmeeintrags des Verdichters und der Lagerreibung rapide an. Des Weiteren konnte die Öleinlass-temperatur über den gesamten Zeitraum des Versuchs konstant gehalten werden. Zusammenfassend wird daher festgehalten, dass die geforderten Kaltstartbedingungen mit Hilfe der Klimakammer erfolgreich umgesetzt wurden.

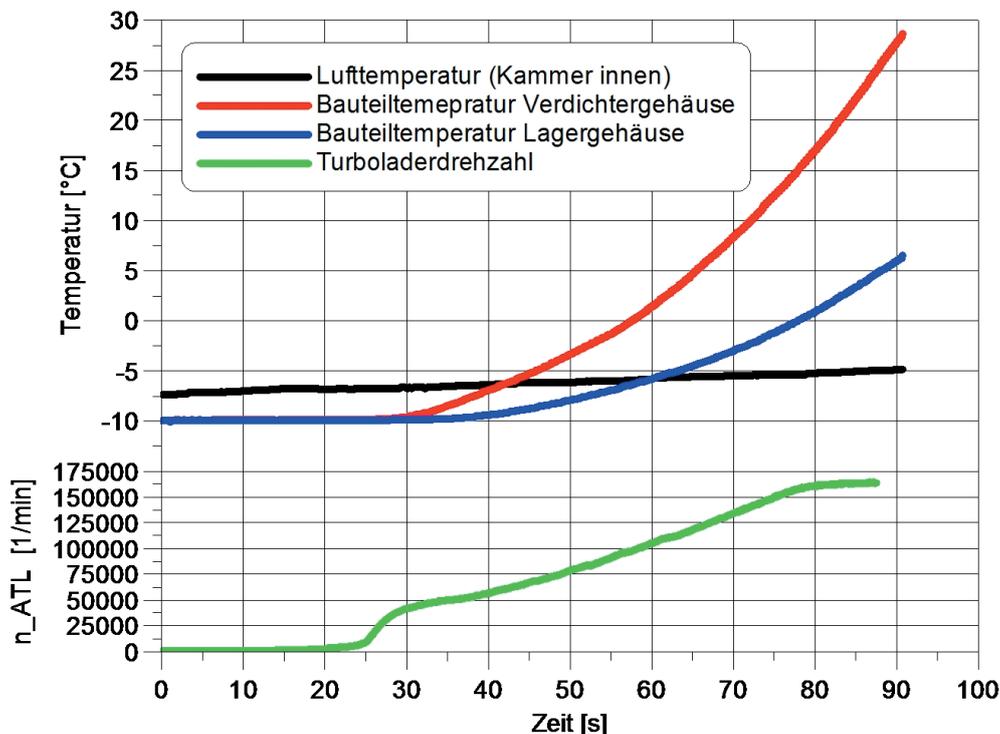


Abbildung 4: Temperatur- und Drehzahlverläufe während eines Hochlaufversuchs

Anhand von Abbildung 4 lässt sich ebenfalls die Linearität des Drehzahlverlaufs beurteilen. Diese ist für einen weiten Bereich hinreichend gegeben. Lediglich beim Anlaufen des Turboladers, sowie beim Erreichen der Maximaldrehzahl gibt es abweichende Gradienten.

4.2 Störgeräuschlevel

Eine wesentliche Aufgabe der Klimakammer in Hinsicht auf Luftschalluntersuchungen ist die Abschirmung der Messumgebung im Inneren der Kammer von prüfstandsbedingten Störgeräuschen. Aus diesem Grund wurden die Versuchsabläufe einmal auch komplett ohne Turbolader durchgeführt. Somit konnten Aussagen über den Grundgeräuschpegel getätigt werden. Praktisch wurde dabei anstelle des Turboladers eine Rohrverbindung zwischen Turbinenein- und -austritt eingesetzt.

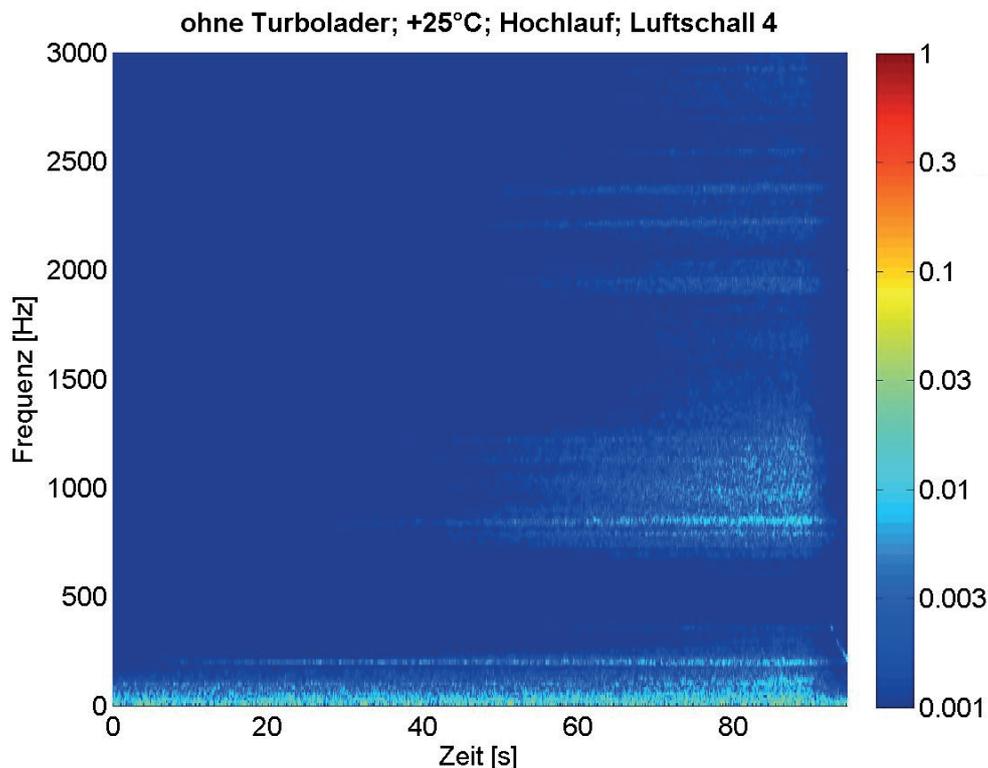


Abbildung 5: Luftschall als Wasserfalldiagramm beim Hochlaufversuch ohne eingebauten Turbolader

Abbildung 5 zeigt das Wasserfalldiagramm eines Messmikrofons in der Kammer zu einem Hochlaufversuch ohne Turbolader, bei dem der Turbinenmassenstrom langsam bis zum Maximalwert erhöht wird. Während der gesamten Messung kann ein niederfrequentes Rauschen festgestellt werden. Es wird davon ausgegangen, dass dies durch die verbleibenden Geräuschquellen im Prüfstand, hauptsächlich die elektrischen Schraubenverdichter, verursacht wird und zum Teil durch Vibrationen in die Kammer übertragen wird. Zudem sind tiefe Frequenzen im Allgemeinen schwerer abzuschirmen als hohe Frequenzen, sodass auch nicht erwartet wurde, dass die Schallisolierung der Kammer in diesem Bereich effektiv funktioniert. Mit fortschrei-

tender Zeit treten in dem Experiment außerdem Störgeräusche höherer Frequenzen auf, die am Ende immer mehr einem breitbandigen Rauschen gleichen. Diese werden auf den steigenden Turbinenmassenstrom zurückgeführt, der beim Durchströmen der Rohrleitungen in der Kammer ebendiese Geräusche verursacht. Wie sich später zeigen wird sind diese aerodynamischen Störgeräusche jedoch klein im Vergleich zu den Amplituden, die durch den Turbolader verursacht werden. Ein weiterer Aspekt der Klimakammer ist ihre recht hohe Grenzfrequenz. Diese kann auch in Abbildung 5 wiedergefunden werden. Übereinstimmend mit den Berechnungen zur Schröderfrequenz fallen die Amplituden des aerodynamischen Rauschens unter 600 bis 700 Hz deutlich ab, sodass darunter kaum ein sinnvoller Messwert für den Luftschall bestimmt werden kann. Eine so hohe Grenzfrequenz ist sicher nicht optimal, wie bereits erläutert sollte sie aber für die hier veranschlagten Experimente noch zulässig sein.

4.3 Signalverarbeitung

Für alle akustischen Signale wurden mithilfe der Schnellen Fourier-Transformation Frequenzspektren erzeugt. Die Samplegröße betrug 2^{13} Werte. Es wurde darüber hinaus eine Überlappung von 75% zusammen mit einer Von-Hann-Fensterfunktion angewendet.

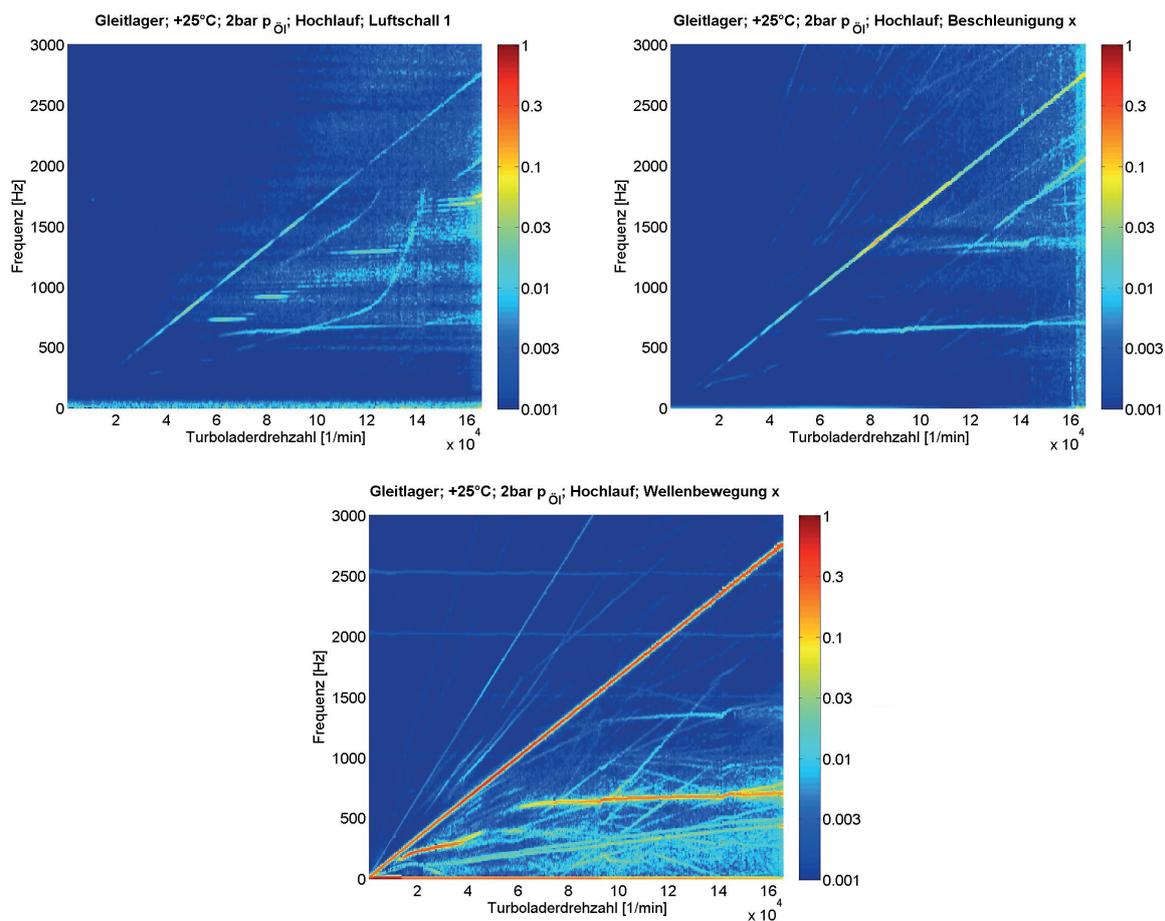


Abbildung 6: Hochlaufexperiment eines gleitgelagerten Turboladers bei 25 °C; ein Wasserfalldiagramm für jedes akustische Signal: Luftschall (oben links), Körperschall (oben rechts), Wellenverlaufsbahn (unten)

Für die Hochlaufversuche wurden Wasserfalldiagramme erzeugt, die das Frequenzspektrum über der linearisierten Turboladerdrehzahl darstellen. Abbildung 6 zeigt exemplarisch Wasserfalldiagramme für jeden der drei akustischen Messkanäle: Luftschall, Körperschall und Wellenbewegung. Diese Daten wurden bei einer Starttemperatur von 25 °C aufgenommen und zeigen das akustische Verhalten eines Gleitlager-turboladers. Alle Skalen wurden normiert.

Für die Lastsprungversuche werden die Frequenzspektren über die Zeit anstelle der Drehzahl dargestellt. Abbildung 7 zeigt ein entsprechendes Wasserfalldiagramm von einem Versuch eines wälzgelagerten Turboladers bei einer Starttemperatur von -10 °C.

Wälzlager; -10°C; 3bar $p_{Öl}$; Lastsprung mit Konstantfahrt; Beschleunigung x

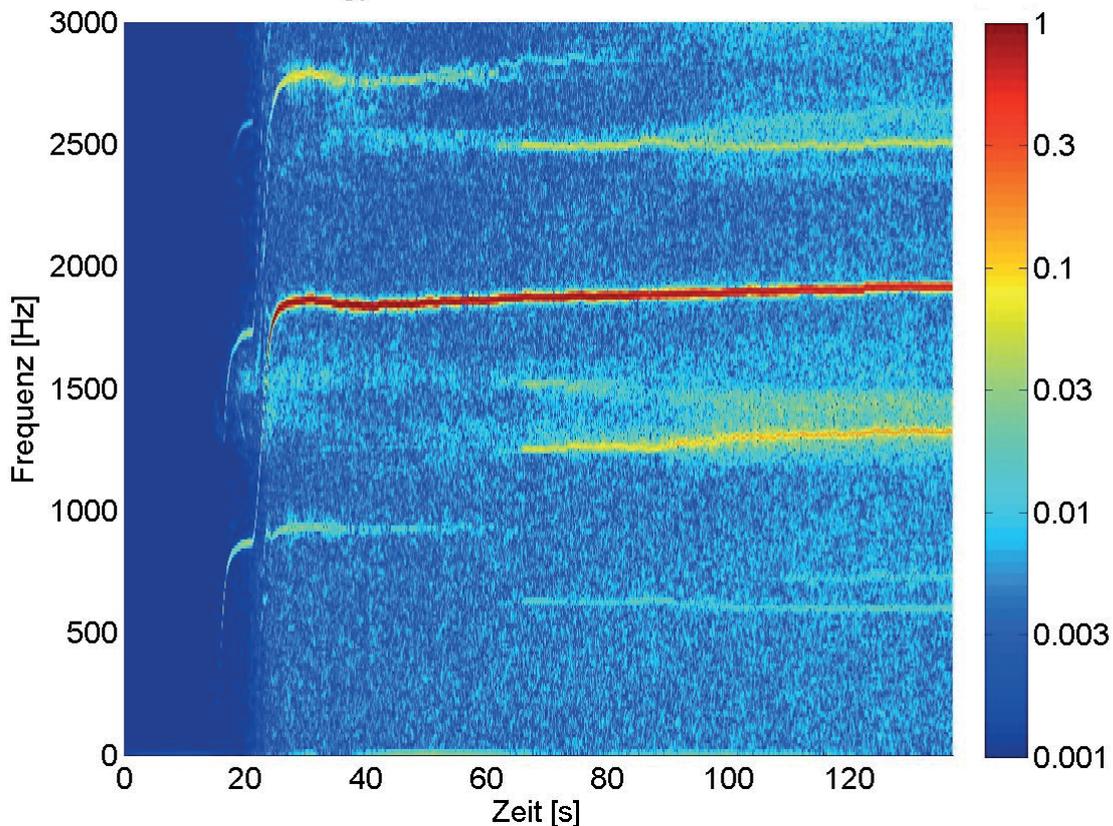


Abbildung 7: Körperschall als Wasserfalldiagramm für den Lastsprungversuch mit einem wälzgelagerten Turbolader bei einer Starttemperatur von -10 °C

Jeder Versuch sollte zunächst durch einen einzelnen repräsentativen Wert für die höchste aufgetretene Amplitude bzw. Lautstärke wiedergespiegelt werden. Dafür wurde der Maximalwert aus den jeweiligen Wasserfalldiagrammen herangezogen. Auf diese Weise konnte eine Übersicht über die Maximalamplituden der verschiedenen Sensorentypen bei unterschiedlichen Starttemperaturen übersichtlich dargestellt werden, wie es in Abbildung 8 der Fall ist.

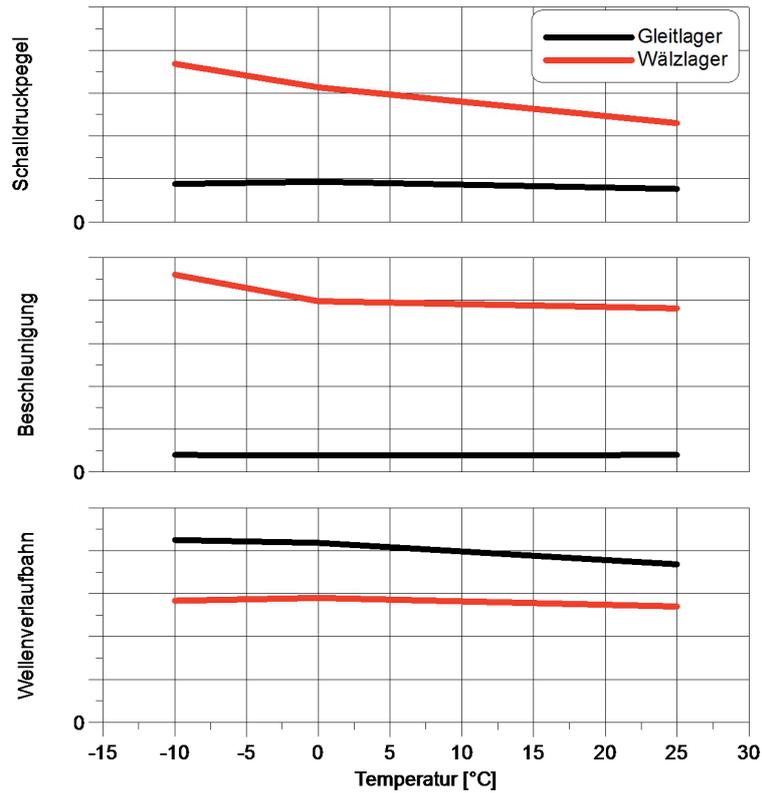


Abbildung 8: Vergleich zwischen gleitgelagertem und wälzgelagertem Turbolader bei verschiedenen Starttemperaturen, basierend auf Maximalwerten aus Hochlaufversuchen

Bei den Lastsprungversuchen werden Lastsprung und Konstantfahrt separat voneinander ausgewertet, da beim Lastsprung ein Maximum durchfahren wird, bei welchem die Amplituden deutlich höher liegen als es bei der Konstantfahrt der Fall ist. In Abbildung 9 sind die Maximalwerte der Daten des Konstantfahrteils über der Starttemperatur dargestellt.

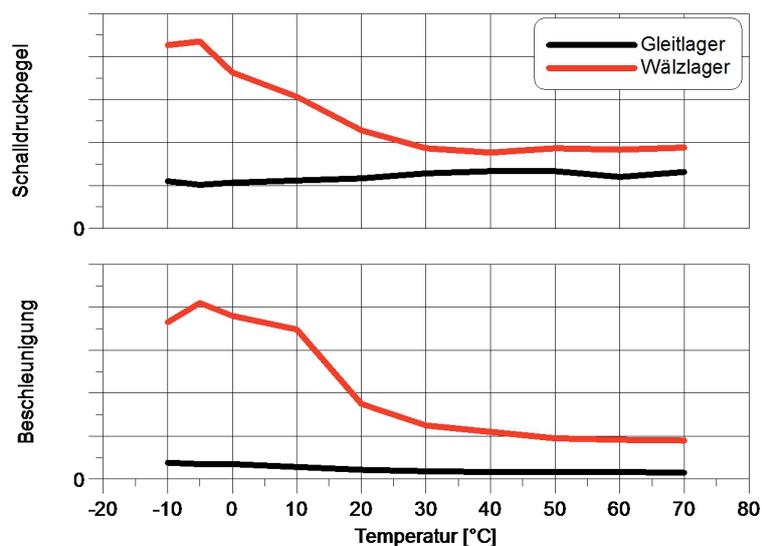


Abbildung 9: Vergleich zwischen gleitgelagertem und wälzgelagertem Turbolader bei verschiedenen Öl- und Bauteiltemperaturen, basierend auf Maximalwerten aus Lastsprungversuchen (nur Konstantfahrteil)

5. Diskussion

Die Auswertung der vorgestellten Klimakammerversuche gliedert sich in zwei Teile. Der erste Abschnitt befasst sich mit dem Konzept der Klima- und Akustikkammer im Turboladerprüfstand an sich. Im zweiten Teil wird auf das akustische Verhalten von wälzgelagerten Turboladern im Vergleich zur herkömmlichen Gleitlagerung mit besonderem Fokus auf Kaltstartbedingungen eingegangen.

5.1 Die Klima- und Akustikkammer

Die Grundfunktion der Klimakammer, Kaltstartbedingungen im Turboladerprüfstand zu ermöglichen, wurde den Anforderungen entsprechend erfüllt. Es wurde gezeigt, dass der Turbolader durch Konvektion mit der Luft auf stabile Bauteiltemperaturen bis hin zu -10 °C für den Start des Experiments gebracht werden kann. Des Weiteren konnte eine nahezu konstante Öltemperatur auf Kaltstartniveau für die Dauer des Versuchs bereitgestellt werden. Im Gegensatz zu einem realen Kaltstartscenario im Fahrzeug wurde jedoch weder die angesaugte Verdichtereintrittsluft auf das Kaltstartniveau vorkonditioniert, noch wurde die Brennkammer zur Erzeugung eines heißen Abgasmassenstroms erzeugt. Beide Nachteile werden jedoch entkräftet, wenn man bedenkt, dass zum einen die verdichtete Luft am Verdichteraustritt mit weit über 100 °C einen deutlich größeren Einfluss auf die Erwärmung des Gehäuses hat als die Verdichtereintrittstemperatur, die im gegebenen Fall weniger als 30 K über der Kaltstarttemperatur liegt und zum anderen, dass bei den Untersuchungen ja gerade das akustische Verhalten bei Kälte im Vordergrund stand und somit eine befeuerte Brennkammer eher hinderlich gewesen wäre. Außerdem kommt hinzu, dass die Versuche ohne den Einsatz der Brennkammer sehr wahrscheinlich deutlich reproduzierbarer sind, was für eine vergleichende Betrachtung unabdingbar ist.

Die zweite wesentliche Anforderung an die Kammer, eine Möglichkeit am Turboladerprüfstand aussagekräftige Luftschallmessungen durchzuführen, wurde noch zufriedenstellend erreicht. Die Schallisolation der Klimakammer war in der Praxis ausreichend, wie der Vergleich der Mikrofonsignale zwischen den Abbildungen 6 und 7 zeigt. Die Störgeräusche des umgebenen Prüfstands wurden im Inneren der Kammer erfolgreich auf ein Niveau gebracht, von welchem sich die Schallemissionen des Turboladers deutlich abheben konnten. Jedoch erschwert die relativ hohe Grenzfrequenz des Raumes zusammen mit starken niederfrequenten Störgeräuschen die Messung bei geringen Frequenzen, bzw. lässt diese nicht zu. Wie bereits erläutert handelt es sich dabei jedoch um einen Frequenzbereich der beim Turbolader ohnehin akustisch weniger interessant ist. Dies wird auch durch die Beschleunigungssignale belegt, welche nicht durch diese Grenzfrequenz beschränkt sind und die höchsten Amplituden eher im mittleren und hohen Drehzahlbereich bzw. Frequenzbereich zeigen. Obwohl der vorliegende Messaufbau im Vergleich zu anderen Schallmessräumen als nicht optimal beschrieben werden muss, bietet die Klimakammer die Möglichkeit aussagekräftige Luftschallmessungen am Turbolader durchzuführen. Dies gilt insbesondere für vergleichende Untersuchungen im selben Versuchsaufbau.

5.2 Akustisches Verhalten der Turbolader

Die Idee für die Klima- und Akustikkammer entstand ursprünglich aus zwei grundlegenden Fragestellungen in Bezug auf wälzgelagerte Turbolader: 1.) Sind Messungen bei Standardumgebungsbedingungen zur Beurteilung des akustischen Verhaltens eines Turboladers ausreichend? Und 2.) Reicht es aus sich bei diesen Messungen auf Beschleunigungssensoren zu verlassen? Die hier vorgestellten Messungen deuten darauf hin, dass gerade in Anbetracht der neuen Wälzlagerungen für Abgasturbolader diese beiden Fragen nicht mehr mit „ja“ beantwortet werden können.

Temperaturabhängigkeit

Abbildung 8 zeigt die Maximalwerte der Wasserfalldiagramme von Hochlaufversuchen bei verschiedenen (Kalt-)Startbedingungen. Es ist zu sehen, dass die Amplituden sowohl im Luft- als auch im Körperschall beim Wälzlager deutlich höher liegen als beim Gleitlager. Viel wichtiger ist jedoch, dass sich beim Wälzlager im Gegensatz zum Gleitlager eine Temperaturabhängigkeit zeigt. Dies wurde auch bei Wiederholungen der Versuche bei anderen Öldrücken bestätigt. Diese Temperaturabhängigkeit konnte anhand der Maximalwerte im Konstantfahrteil des Lastsprungversuchs sogar noch deutlicher nachgewiesen werden, wie Abbildung 9 zeigt. Darüber hinaus lässt sich die Temperaturabhängigkeit auch in Abbildung 7 erkennen. Über den Verlauf des zweiminütigen Konstantfahrteils, bei dem sich die Lagereinheit aufgrund von Reibverlusten aufheizt, nimmt die Amplitude der Drehzahlsynchronen Frequenz immer weiter ab. Interessanterweise treten bei diesem Prozess neue signifikante Frequenzen auf. Unter Betrachtung dieser Ergebnisse wird deutlich, dass es sinnvoll ist bei der akustischen Beurteilung von wälzgelagerten Abgasturboladern auch Messungen bei niedrigen Temperaturen zu berücksichtigen.

Korrelation zwischen Luftschall und Körperschall

Die durchgeführten Messungen zeigen, dass Luft- und Körperschall weitestgehend die gleichen Effekte und ähnliche Amplituden zeigen. Schlussfolgernd könnte man sagen, dass Beschleunigungssensoren für die akustische Bewertung von Abgasturboladern ausreichend sind. Dies ist jedoch nur zum Teil zutreffend, da sich mit der Erfassung des Luftschalls über Messmikrofone noch mehr Informationen erfassen lassen. Beispiele dafür sind das Zusammenspiel der Lagergeräusche mit den Aerodynamischen Geräuschen oder der Klang des Turboladergeräuschs, der unabhängig von der Amplitude bzw. Lautstärke angenehm oder, wie es gerade bei einigen Wälzlagermessungen auffiel, manchmal störend und unangenehm sein kann. Diese Eigenschaften waren am Luftschall leicht durch Hören, jedoch nicht anhand von Beschleunigungsamplituden zu erkennen. Letztendlich muss daher eine akustische Beurteilung eines Bauteils anhand von Tonaufnahmen geschehen. Mit der Klima- und Akustikkammer, wird dieser Vorgang, der bislang nur im Verbund mit Motor oder Gesamtfahrzeug in entsprechenden Schallmessprüfständen durchgeführt wird, nun auch für die einzelne Komponente Abgasturbolader im Heißgasprüfstand möglich.

Literatur

- [1] Eißler, W., Wiemann, B., Fausten, H., Srndt, J. et al., "Optimierung des Abgas-turboladers für den 6-Zylinder Diesel von Mercedes-Benz," 16. Aufladetechnische Konferenz, Deutschland, 29. - 30. September, 2011
- [2] Marsal, D., Davies, P., Jeckel, D., Tietze, T. et al., "A new Turbocharger bearing System as a further step to improve the overall TC Efficiency," 13. Aufladetechnische Konferenz, Deutschland, 26. – 27. September, 2008
- [3] Friesecke, A., "Studio Akustik," (PPV Medien GmbH, 2009), 46-47, ISBN: 3941531190
- [4] Görne, T., "Tontechnik," (Hanser, 2008), 72, ISBN: 9783446415911
- [5] Cremer, L., "Die wissenschaftlichen Grundlagen der Raumakustik, Bd. 2, Teil 4: Wellentheoretische Raumakustik. 2., völlig neu bearb. Aufl.," (Hirzel, 1978) 341, ISBN: 3777603155
- [6] Böckh, P. v., Wetzel, T., "Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis," (Springer Berlin Heidelberg, 2011), ISBN: 9783642159596

Störende Wälzlagergeräusche und Abhilfemaßnahmen

Cédric Geffroy, Carsten Mohr, Hannes Grillenberger

Abstract

The long lasting trend to minimize CO₂ emissions leads to several changes in the powertrain. Besides downsizing, high ratio spreads, or hybrid technologies for example, the number of rolling bearings is increasing. Their benefit is the lower friction loss compared to plain bearings and they suit better to start-stop systems as well with reduced wear when starting from standstill. Furthermore rolling bearings need less oil pump power so that the fuel consumption decreases again.

On one side rolling bearings have already replaced existing plain bearings in many applications, as for example on balance shafts. Ball bearing turbochargers are becoming more commonplace and several feasibility studies on rolling bearing cranktrains and camshafts have also been performed.

On the other side the increased complexity of powertrains leads to new auxiliary systems and thus new bearing applications.

In a first step, this paper illustrates how the bearing geometry affects the excitation frequencies. These correlations are well-known in the field of bearing diagnostics and are used for condition monitoring, too.

Secondly a few examples of bearing noises which appeared during development in the last years will be detailed:

- *Whistling noise, CVT*: how a minimal waviness leads to strong excitation.
- *Whistling noise, Clutch Release Bearing*: when kinematic excitation meets modal properties.
- *Mosquito noise, Cover Bearing*: when the cage becomes instable.

Kurzfassung

Der Trend zur Reduzierung der CO₂-Emissionen führt zu verschiedenen Änderungen im Antriebsstrang. Neben Downsizing, großen Getriebespreizungen oder Hybrid-Technologien werden zunehmend Wälzlager eingesetzt. Im Vergleich zu Gleitlagern verringern diese die Reibung und eignen sich aufgrund eines geringeren Verschleißes während des Startvorgangs besser für Start/Stopp-Systeme. Zudem reduziert der Einsatz von Wälzlagern die notwendige Ölpumpenleistung des Motors.

Daher werden Gleitlager in verschiedenen Applikationen durch Wälzlager ersetzt und sind beispielsweise bei wälzgelagerten Ausgleichswellen und Turboladern bereits in Serie, für komplett wälzgelagerte Kurbeltriebe wurden bereits zahlreiche Machbarkeitsstudien vorgestellt.

Andererseits führt die zunehmende Komplexität der Antriebsstränge, insbesondere die steigende Anzahl an Nebenaggregaten, zu neuen Wälzlager-Applikationen.

Im ersten Teil des Vortrags werden die von der Lagergeometrie abhängigen Anregungsfrequenzen vorgestellt, die üblicherweise auch für Lagerdiagnose bzw. Zustandüberwachung genutzt werden.

Im Hauptteil der Präsentation werden drei konkrete Wälzlager-Geräusche näher beleuchtet, die während der Entwicklungsphase in den letzten Jahren aufgetreten sind:

- Pfeifen, CVT: wie eine minimale Welligkeit zu einer großen Anregung führt.
- Pfeifen, Ausrücklager: wenn kinematische Anregungen und modale Eigenschaften zusammentreffen.
- Mosquito-Geräusch, Deckellager: welche Folgen Instabilitäten des Käfigs haben können.

1. Anregungsfrequenzen

Trotz modernster Herstellungsverfahren sind Vibrationen bei Wälzlagern naturgemäß vorhanden. Da sie die Performance des Lagers nicht beeinträchtigen, werden diese auch mehr oder weniger als übliche Lagercharakteristik akzeptiert.

Wenn die interne Geometrie des Wälzlagers bekannt ist, können die Anregungsfrequenzen berechnet werden. Dies wird üblicherweise für Lagerdiagnose bzw. Zustandüberwachung genutzt.

Die benötigten Formeln sind in der Norm VDI 3832 aufgelistet und können einfach in eine Excel-Tabelle eingetragen werden. Nachdem geometrische Daten wie zum Beispiel Wälzkörper- oder Teilkreisdurchmesser eingegeben wurden, können folgende Frequenzen ermittelt werden:

- BPFi (ball passing frequency inner ring)
- BPFo (ball passing frequency outer ring)
- BSF (ball spin frequency)
- FTF (cage rotational frequency)

The screenshot shows the Schaeffler BPF Table calculation software interface. The interface is green and white, featuring a sidebar with input fields for various parameters and a main area with calculated results and a diagram of a bearing cross-section.

Input Parameters:

- Rotational speed inner ring: 1000 rpm
- Rotational speed outer ring: (empty)
- Number of rolling elements: 22
- Diameter of rolling element: 4.5 mm
- Pitch circle diameter (PCD): 57 mm
- Contact angle: 30°

Output Results:

- Rotational frequency inner ring: 16.67 Hz
- Rotational frequency outer ring: 0.00 Hz
- Cage rotational frequency (FTF): 7.76 Hz
- Inner ring rollover frequency (BPFi): 195.87 Hz
- Outer ring rollover frequency (BPFo): 170.80 Hz
- Rotational frequencies rolling element: 105.06 Hz
- Rolling element rollover frequency (BSF): 210.12 Hz

Additional Settings:

- Date: 23.06.2015
- Rollover Frequencies [Hz]: (dropdown)
- Radial bearing: (dropdown)
- Exact calculation: (dropdown)
- DGBB: (dropdown)
- Output precision: 2
- Basic freq. rotating IR: (checkbox)
- Suspicious / critical frequency: (checkbox, checked)
- Waviness of the inner ring: 0.00
- Waviness of the outer ring: 0.00
- Waviness of the rolling element: 0.00

Diagram: A cross-sectional diagram of a bearing showing dimensions D_{BA} , D_i , D_{BI} , D_w , and D_{pw} .

Bild 1: Schaeffler Berechnungsprogramm basierend auf VDI 3832

2. Pfeifen - CVT

2.1 Geräuschphänomen

Eine geringe Anzahl an CVTs (Continuously Variable Transmission) wurde am End-Of-Line-Test in der Produktion akustisch auffällig und aussortiert. Der Grund war eine Erhöhung der 61. Ordnung. Diese Charakteristik konnte auf einem Akustik-Prüfstand reproduziert werden: Das Geräusch äußerte sich als Pfeifen (Bild 2).

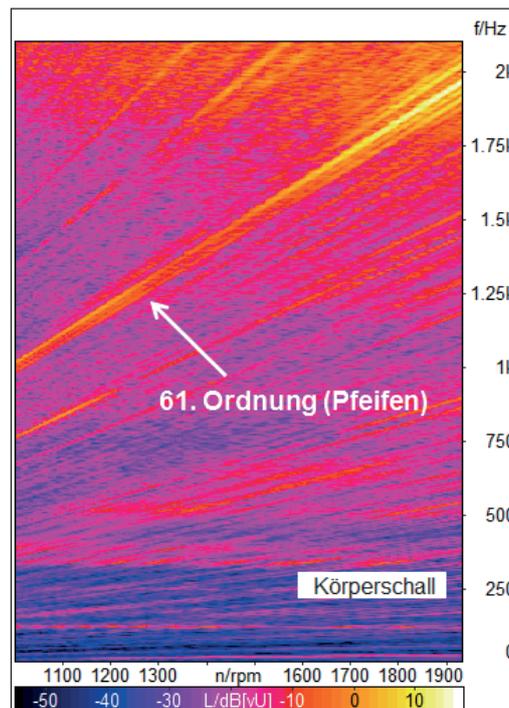


Bild 2: Körperschall bei einem n.i.O. CVT

2.2 Ursache

Der Variator des CVT besteht aus zwei von einer Stahlkette umschlungenen Scheibensätzen. Um den Verursacher zu lokalisieren, wurden verschiedene Teil-Gruppen nach und nach getauscht. Dabei stellte sich heraus, dass das Pfeifen mit dem Scheibensatz 1 wanderte: Wird der Scheibensatz 1 durch einen anderen Scheibensatz ersetzt, verschwindet das Pfeifen, und wird dieser Scheibensatz in einem anderen CVT eingebaut, wird dieses CVT akustisch auffällig. Zu berücksichtigen ist, dass der Scheibensatz 1 ohne seine Wälzlager getauscht wurde.

Da keine geometrischen Fehler auf den Scheiben gefunden wurden, wurde der Fokus auf die Wälzlager gelegt. Die Tatsache, dass der Scheibensatz 1 ohne seine Lagerungen getauscht wurde, ist nicht zu 100% korrekt. Von den vier Wälzlagern gibt es zwei („C“ und „D“ benannt), die keinen Innenring besitzen: Hier dient die Fläche am Umfang der Scheibensatzwelle 1 als innere Laufbahn.

Im Gegensatz zum Lager „C“ wies das Lager „D“ eine Welligkeit mit der 118. Ordnung und eine sehr geringe Welligkeitsamplitude von 0,1 μm auf (siehe Bild 3). Der Einbauort des Lagers „D“ ist in Bild 4 zu erkennen.

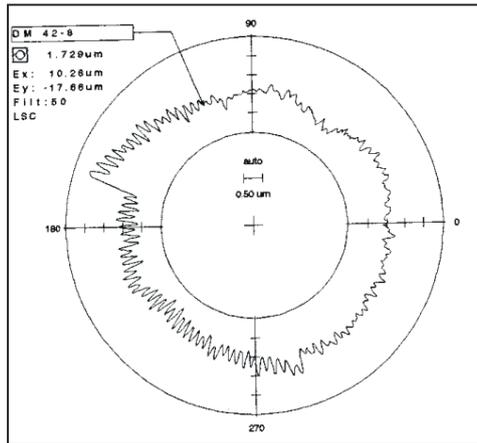


Bild 3: Welligkeitsmessung an der inneren Laufbahn des Lagers „D“

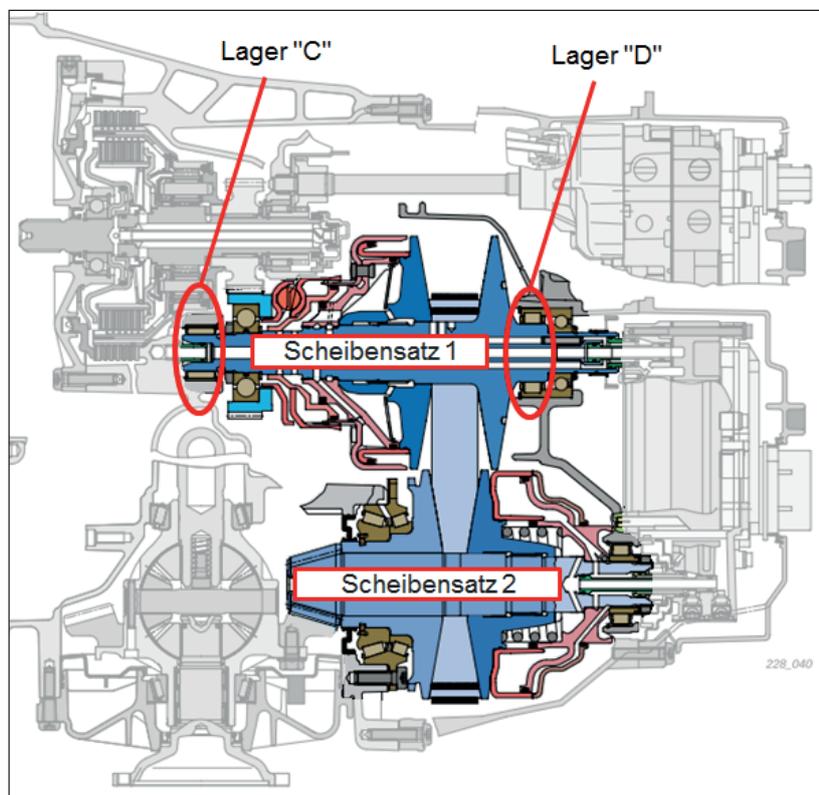


Bild 4: CVT-Getriebe und Lager „D“

Die geringe Amplitude von nur $0,1 \mu\text{m}$ darf in diesem Fall nicht unterschätzt werden, denn die 118. Ordnung passt mit der Anzahl der Wälzkörper zusammen: $118 / 7 = 6,941... = 7$. Dies bedeutet, dass sich die Wälzkörper in Phase bewegen und das Lager sich wie ein Shaker verhält.

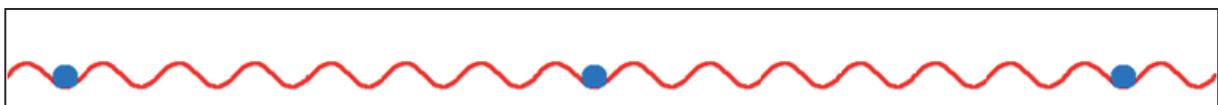


Bild 5: Wälzkörperbewegung in Phase

Ein Quotient von 6,5 oder 7,5 (auf halber Höhe zwischen zwei ganzen Zahlen) würde eine perfekt phasenverschobene Situation ergeben, in der sich jeder zweite Wälzkörper in einem „Tal“ befindet, während sich die anderen auf einem „Berg“ aufhalten. Theoretisch reduziert dies die Weganregung erheblich. In der Praxis muss jedoch die Wellenlänge und das tangential Taschenspiel des Käfigs betrachtet werden: Wenn die Wellenlänge sehr klein ist (bzw. die Ordnung hoch) und das Taschenspiel groß, dann werden die Wälzkörper bei radialer Last dank des Spiels ihr eigenes Tal finden, sodass die Phasenverschiebung nicht mehr gewährleistet ist, selbst mit einem halbzahligen Quotienten.

Es wurde berechnet, welche Anregungsfrequenz die gemessene Welligkeit mit der 118. Ordnung erzeugt: Tatsächlich stimmt sie mit der 61. Ordnung, bezogen auf die Eingangsdrehzahl, überein. Somit wurde bewiesen, dass die Welligkeit mit der 118. Ordnung an der Innenlaufbahn von Lager „D“ der Grund für das Pfeifen mit der 61. Ordnung ist.

Weitere Untersuchungen wurden durchgeführt, um den Einfluss der Welligkeitsamplitude auf den subjektiven Eindruck im Fahrzeug zu ermitteln. Das aussortierte CVT wurde in ein Fahrzeug montiert und das im Innenraum hörbare Pfeifen mit der Note 3 bewertet (VDI 2563 bzw. ATZ-Skala). Anschließend wurde die Innenlaufbahn des Lagers bis auf eine Amplitude von 0,05 µm nachbearbeitet, was die Note im Fahrzeug auf den Wert von 7 verbesserte.

Das Nachbearbeiten von 0,1 µm auf 0,05 µm verbessert somit die subjektive Note von 3 auf 7, was aber bedeutet, dass das Pfeifen trotz dieser sehr geringen Welligkeitsamplitude immer noch hörbar ist. Die Reduzierung der Amplitude ist damit keine realistische Abhilfe, vielmehr muss das Entstehen der Welligkeit verhindert werden.

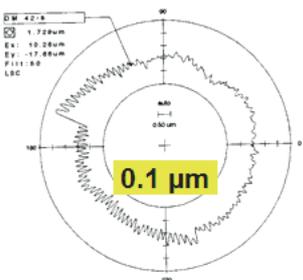
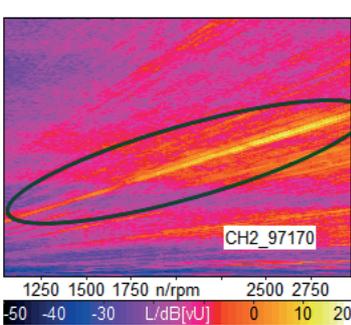
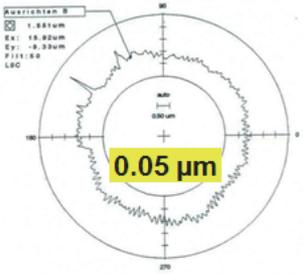
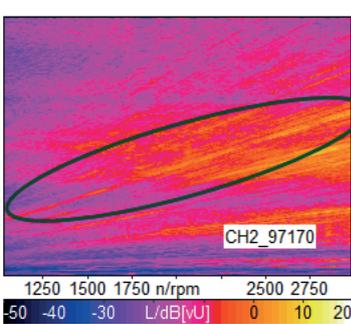
Amplitude Welligkeit Achse "D" 118. Ordnung	Analyse am Prüfstand	Subjektive Bewertung im Fahrzeug
 <p style="text-align: center;">0.1 µm</p>		<h1 style="font-size: 48px;">3</h1> <p>VDI 2563 / ATZ Skala</p>
<p style="text-align: center; color: green; font-weight: bold;">Nach- bearbeitung</p>  <p style="text-align: center;">0.05 µm</p>		<h1 style="font-size: 48px;">7</h1> <p>VDI 2563 / ATZ Skala</p>

Bild 6: Einfluss der Welligkeitsamplitude auf die subjektive Benotung

2.3 Abhilfe

Das Ziel war es nicht nur zu verstehen, wie die Welligkeit entstand, sondern vor allem, warum nur eine sehr geringe Anzahl an CVTs davon betroffen war.

Während des Schleifprozesses der Innenlaufbahn von Lager „D“ dreht sich sowohl die Welle des Scheibensatzes 1 als auch die Schleifscheibe. Da sich der Durchmesser der Schleifscheibe mit der Zeit verringert und eine konstante Schnittgeschwindigkeit gewährleistet werden soll, wird die Drehzahl der Schleifscheibe automatisch gesteigert, während die Drehzahl des Werkstücks konstant bleibt. Die Schleifscheibe hat eine Lebensdauer von ungefähr 11000 Teilen, bevor ihr minimaler Durchmesser erreicht wird und diese durch eine neue Schleifscheibe ersetzt wird.

Zusätzlich wird die Schleifscheibe regelmäßig abgerichtet. Dieser Prozess, der durch ein Diamant-Abrichtrad durchgeführt wird, findet jeweils nach der Bearbeitung von 10 Bauteilen statt. Die Schleifmaschine ist im Bild 7 dargestellt.

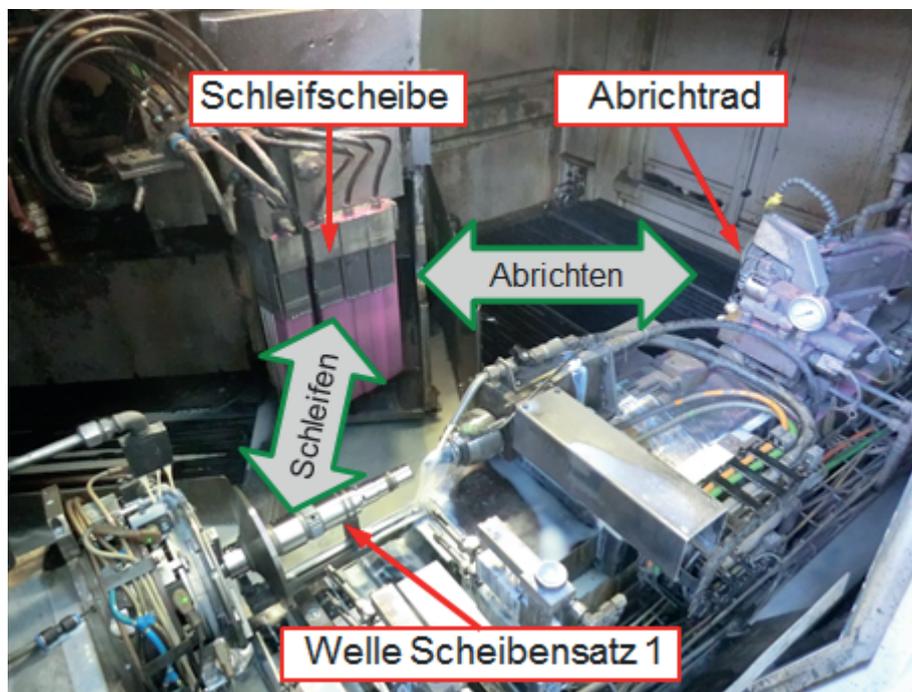


Bild 7: Die Schleifmaschine

Verschiedene Untersuchungen haben ergeben, dass die Welligkeit nur dann erzeugt wird, wenn das Drehzahlverhältnis zwischen Schleifscheibe und Werkstück einen ganzzahligen Wert erreicht. Dieser Betriebspunkt wird während der Lebenszeit der Schleifscheibe zweimal erreicht, nämlich: bei 1143 rpm (Faktor 9) und bei 1270 rpm (Faktor 10), siehe Bild 8. Die wenigen Bauteile, die in diesen schmalen Betriebsfenstern bearbeitet werden, weisen diese Welligkeit auf, da jeweils alle 9 bzw. 10 Umdrehungen dieselben Flächenteile von Schleifscheibe und Werkstück aufeinander treffen und somit keine Phasenverschiebung gewährleistet ist.

Auch beim Abrichten konnte dieses Phänomen identifiziert werden: Das Abrichtrad erzeugte Wellen auf der Schleifscheibe bei ganzzahligen Drehzahlverhältnissen. Die Abhilfemaßnahme bestand darin, die Ansteuerung der Schleifmaschine so zu optimieren, dass ganzzahlige Drehzahlverhältnisse sowohl für den Schleifprozess als auch für den Abrichtprozess vermieden werden.

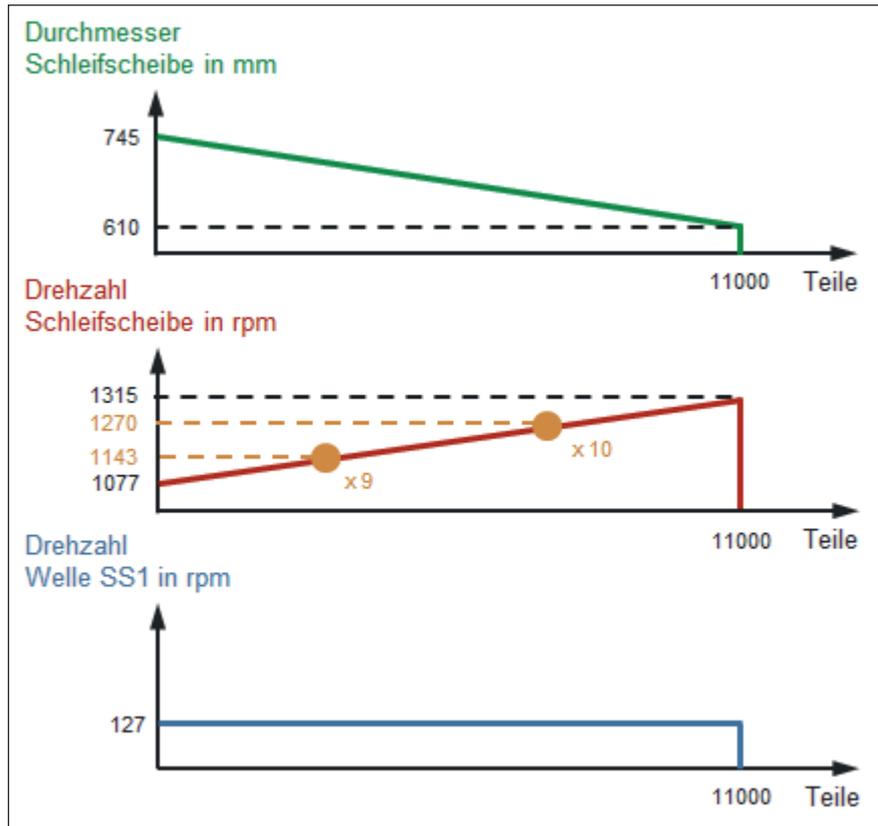


Bild 8: Kritische Betriebspunkte über der Lebenszeit der Schleifscheibe

3. Pfeifen - Ausrücklager

3.1 Geräuschphänomen

Ein Pfeifgeräusch mit 1570 Hz ist bei Vorserienfahrzeugen mit einem bestimmten manuellen Getriebe aufgefallen. Verschiedene Voraussetzungen mussten erfüllt werden, um das Geräusch zu reproduzieren:

- kalte Bedingungen ($< 3\text{ °C}$)
- erhöhter Leerlauf ($\sim 1150\text{ rpm}$), zum Beispiel wegen kaltem Motorstart
- definierter Kupplungspedalweg (500 N axiale Kraft bzw. 7,5 bar Hydraulikdruck)

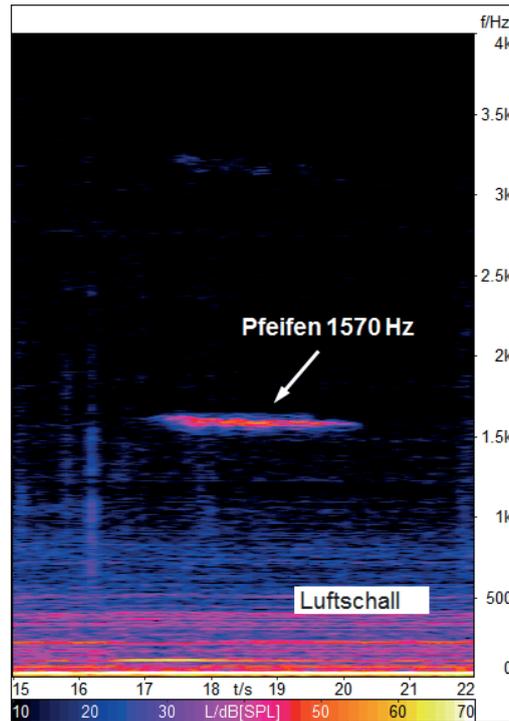


Bild 9: Pfeifen vom Ausrücklager

3.2 Ursache

Das Pfeifen wurde durch das Ausrücklager erzeugt, welches sich zwischen der Tellerfeder und dem Nehmerzylinder befindet, siehe Bild 10. Beim Betätigen des Kupplungspedals drückt der Nehmerzylinder samt Ausrücklager gegen die Tellerfeder. Dadurch wird die Kraft von der Anpressplatte so weit reduziert, dass die Kupplungsscheibe frei wird.

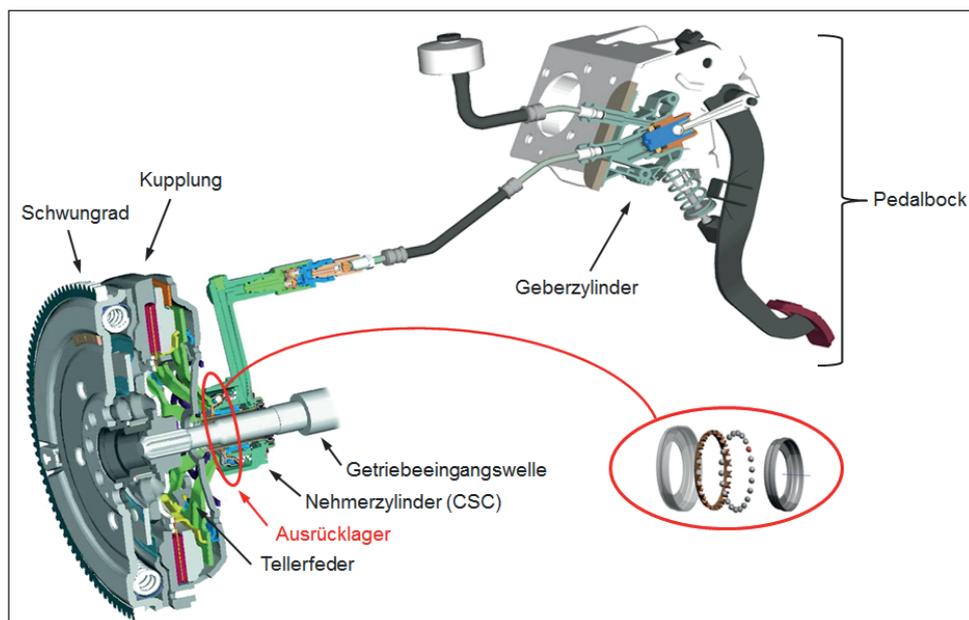


Bild 10: Das Ausrücksystem

Bild 11 stellt beispielhaft eine Körperschallmessung dar, bei der kein Pfeifgeräusch aufgetreten ist. Trotzdem können in dieser Messung ein paar Auffälligkeiten beobachtet werden: so ist eine Strukturresonanz vorhanden, die von der axialen Lagerkraft abhängig ist (siehe grüne Kurve im Campbell-Diagramm). Zudem sind horizontale Linien zu erkennen, die mit der Drehzahl korrelieren. Das Zusammentreffen der lastabhängigen Kurve und der drehzahlabhängigen Linien erzeugt Amplitudenüberhöhungen, welche in Bild 11 durch Explosionssymbolen gekennzeichnet sind.

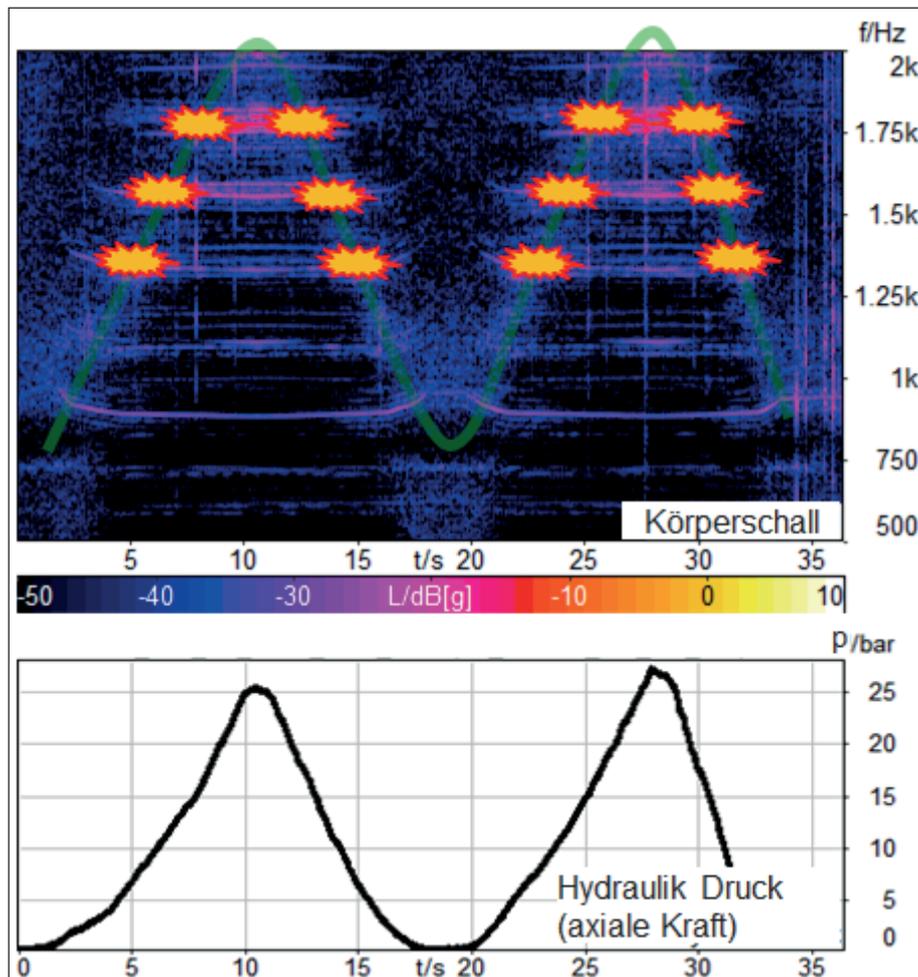


Bild 11: Körperschall bei konstanter Drehzahl und variabler axialer Last

Die Erklärung hierzu wird in Bild 12 schematisch dargestellt. Gezeigt wird dabei die Auswirkung, wenn eine kinematische Anregung auf modale Eigenschaften trifft.

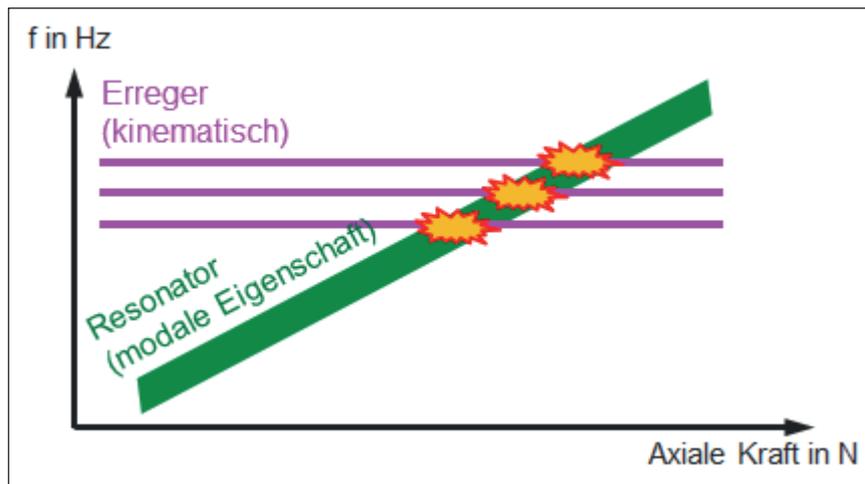


Bild 12: Schematischer Zusammenhang: wenn Erreger und Resonator zusammentreffen

Das Ziel war es, sowohl den Erreger als auch den Resonator zu identifizieren. Da es keine Stick-Slip Effekte gab, können nur die Überrollfrequenzen die Rolle des Erregers spielen. Bezüglich des Resonators wurde zuerst die Tellerfeder in Betracht gezogen, da diese leicht erregbar ist und ihre Geometrie in Form einer dünnen großflächigen Platte einem Lautsprecher ähnelt. Diese Vermutung konnte jedoch durch einen Schwarz-Weiß-Versuch widerlegt werden: Dazu wurde die komplette Kupplung durch eine Dummy-Masse ersetzt und trotz Abwesenheit der Tellerfeder war das Pfeifen mit unveränderter Frequenz nach wie vor vorhanden.

Mit Hilfe einer Modalanalyse konnte schließlich der Resonator ausfindig gemacht werden: Der Innenring hat eine Kipp-Mode, deren Schwingfrequenz mit der Frequenz des Pfeifens übereinstimmt. Die Berechnung in Bild 13 zeigt, dass die Frequenz der Kipp-Mode des Innenrings bei einer Axialkraft von 500 N ungefähr 1570 Hz beträgt. Dies entspricht gerade der Last, die im Fahrzeug ausgeübt werden muss, um das Pfeifen zu erzeugen (500 N bzw. 7,5 bar im Ausrücksystem).

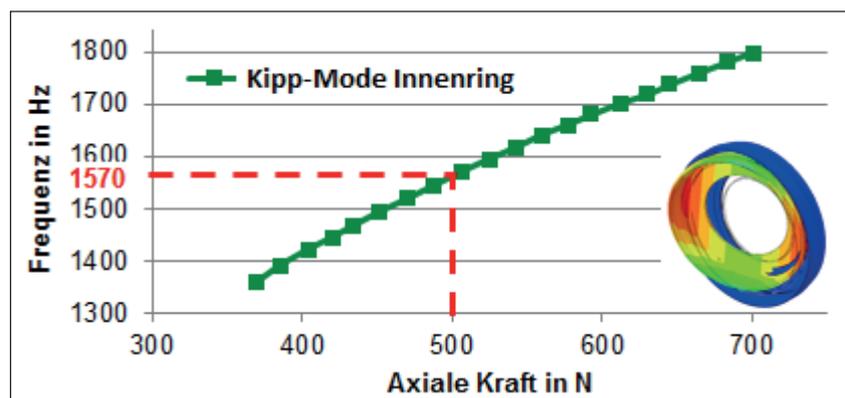


Bild 13: Modalanalyse, Frequenz der Kipp-Mode des Innenrings in Abhängigkeit von der axialen Last (1570 Hz bei ~500 N)

Damit sind Erreger und Resonator zumindest grundsätzlich identifiziert, denn die Höherharmonischen der Überrollfrequenzen regen die Kipp-Mode des Innenrings an. Um welche Überrollfrequenzen (BPFI, BPFO...) und um welche Höherharmonischen es sich bei der Erregung genau handelt, muss noch geklärt werden.

Ein Blick in der BPF-Tabelle (Bild 14), die die Höherharmonischen der Überrollfrequenzen auflistet, liefert erste Antworten: eine Anregung mit 1570 Hz wird sowohl von der 7. Ordnung der BPFi, der 8. Ordnung der BPFo und der 13. Ordnung der BSF erzeugt. Bei der Übertragung dieser Frequenzen in einem Diagramm mit einer einzelnen Frequenzachse wird ersichtlich, dass es sich hier um eine Überlappung der Überrollfrequenzen handelt: 1570 Hz ist der einzige Punkt, an dem diese Höherharmonischen der Überrollfrequenzen genau aufeinander liegen. Und diese Frequenz von 1570 Hz entsprach auch der des Pfeifens, das im Versuch stets reproduziert werden konnte. Andere Frequenzen wie 1350 Hz und 1790 Hz konnten am Prüfstand nur sehr selten und im Auto nie reproduziert werden. Auch bei diesen Frequenzen lässt sich eine mehr oder weniger präzise Überlappung der Überrollfrequenzen erkennen. Außerdem kann aus Bild 14 herausgelesen werden, dass die Überlappung von BPFi und BPFo ausreicht bzw. gewichtiger ist als die Überlappung aller drei Überrollfrequenzen.

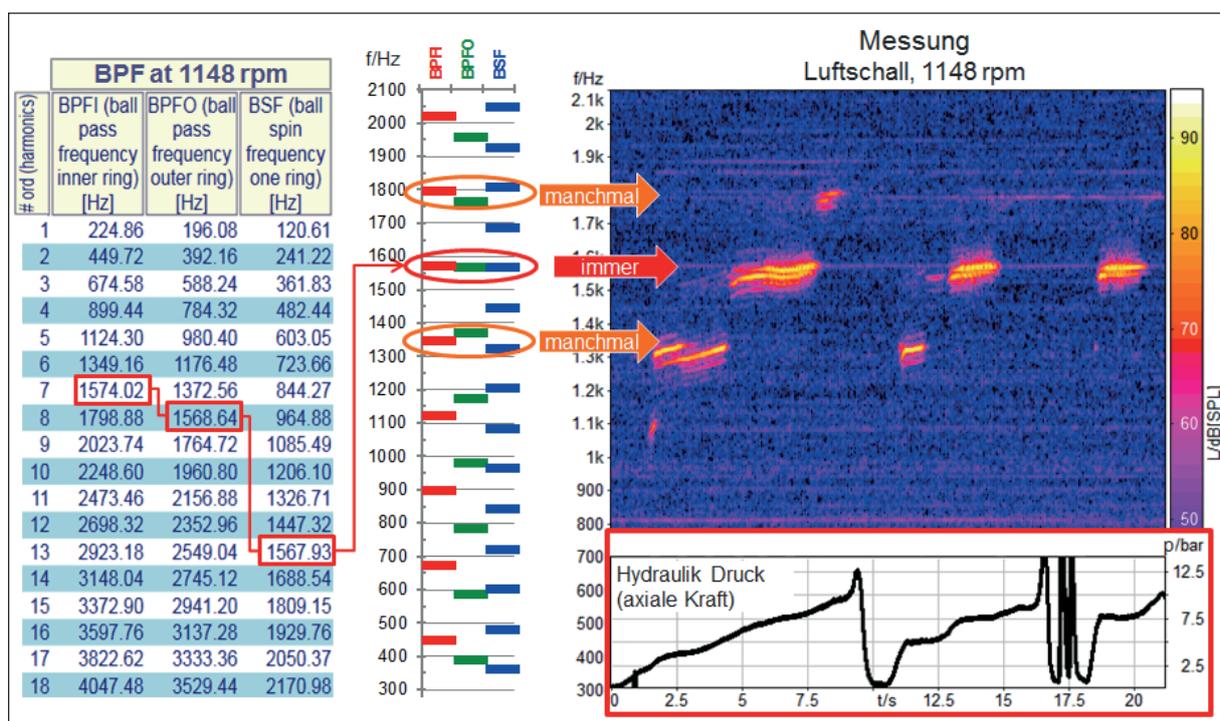


Bild 14: Einfluss der Überlappung der Überrollfrequenzen

3.3 Abhilfe

Da die Überrollfrequenzen auf die resonante Kipp-Mode des Innenrings treffen, gibt es zwei Möglichkeiten das Problem zu beheben: entweder Änderungen am Erreger oder Änderungen am Resonator.

Letzteres würde bedeuten die Eigenfrequenz der Kipp-Mode zu verschieben oder zu bedämpfen. Eine Frequenzverschiebung würde den Betriebspunkt des Pfeifens nur ändern, und das Bedämpfen ist bezüglich Kosten und konstruktiver Umsetzung schwer realisierbar. Außerdem scheint ein Erfolg dieser Maßnahme nicht zwangsläufig garantiert.

Die Amplitude des Erregers kann jedoch mittels eines geänderten Käfigs deutlich reduziert werden: Eine unregelmäßige Verteilung der Wälzkörper reicht aus, um die

Überrollfrequenzen in ihrer Amplitude deutlich zu reduzieren und sie gleichzeitig spektral zu verbreitern, siehe Bild 15. Während eine gleichmäßige Verteilung der Wälzkörper einzelne Überrollfrequenzen und deren Höherharmonische erzeugt, verursacht die ungleichmäßige Verteilung zwar mehr Seitenbänder, jedoch mit deutlich reduzierter Amplitude. Das gleiche Prinzip einer sog. Störteilung wird auch beispielsweise bei Reifenprofilen, Ventilatoren oder CVT-Ketten eingesetzt.

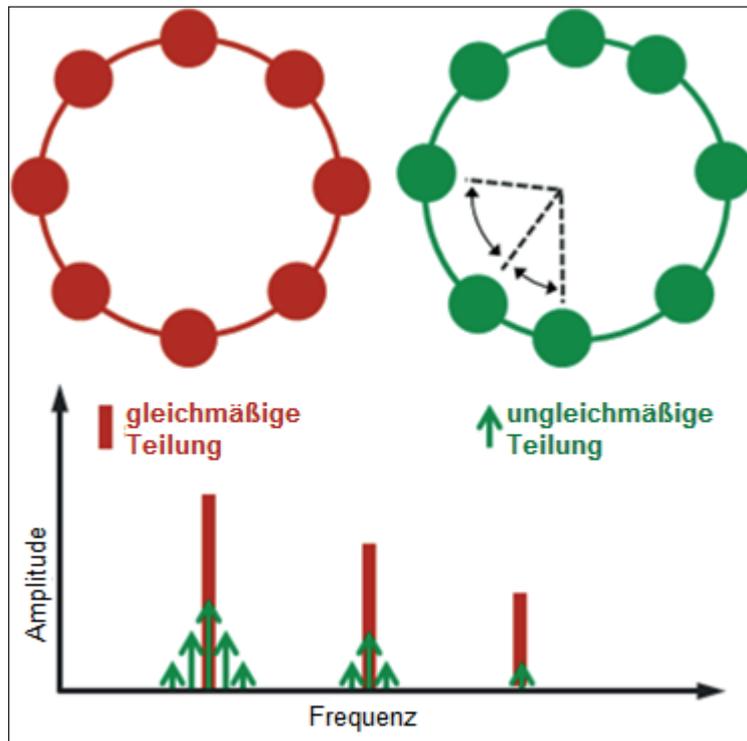


Bild 15: Theoretische Spektren gleichmäßiger und ungleichmäßiger Wälzkörperverteilung

Diese Lösung wurde implementiert und in Bild 16 werden der alte und der neue Käfig miteinander verglichen. Die geometrischen Unterschiede sind sehr gering und fallen auf den ersten Blick nicht auf. Doch diese geringen Teilungsdifferenzen reichten aus, um das Pfeifen auch unter kritischen Prüfstandbedingungen reproduzierbar abzustellen.

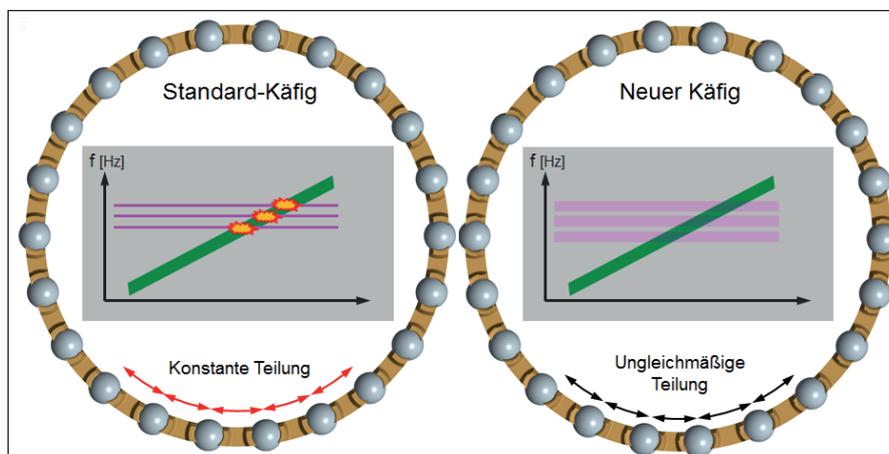


Bild 16: Vergleich zwischen Standard-Käfig und neuem Käfig

4. Rasseln und Mosquito-Geräusche – Deckellager

4.1 Geräuschphänomen

Ein sogenanntes Mosquito-Geräusch ist bei Vorserienfahrzeugen mit trockener Doppelkupplung aufgefallen. Das folgende Campbell-Diagramm stellt das auf einem Prüfstand aufgenommene Mosquito-Geräusch dar, sowie das davor auftretende Geräuschphänomen Rasseln, welches oft im Zusammenhang zu hören war.

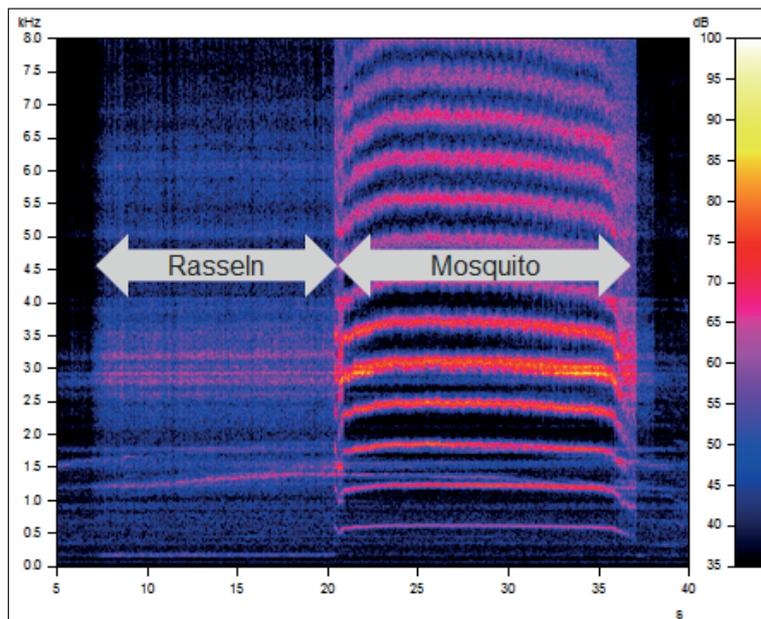


Bild 17: Rasseln und Mosquito-Geräusch

Beide Geräusche wurden vom Deckellager verursacht. Dieses lagert den Nehmerzylinder im Deckel der Kupplung, nimmt die Ausrückkraft auf und führt die Kupplung radial auf der Getriebeseite (Bild 18).

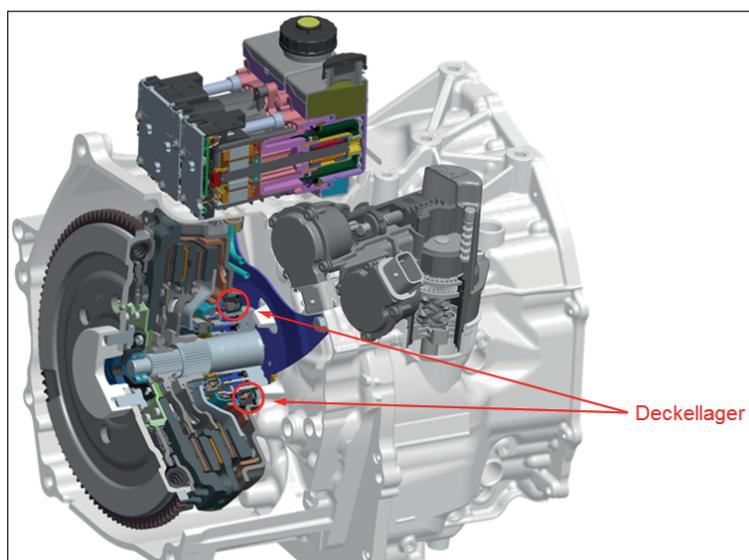


Bild 18: Einbauort des Deckellagers

4.2 Ursache

Die Visualisierung des Lagers während des Rasselns mittels eines Stroboskops zeigte einen zitternden bzw. springenden Käfig. Für die Aufnahmen des Mosquito-Geräuschs wurde eine Highspeed Kamera benutzt: Hier konnten radiale wellenförmige Verformungen beobachtet werden (Bild 19). Somit werden beide Geräusche durch Käfiginstabilitäten verursacht.

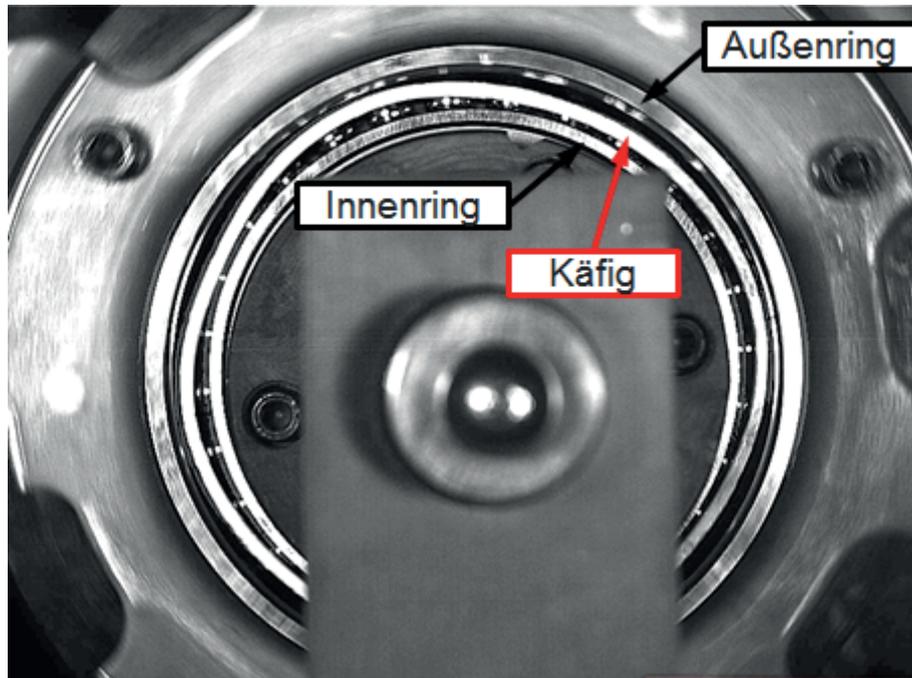


Bild 19: Highspeed Kamera Aufnahme während des Mosquito-Geräuschs

Die Dynamik des Käfigs konnte mittels eines intern bei Schaeffler entwickelten Mehrkörpersimulationsprogramms namens CABA 3D analysiert werden, welches für alle Wälzlagerarten geeignet ist.

In Summe wurden so vier unterschiedliche Betriebszustände des Käfigs ermittelt:

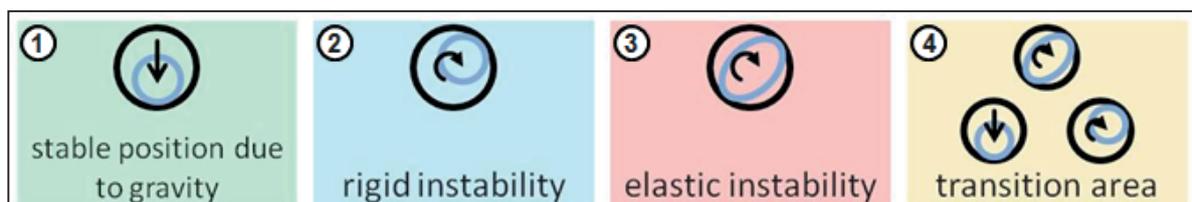


Bild 20: Betriebszustände des Käfigs

Der erste Zustand ist der Schwerkraft geschuldet: Die Position des Käfigs ist nicht zentriert, sondern bleibt stets unten, besonders bei niedrigen Drehzahlen und geringer Reibung.

Der zweite Zustand ist die Starrkörperinstabilität. Bild 21 erklärt wie sie von A nach D aufschwingt: Da der Käfig bedingt durch die Schwerkraft beide waagrechte Kugeln

berührt (A), wird er durch die Reibkraft nach rechts verschoben (B). Nun sind die Kontaktkräfte bzw. Reibkräfte senkrecht ausgerichtet und der Käfig wird nach oben verschoben (C), und so weiter...

Der dritte Zustand (eine elastische Instabilität) ist ebenfalls eine Folge der Reibung zwischen den Kugeln und dem Käfig, siehe Bild 22. Die leichte Ovalisierung des Käfigs, welche im zweiten Zustand der Starrkörperinstabilität vorkommen kann, erzeugt neue Kontaktpunkte zwischen den Kugeln und dem Käfig. Die Reibkräfte in diesen Punkten ziehen den Käfig nach außen bzw. nach innen, je nachdem welcher Punkt betrachtet wird, und erzeugen so eine elastische Welle entlang des Umfangs. Der vierte und letzte Zustand stellt eine Mischform aus der elastischen Instabilität und der Starrkörperinstabilität dar.

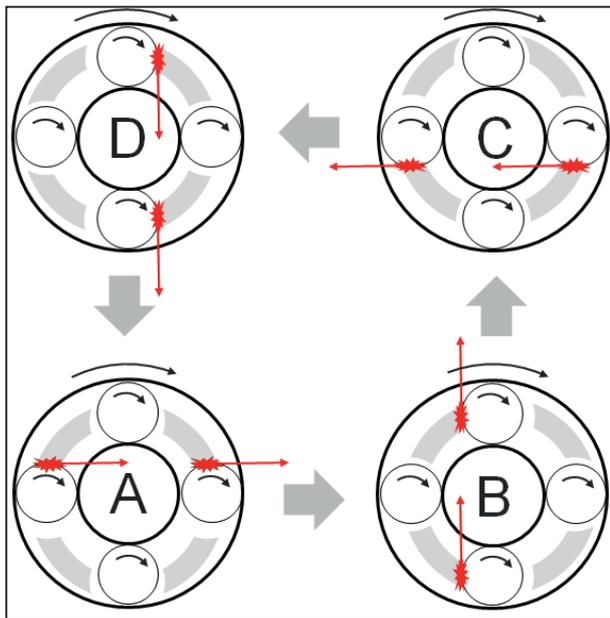


Bild 21: Starrkörperinstabilität

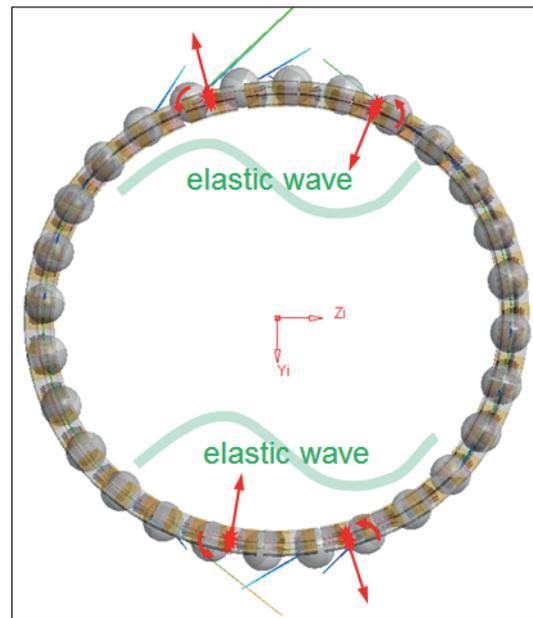


Bild 22: Elastische Instabilität

Der Zusammenhang zwischen diesen Betriebszuständen des Käfigs und den Betriebspunkten konnte ebenfalls simuliert werden. Bild 23 stellt die Zustände bei konstanter Kraft, in Abhängigkeit von der Reibung und der Drehzahl dar. In Bild 24 wird die Drehzahl konstant gehalten und die beiden anderen Parameter werden variiert. Solange die Reibung niedrig bleibt, können die Zustände 2, 3 und 4 nicht auftreten.

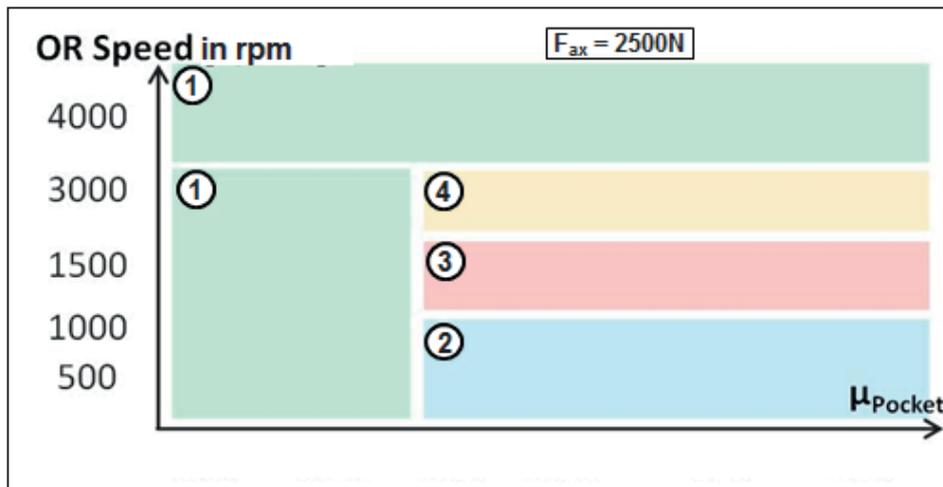


Bild 23: Betriebszustände des Käfigs in Abhängigkeit von Reibung und Drehzahl bei konstanter Kraft.

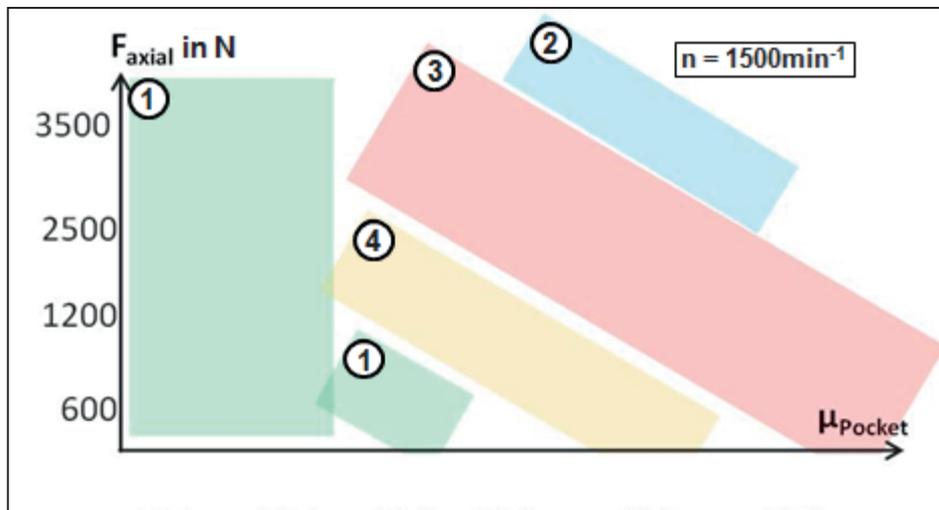


Bild 24: Betriebszustände des Käfigs in Abhängigkeit von Reibung und Kraft bei konstanter Drehzahl

4.3 Abhilfe

Die Reibung zwischen Kugeln und Käfig wurde als Haupteinflussparameter für das Auftreten dieser Käfiginstabilitäten und damit als Hauptursache für die Geräusche identifiziert. Deshalb wurden verschiedene mögliche Abhilfen untersucht, bei denen der zum Einsatz kommende Fetttyp, die Taschengometrie, sowie generell die Käfiggeometrie variiert wurden, ohne dabei die Funktion der Käfigführung zu gefährden. Bei der finalen Lösung mit Fett- und Käfiggeometrieänderung konnte sowohl das Rasseln als auch das Mosquito-Geräusch reproduzierbar abgestellt und die Dauerläufe erfolgreich absolviert werden.

5. Zusammenfassung

Zur Reduzierung von CO₂-Emissionen werden immer häufiger Wälzlager anstelle von Gleitlagern eingesetzt. In ungünstigen Fällen können Wälzlager jedoch zu unangenehmen Vibrationen führen.

In diesem Paper wurden einerseits die von der Geometrie abhängigen üblichen Anregungsfrequenzen erläutert und andererseits drei Geräuschphänomene beschrieben, die während der Entwicklungsphase aufgetreten sind. Anhand dieser Erklärungen sollen Ideen und Arbeitstechniken vermittelt werden, die in der Wälzlagerakustik hilfreich eingesetzt werden können:

- *Berechnung der Überrollfrequenzen (BPF)*
Wenn die interne Geometrie des Wälzlagers bekannt ist, können die Anregungsfrequenzen inklusive der Höherharmonischen berechnet werden. Dies wird üblicherweise für Lagerdiagnose bzw. Zustandsüberwachung genutzt.
- *Welligkeiten auf Laufbahnen*
Eine Welligkeit auf einer der Laufbahnen kann selbst bei minimaler Amplitude zu Pfeifgeräuschen führen. Dies ist vor allem dann der Fall, wenn deren Ordnung mit der Anzahl der Wälzkörper in einem ganzzahligen Verhältnis steht oder wenn die Ordnung sehr hoch verglichen mit der Anzahl der Wälzkörper ist. Auch der Schleifprozess der Laufbahnen sollte bezüglich ganzzahliger Drehzahlverhältnisse überprüft werden.
- *Zusammentreffen von Überrollfrequenzen und modaler Eigenschaften*
Überrollfrequenzen sowie die Überlappung derer Höherharmonischen können Eigenmoden des Lagers anregen. Die Amplituden der Überrollfrequenzen können durch einen sogenannten stochastischen Käfig mit ungleichmäßiger Teilung stark reduziert werden.
- *Käfiginstabilität*
Die Reibung zwischen den Wälzkörpern und dem Käfig kann letzteren zum Schwingen bringen. Die Überprüfung kann mittels eines Stroboskops oder einer Highspeed Kamera erfolgen. Mögliche Abhilfemaßnahmen sind die Änderung des Fetts und der Käfiggeometrie.

Referenzen / Literatur

- [1] Grillenberger, H.: „Elastische Käfiginstabilität in Wälzlagern - Simulation und Versuch“, Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen, 7 - 8 March 2015.
- [2] Lösch, J.: LuK interne Berichte, Pfeifen CVT.

AKTIVE UND PASSIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG

Aktuelle Entwicklungen im Bereich Active Noise Control

Christoph Kolb

Abstract

Active noise control (ANC) can be an effective strategy to reduce low-frequency tonal noise inside an enclosure, like the interior of an automobile. Configurations commonly applied today use the on-board loudspeakers of the audio system together with error sensors located in the ceiling of the car interior. As the performance of those global control strategies descend towards locally restricted influence for increasing frequency, active acoustic headrests can be used to locate the controllable region close to the passenger's ear. Thereby the operational frequency range and thus the applicable scenarios can be extended compared to conventional ANC approaches.

With this perspective in mind insights on the basic concepts responsible for the operational characteristics of acoustic headrests installed inside passage cars will be given. These fundamental principles are then used to determine strengths as well as limits of active noise control applied by active acoustic headrests. By evaluating the results of acoustic measurement conducted within a demonstration vehicle the theoretical considerations are supplemented by practical use-case scenarios including considerations for potential production applications.

Kurzfassung

Die aktive Geräuscherdrückung kann als wirkungsvolle Möglichkeit zur Reduktion von tieffrequentem, tonalem Störschall in geschlossenen Räumen, wie etwa dem Innenraum eines Fahrzeuges, eingesetzt werden. Derzeit angewandte Ansätze verwenden die vorhandenen Lautsprecher des Audiosystems in Verbindung mit Fehlermikrofonen, welche im Fahrzeughimmel verbaut sind. Da das Minderungspotential solcher globaler Kontrollansätze mit steigender Frequenz in einen lokal beschränkten Einflussbereich um die Fehlermikrofone übergehen, kann die kontrollierbare Zone durch Verwendung aktiver akustischer Kopfstützen nahe der Ohren der Passagiere platziert werden. Somit können der Arbeitsfrequenzbereich und damit die möglichen Anwendungsszenarien im Vergleich zu herkömmlichen ANC-Ansätzen ausgeweitet werden.

Vor diesem Hintergrund werden die grundlegenden Mechanismen, welche für die funktionalen Eigenschaften von akustischen Kopfstützen im Fahrzeuginnenraum verantwortlich sind, dargestellt. Diese werden verwendet, um die Stärken und Grenzen von akustischen Kopfstützen für die aktive Geräuscherdrückung zu bestimmen. Durch die Auswertung akustischer Messungen innerhalb eines Demonstrationsfahrzeugs

werden die theoretischen Überlegungen durch praktische Anwendungsbeispiele ergänzt. Hierbei werden auch Gesichtspunkte in Bezug auf die Produktumsetzung einbezogen.

1. Grundlagen

1.1 Aktive Geräuschunterdrückung in Fahrzeugen

Wenn es um die Aufgabe der Reduktion ungewünschten Störschalls geht, sind passive Maßnahmen, wie etwa Dämmung oder Absorption, üblicherweise die primären Mittel der Wahl. Störschall, welcher maßgeblich durch hochfrequente Anteile geprägt ist, lässt sich mit Hilfe solch passiver Ansätze meist effektiv bekämpfen. Überwiegen jedoch tieffrequente Anteile, so lassen sich diese mit passiven Methoden auf Grund von Gewicht und Größe der notwendigen Gegenmaßnahmen nur schwer mit diesen herkömmlichen Verfahren reduzieren. Eben für den unteren Spektralbereich des wahrnehmbaren Schalls bietet sich daher die aktive Geräuschunterdrückung (ANC) an.

Ihr grundlegendes Konzept ist etwa in einem Patent von 1933 vom deutschen Physiker Paul Lueg auf anschauliche Weise beschrieben [3]: Im Fall einer einzelnen Primärschallwelle, welche sich in einem Rohr eindimensional fortpflanzt, kann deren Ausbreitung durch die Abstrahlung einer geeigneten Sekundärschallwelle über einen Lautsprecher in Ausbreitungsrichtung effektiv unterbunden werden. Hierzu wird der Primärschall durch ein Mikrofon detektiert und phasengedreht über die Sekundärschallquelle ausgegeben. Durch Superposition der beiden Schallwellen und das Prinzip der destruktiven Interferenz löschen sich die beiden Schallwellen in Ausbreitungsrichtung der Theorie nach komplett aus.

In einem verallgemeinerten Szenario wird das räumliche Primäreschallfeld durch mehrere Fehlersensoren detektiert und durch die Wiedergabe eines zu diesem phaseninvertierten Sekundärschallfelds über mehrere Sekundärquellen ausgelöscht. Die zu beeinflussende Größe ist hierbei das zeitliche Schallfeld, welches an allen relevanten Orten zu kontrollieren ist.

Vor dem Hintergrund der erforderlichen Phaseninvertierung in Echtzeit bilden tonale Störgeräuschanteile auf Grund ihrer Periodizität die primäre Gruppe von akustischen Störsignalen, welche sich mit Hilfe von ANC effektiv reduzieren lassen. Ist deren Frequenzabhängigkeit zudem von einer zugänglichen Steuergröße bestimmt, so kann dieses korrelierte Referenzsignal zur Störfrequenzbestimmung in einer Steuerung verwendet werden.

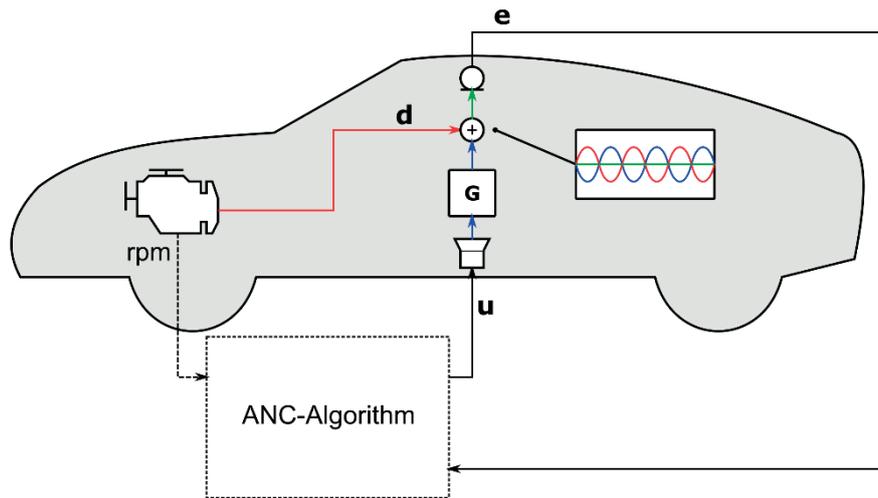


Abbildung 1: Funktionsweise von ANC in Fahrzeugen

Tonale Komponenten entstehen in der Praxis beispielsweise im Zusammenhang mit rotierenden Elementen. Hierbei ist die Frequenz der auftretenden Störanteile von der Drehzahl des rotierenden Systems abhängig, so dass diese als Referenzsignal verwendbar ist. Einen populäreren Anwendungsfall stellt der Verbrennungsmotor in Fahrzeugen dar, in welchem sich die dominanten Schallanteile in Form von diskreten Vielfachen (Ordnungen) der Zündfrequenz zeigen, welche somit als Referenzsignal dienen kann. Die regulären Audiolautsprecher im Innenraum des Fahrzeugs können zudem als Sekundärschallquellen verwendet werden, so dass lediglich Fehlermikrofone als Zusatzkomponenten installiert werden müssen. Diese dienen dabei zur Rückmeldung des Regelziels (die Minimierung des Schallpegels an den Fehlermikrofonen), entsprechend dessen die erzeugten Sekundärsignale in Amplitude und Phase angepasst werden. Dieser grundlegende Aufbau ist in Abb. 1 dargestellt.

1.2 Globale Minderung

Aus den vorangegangenen Überlegungen mit diskreter Anzahl an Fehlermikrofonen ergibt sich die Frage nach dem örtlichen Einflussbereich, in welchem die Störsignale reduziert werden können. Da im Falle eines Fahrzeugs optimaler Weise die Geräuschkulisse im gesamten Fahrzeuginnenraum kontrolliert werden soll, strebt der primäre Ansatz im Allgemeinen nach einer globalen Minderung. In welchen Grenzen diese Maßgabe realisierbar ist und welche physikalischen Beschränkungen einen lokal beschränkten Wirkungsbereich erzwingen, verdeutlichen die nachfolgenden Überlegungen.

Um die Effektivität eines globalen Wirkungsbereichs zu beschreiben, kann die gesamte akustische Energie E_p im zu kontrollierenden Raum V verwendet werden [4].

$$E_p = \frac{1}{4\rho_0 c_0^2} \int |p(x)|^2 dV \quad (1)$$

Hierbei bezeichnet ρ_0 die Luftdichte, c_0 die Schallgeschwindigkeit und $p(x)$ den zeitlich gemittelten Schalldruck am Ort x .

Grafisch ist das Potential zur globalen Minderung (mit einem Sekundärlautsprecher im Raum) in Abb. 2 dargestellt, wobei die modale Überlappung M als Bezugsgröße dient.

$$M \approx \frac{4\pi\xi V f^3}{c_0^3} \quad (2)$$

Hierbei bezeichnet ξ die Dämpfung der Raummoden und f die Frequenz. Mit zunehmender Überlappung bzw. Dichte der akustischen Moden, welche maßgeblich von der betrachteten Frequenz und der Dämpfung abhängig ist, reduziert sich die global erreichbare Minderung rapide.

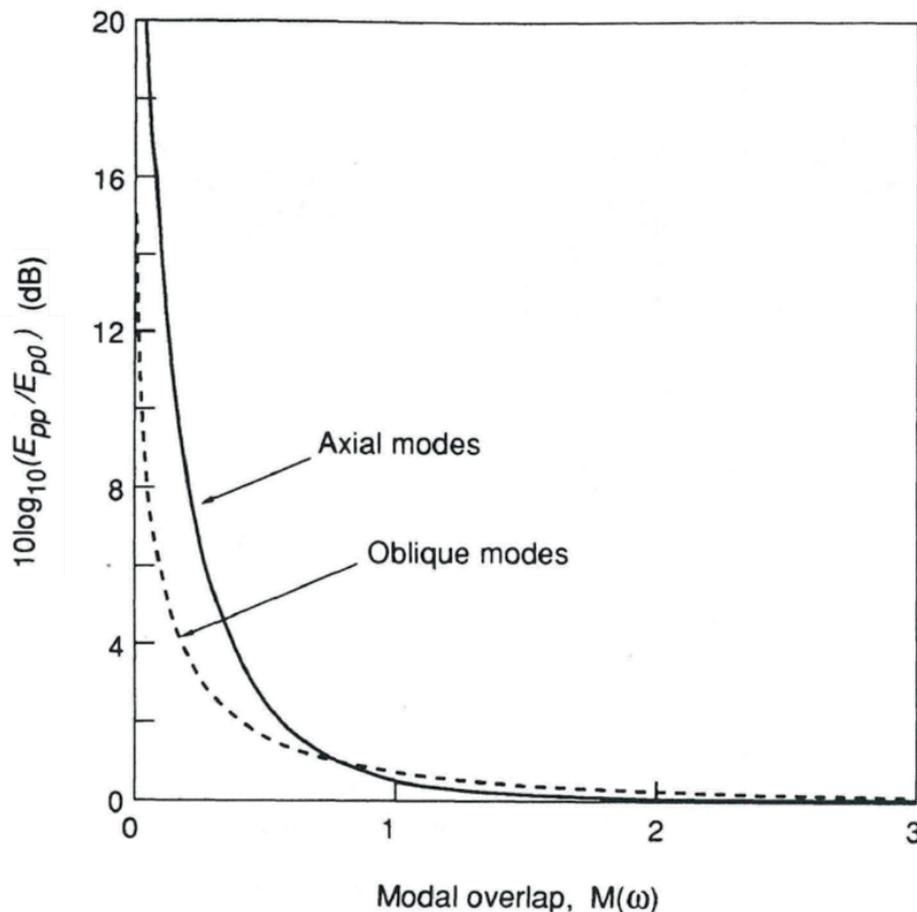


Abbildung 2: Potential zur globalen Minderung [4]

Um die Frequenzabhängigkeit direkt zu beschreiben, legt das nachfolgend verwendete Modell der akustischen Situation folgende Annahmen zugrunde: Betrachtet wird ein rechteckiger Raum mit starren Wänden, dessen Schallfeld durch die Summe aller Raummoden beschrieben wird. Dieses sei an der Frequenz f durch eine einzelne dominante Raummode geprägt, in welche eine primäre und eine sekundäre Schallquelle gleichermaßen optimal einkoppeln. Die übrigen Raummoden werden von den beiden punktförmigen Kugelquellen ebenfalls in gleichem Maße entsprechend einer Diffusfeldsituation angeregt. Unter der Annahme einer einheitlichen Dämpfung ξ aller Raummoden kann das Verhältnis aus akustischer Gesamtenergie ohne (E_{pp}) und mit optimaler Sekundärquelle (E_{p0}) in folgender Weise dargestellt werden [4]:

$$\frac{E_{p0}}{E_{pp}} = 1 - \left(1 + \frac{2\pi^2 \xi V}{c_0^3} f^3\right)^{-2} \quad (3)$$

Dieser Zusammenhang zeigt deutlich, wie das Potential zur globalen Minderung durch den kubischen Einfluss der Frequenz maßgeblich auf den niederfrequenten Bereich (relative zur Raumgröße) beschränkt ist.

1.3 Lokale Minderung

Nachdem die Minderung mit einem globalen Ansatz auf den tieffrequenten Bereich beschränkt ist, soll nun deren örtliche Ausprägung für höhere Frequenzen charakterisiert werden. Da die modale Dichte mit steigender Frequenz stark ansteigt, untersuchen die nachfolgenden Überlegungen das Minderungspotential im diffusen Schallfeld. In diesem Szenario ist das Konzept der sogenannten *Zone of Quiet* von maßgeblicher Bedeutung, welches den lokalen Bereich mit mindestens 10 dB Pegelreduktion um ein Fehlermikrofon herum beschreibt. Für eine Sekundärquelle in Gestalt einer kugelförmigen Punktschallquelle ergibt sich die Größe dieser Zone r_{zoq} zu [4]:

$$r_{zoq} = 2r_0 \sqrt{\frac{0.1}{1 + (kr_0)^2}} \quad (4)$$

Hierbei bezeichnet r_0 den Abstand zwischen Sekundärquelle und Fehlermikrofon und k die Wellenzahl.

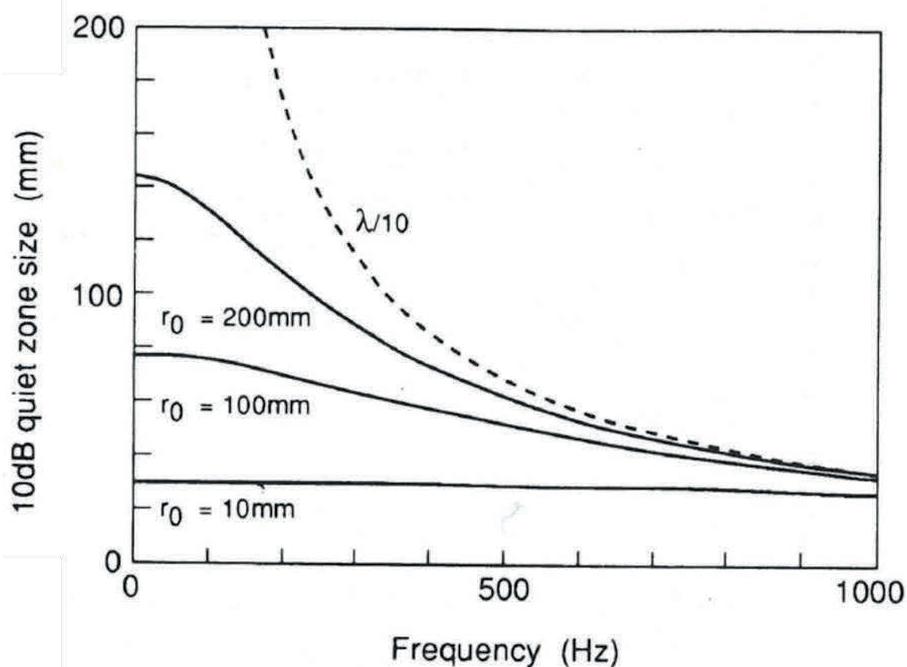


Abbildung 3: Abmessungen der Zone of Quiet [4]

Abb. 3 zeigt diesen Zusammenhang für ein verfeinertes Model einer Sekundärquelle in Form eines Kolbenstrahlers. Zur Verdeutlichung der Beziehung lassen sich Szenarien mit kleiner bzw. großer Entfernungen zwischen Sekundärquelle und Fehlermikrofon relativ zur betrachteten Wellenlänge unterscheiden. Für kleine Abstände ($(kr_0)^2 \ll 1$) vereinfacht sich Gl. (4) zu $r_{zoq} \approx 0.6 r_0$, so dass sich ein frequenzunabhängiger, jedoch sehr kleiner Minderungsbereich ergibt. Mit wachsender Entfernung ($(kr_0)^2 \gg 1$) nähert sich dieser schließlich von unten der Größe von $r_{zoq} \approx 0.1\lambda$ an, woraus sich beispielsweise für eine Frequenz von 500 Hz im Diffusfeld bereits eine Obergrenze für die Ruhezone von weniger als 7 cm ergibt. Diese physikalische Beschränkung bestimmt letztlich den praktisch nutzbaren Frequenzbereich von ANC.

Aus den voran gegangen Überlegungen ergäbe sich ein Fehlermikrofon dicht am Ohr in Verbindung mit einem Sekundärlautsprecher in großer Entfernung als optimale Konstellation. Mit zunehmendem Abstand der beiden Komponenten voneinander steigt jedoch auch die von der Sekundärquelle abzugebende und damit in den Raum eingebrachte Schallenergie an. Wenn dieser Umstand auch die Minderung am Fehlermikrofon selbst nicht beeinflusst, so erhöht sich damit jedoch der Schallpegel im übrigen Raum deutlich [1]. Für eine konsistente Geräuschunterdrückung im gesamten Fahrzeug ist bezüglich der Positionierung der Sekundärquellen stets ein Kompromiss zwischen Größe des Minderungsbereichs und Einfluss auf das diffuse Gesamtschallfeld zu treffen.

2. Akustische Kopfstützen

2.1 Konzept

Vor dem erläuterten Hintergrund fordert ein vergrößerter Frequenzbereich zwangsläufig eine möglichst nahe Positionierung der Fehlermikrofone und Sekundärlautsprecher an den letztlichen Hörpositionen. Damit bieten sich aktive akustische Kopfstützen als Lösungsansatz an, welche beide Komponenten dicht am Kopf der Passagiere platzieren. Abb. 4 zeigt eine prototypische Umsetzung eines solchen Systems.

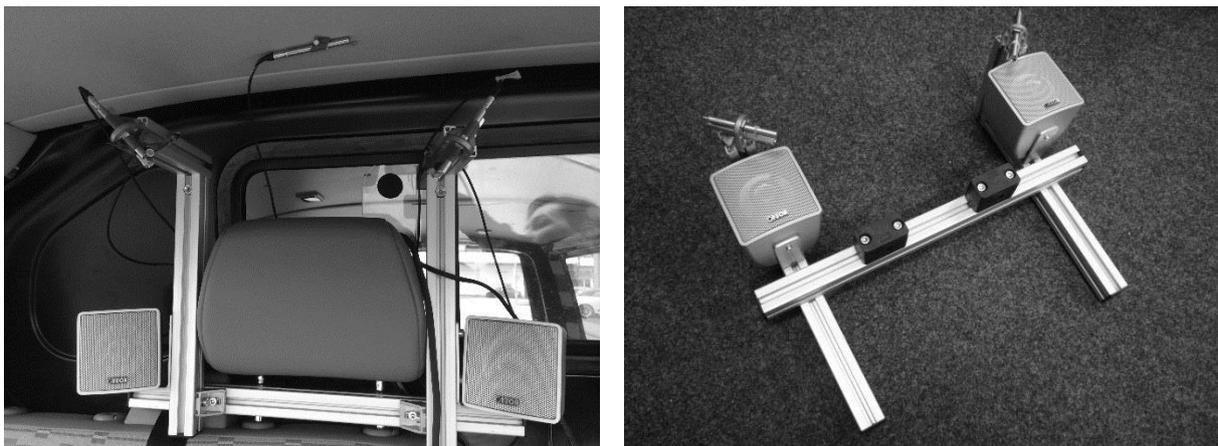


Abbildung 4: Prototypische Kopfstützen

Durch die Positionierung der Fehlermikrofone in der unmittelbaren Nähe der Ohren kann der kontrollierbare Minderungsbereich um diese herum in eben diese relevante

Zone gelegt werden. Auf diese Weise wird der erweiterte Arbeitsfrequenzbereich trotz zunehmender Lokalität für die praktische Anwendung nutzbar gemacht. Die räumlich kompakte Anordnung der sekundären Lautsprecher stellt sicher, dass deren geringer Schalleintrag den Schallpegel im übrigen Innenraum nur minimal erhöht [1].

2.2 Minderungspotential in Demonstrationsfahrzeug

Abb. 5 zeigt den zeitlichen Verlauf zweier Ordnungspegel, sowie den resultierenden Gesamtpegel in Ohrnähe einer akustischen Kopfstütze. Die niedrigere Ordnung (57 Hz) wird hierbei mit Hilfe des globalen Ansatzes gemindert, wohingegen die höhere Ordnung (627 Hz) durch ein Kopfstützensystem reduziert wird. Durch die Kombination eines tieffrequent mindernden Globalsystems und eines hochfrequent arbeitenden Kopfstützensystem lassen sich so über einen weiten Frequenzbereich Reduktionen um 10 dB in den einzelnen Ordnungspegeln erzielen. Die deutliche Minderungswirkung in den einzelnen Ordnungspegeln hat auch eine erkennbare Reduktion des Gesamtpegels zur Folge.

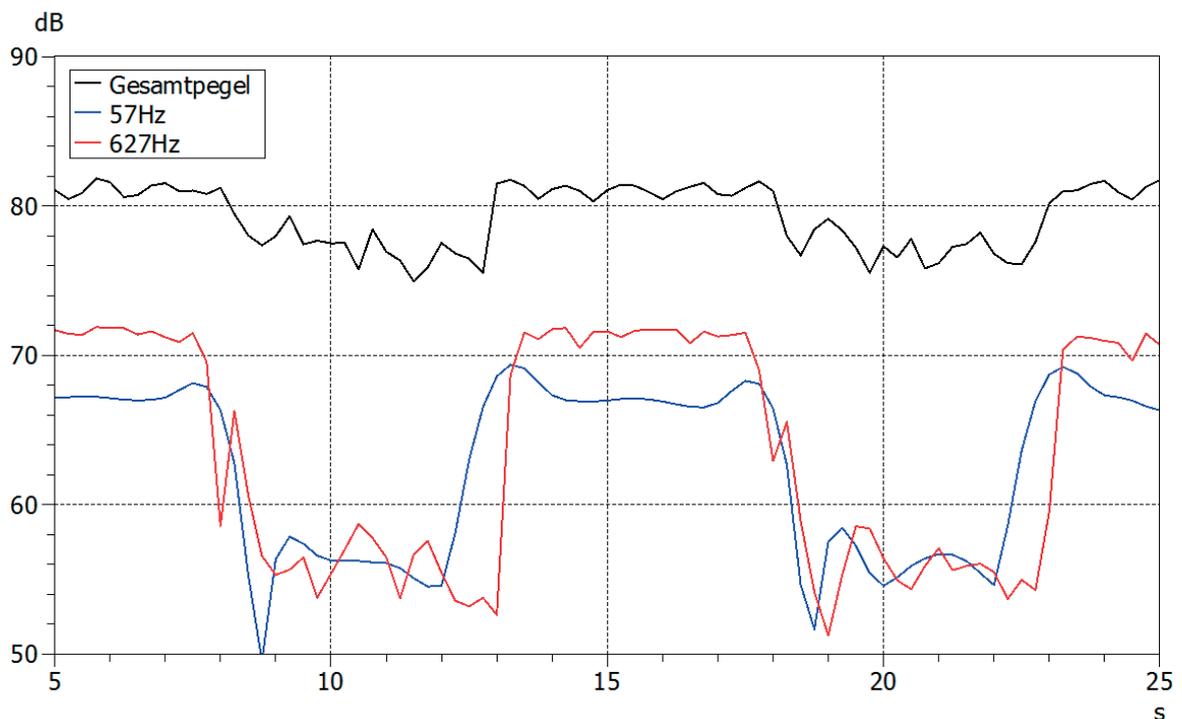


Abbildung 5: Zeitlicher Ordnungspegel ohne/mit ANC (Leerlauf)

Im Gegensatz zum statischen Drehzahlenszenario aus Abb. 5 ändert sich die Drehzahl im üblichen Anwendungsfall entsprechend der Fahrsituation kontinuierlich. Ein solcher Fall ist in Abb. 6 am Beispiel eines einzelnen Drehzahlhochlaufs dargestellt. Da die Ausprägung der Ordnungen motor- und fahrzeugabhängig ist, wurde für die dargestellte Messung eine künstliche Ordnung über eine externe Quelle erzeugt. Auch der Änderung der Führungsgröße (hier: linearer Drehzahlanstieg) folgt die Regelung ohne Probleme. Die resultierende Minderung für die einzelnen Frequenzlinien ist dabei abhängig von der Kombination aus der physikalisch vorherrschenden Übertragungsfunktion (G in Abb.1) und deren algorithmischer Schätzung.

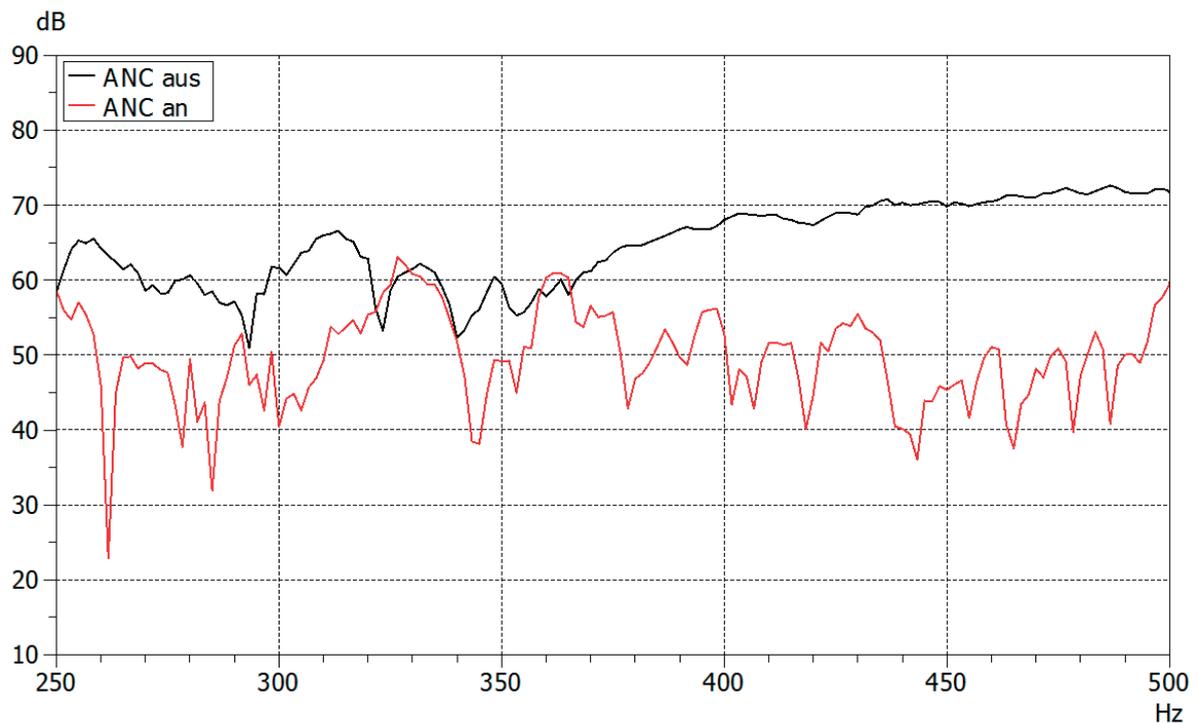


Abbildung 6: Minderung (Ordnungspegel) mittels akustischer Kopfstütze (Hochlauf)

2.3 Lokalität der Minderung

Neben den Möglichkeiten, welche die aktive Geräuschunterdrückung mittels akustischer Kopfstützen bietet, weist diese auch eindeutige Grenzen bezüglich ihrer Anwendbarkeit auf. Die untere Grenze des nutzbaren Frequenzbereichs ist dabei durch die physikalischen Eigenschaften der verwendeten Lautsprecher bestimmt. Können die Sekundärquellen tieffrequente Komponenten nicht mehr mit ausreichendem Pegel wiedergeben, so können diese folglich auch nicht kontrolliert und reduziert werden. Da die untere Grenzfrequenz von (geschlossenen) Lautsprechern maßgeblich von deren eingeschlossenem Volumen abhängig ist, liegt die Grenze bei den großenbeschränkten Sekundärquellen für aktive Kopfstützen üblicherweise im Bereich um 150 Hz. Die obere Frequenzgrenze ist physikalisch durch die bereits erläuterte *Zone of Quiet* vorgegeben. Mit dem Richtwert für ihre Größe von 0.1λ ergibt sich ein sinnvoll nutzbarer Bereich bis etwa 500 Hz. Auch wenn die Minderung am Fehlermikrofon darüber hinaus aus algorithmischer Sicht möglich ist, wird der sich physikalisch ergebende Minderungsbereich um dieses herum für praktische Anwendungsfälle unbrauchbar klein.

Diese Schranke ist auch in praktischen Messungen zu beobachten, was aus Abb. 7 deutlich wird. Ausgehend von der maximalen Reduktion am Fehlermikrofon nimmt die erzielbare Minderung mit zunehmender Entfernung von diesem rapide ab. Die Isolinie mit 10 dB Dämpfung markiert dabei die Grenze der bereits diskutierten *Zone of Quiet*. Die Minderung für Positionen entfernt von den Fehlermikrofonen ist dabei in Fahrrichtung noch stärker ausgeprägt als für seitliche Bewegungen. Für letztere kann der Pegelabfall durch die Überlappung der Minderungsbereiche von linkem und rechtem Fehlermikrofon zumindest teilweise ausgeglichen werden. Frontale Kopfbewegungen sind

aus diesem Grund bezüglich wahrnehmbarer Effekte tendenziell kritischer als seitliche Positionsänderungen. Anzumerken ist, dass die menschliche Wahrnehmung sehr sensibel bezüglich auftretender Pegeländerungen ist. Aus diesem Grund können selbst Kopfbewegungen innerhalb der *Zone of Quiet* deutlich wahrnehmbare Effekte zur Folge haben.

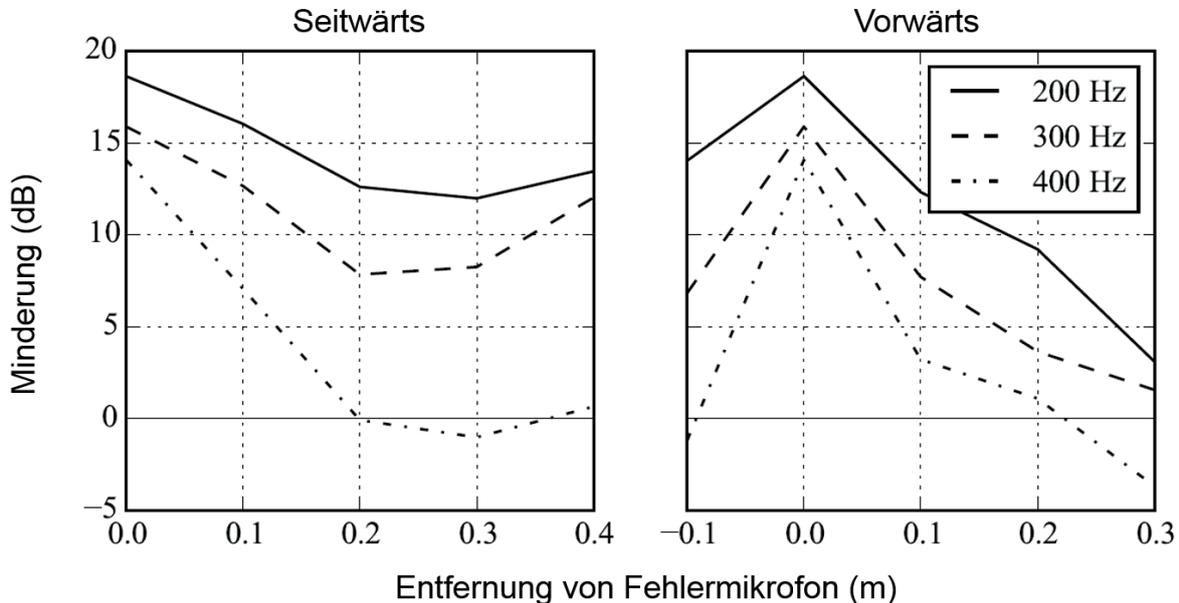


Abbildung 7: Minderungsbereich (in zwei Richtungen) [2]

3. Perspektive

Die aktive Geräuschunterdrückung über akustische Kopfstützen bieten somit das Potential auch Störschall im Bereich 150 Hz bis 500 Hz zu mindern. Die Grenzen des Nutzbereichs sind hierbei nicht durch algorithmische, sondern durch physikalische Gesetzmäßigkeiten bestimmt: Die Untergrenze durch die Hochpasscharakteristik der Lautsprecher und die Obergrenze durch die Lokalität des Minderungsbereiches. Letztere erfordert demnach zwangsläufig eine kopfstützen-basierte Lösung und ist mit dem herkömmlich globalen Ansatz nicht realisierbar. Die kommerzielle Attraktivität von Kopfstützensystemen kann dabei vor allem durch synergetische Parallelnutzung notwendiger Komponenten für weitere Funktionalitäten gesteigert werden.

Den maßgeblichen Hinderungsgrund für den breiten Einsatz von ANC mittels aktiver Kopfstützen stellen sicherlich die zusätzlichen Produktionskosten pro Fahrzeug dar. Neben den offensichtlichen Materialkosten für zusätzliche Mikrofone, Lautsprecher und Verstärker ergeben sich diese zu großen Teilen aus erhöhten Integrationskosten. Die Planung und Integration aller notwendiger Kabelverbindungen in die komplexe Kabelführung innerhalb eines Fahrzeugs ist hierbei besonders aufwandsintensiv. Zusätzlich steigen die Anforderungen potentiell vorhandener Komponenten. So erfordern die nahe der Ohren positionierten Lautsprecher deutlich rauschärmere Leistungsverstärker, als für die üblicherweise im Fußraum verbauten Varianten. Auch der Ressourcenbedarf für die Umsetzung der digitalen Regelung im Verstärker, sowohl für Rechenleistung als auch für Speicher, erhöht sich entsprechend der Kanalzahlen deutlich.

Ein Weg erhöhte Produktionskosten auszugleichen wäre unter anderem die parallele Nutzung der erforderlichen Komponenten von mehreren Anwendungen gleichzeitig. Solche Synergieeffekte ließen sich dabei mit verschiedensten Funktionalitäten, wie etwa der sitzplatzspezifischen Audiowiedergabe oder der aktiven Kommunikationsunterstützung zur Verbesserung der Sprachverständlichkeit unter Insassen, erreichen. Hierfür bleibt abzuwarten, wie sich der Markt für derartige Technologien in den kommenden Jahren entwickeln wird.

Literatur

- [1] P. Joseph, S. J. Elliott, and P. A. Nelson, *Near field zones of quiet*, Journal of sound and vibration, 172(5):605-627, 1994.
- [2] C. Kolb, *Active noise control in automobiles using acoustic headrests*, Master's thesis TUM, 2015.
- [3] P. Lueg, *Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen*, Patent DE655508C, 1933.
- [4] P. A. Nelson and S. J. Elliott, *Active control of sound*, Academic Press, 1991.

Vergleich verschiedener Konzepte zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors

Fabian Duvigneau, Peter Schrader, Hans Schapitz, Tommy Luft,
Sebastian Koch, Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert

Abstract

In this paper, several approaches to reduce the sound emission of combustion engines through passive measures are presented and compared. The different passive approaches are demonstrated with the help of a two cylinder diesel engine. The focus in the comparison of the concepts is on the additional mass required, the achievable noise level reduction and the ease of implementation. The original configuration of the engine is used as the reference configuration for all of the presented approaches. First, a full engine encapsulation is investigated due to its thermoacoustic efficiency. In comparison the application of aluminum and polyurethane foams on the surface of a functionally-integrated oil pan is studied. Beside the acoustical point of view, both concepts also increase the heat storage in the engine oil which leads to a better efficiency of the engine and a reduction in the amount of emitted pollution. Consequently, these concepts increase the environmental friendliness of the car, which is increasingly a major focus of automotive engineers. Furthermore, the warm up of the heating system is sped up. Finally, a new concept is presented that uses the high damping potential of granular materials. Therefore, the bottom of the two-piece oil pan of the diesel engine is replaced by a fillable bottom. In the development processes of the prototypes for the four presented concepts, numerical simulations based on the finite element method are used to evaluate different design configurations with regards to their acoustic behavior. The experiments are then executed on an acoustic engine test bench.

Kurzfassung

Im Beitrag werden die Entwicklung und Erprobung verschiedener passiver Ansätze zur Reduktion der Schallabstrahlung von Verbrennungsmotoren am Beispiel eines Zweizylinder-Dieselmotors vorgestellt und miteinander verglichen. Im Fokus des gleichs stehen die eingesetzte Masse, die erreichte Pegelreduktion sowie die Praxistauglichkeit der untersuchten Konzepte. Alle Konzepte werden der originalen Motorkonfiguration gegenübergestellt. Zunächst wird das Potential einer thermoakustischen Motorvollkapselung hinsichtlich der erreichbaren Wärmespeicherung und der Schalldämmung aufgezeigt. Im Vergleich dazu wird die Schallreduktion des Motors infolge der Substitution der Ölwanne durch eine mit Aluminium- und Kunststoffschäumen verkleidete funktionsintegrierte Ölwanne studiert. Beide Konzepte führen neben der Schallpegelreduktion zu einer erhöhten Wärmespeicherung. Auf diese Weise kann eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und eine Erhöhung des Wirkungsgrads des Motors erreicht werden. Dies führt zu einem kundenwerten Vorteil in Bezug auf die Ansprechzeiten der Fahrzeugheizung und trägt zur Umweltfreundlichkeit der Motoren bei. Abschließend wird die Ölwanne

mit einem alternativen Deckel versehen, der mit einem granularen Medium gefüllt ist, wodurch eine Schwingungsdämpfung der Ölwanne und eine reduzierte Schallabstrahlung erreicht werden. Die Entwicklung der Prototypen wurde durchgängig mit Simulationen auf Basis der Finiten Elemente Methode unterstützt, um unterschiedliche Designvarianten vorab bewerten zu können. Der Nachweis der akustischen Effekte der verschiedenen Maßnahmen erfolgt durch Messungen an einem dynamischen Akustik-Motorprüfstand.

1. Potentiale einer thermoakustischen Motorkapselung

Es wurden mehrere Varianten von thermoakustischen Vollkapselungen für einen kompakten Verbrennungsmotor entwickelt und vergleichend bewertet. Bild 1 veranschaulicht den Kapselaufbau von zwei Prototypen (P1 und P2) am Motorprüfstand. Das verwendete Kapselmaterial besteht aus einem schallweichen Polyurethan-Schaumstoff mit einer Temperaturbeständigkeit bis 160 °C vor einer schallharten Außenwand. Für die Kapselung der Abgasanlage wurden aufgrund der höheren Temperaturen Mineralwolle und perforierte Aluminiumbleche zur thermischen Abgrenzung verwendet. Diese Bleche fungieren zusätzlich als Helmholtz-Resonator.

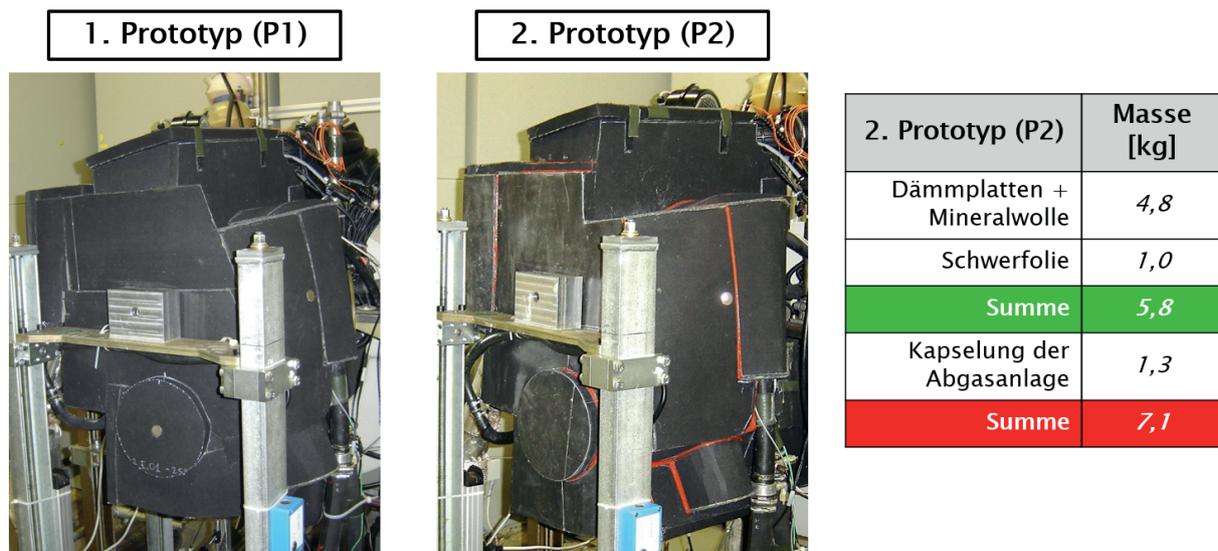


Bild 1: Erster und zweiter Prototyp einer thermoakustischen Motorkapsel (links), Teilmassenangaben des Prototyps 2 (rechts)

Aus der akustischen Untersuchung des ersten Kapselprototyps (P1) ergaben sich einige Verbesserungsmöglichkeiten, die beim Aufbau des zweiten Prototyps (P2) genutzt wurden. Akustische Leckagen wurden mit einer akustischen Kamera detektiert und mittels Silikon abgedichtet. Zudem wurde mit Hilfe von Entkopplungen versucht, die auftretenden Körperschalltransmissionen zu reduzieren. Diese Konfiguration der Motorkapsel wird im Folgenden P2 genannt. Abschließend kam beim Prototyp P2 an ausgewählten Oberflächen (motorstirnseitig) Schwerfolie zum Einsatz. Diese Konfiguration mit Schwerfolie wird nachfolgend P2+ genannt. Mit Hilfe

der Schwerfolie können die Amplituden von Frequenzen unterhalb von 1 kHz besser reduziert werden [1].

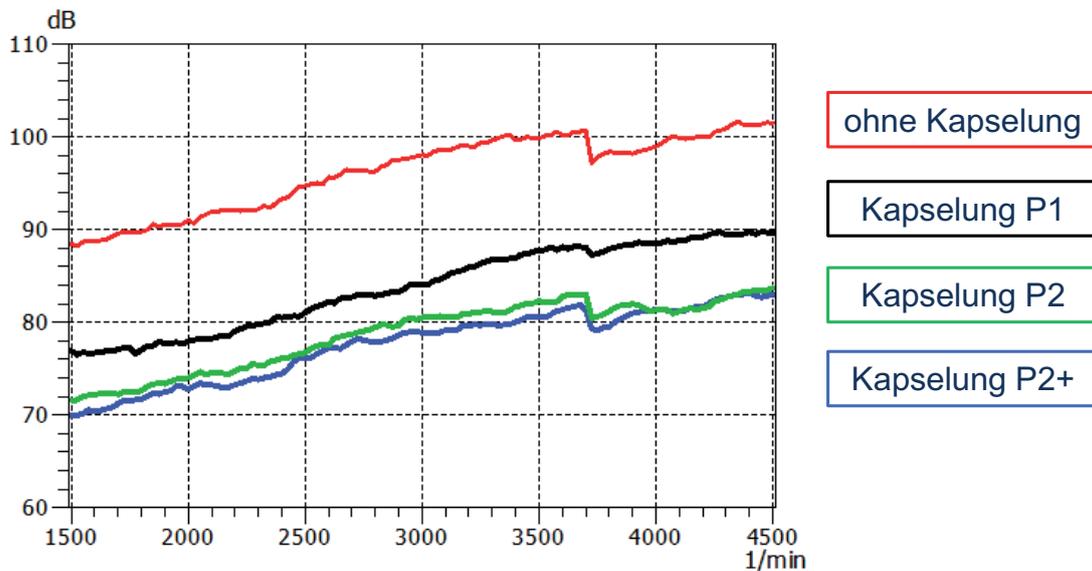


Bild 2: Motorhochläufe der verschiedenen Kapselungen und des ungekapselten Motors bei einer mittleren Last von 50 Nm

Bild 2 zeigt für die Motorhochläufe von 1500 - 4500 U/min für die verschiedenen Konfigurationen mit und ohne Kapselung den über den gesamten hörbaren Frequenzbereich (0,15 - 16 kHz) ermittelten Schalldrucksummenpegel in dB. Es ist deutlich zu erkennen, dass P1 bereits für alle durchfahrenen Drehzahlen bis 3700 U/min eine deutliche Reduktion von durchschnittlich 13 dB und für die Drehzahlen über 3700 U/min von 10 dB bewirkt. Die aus P1 weiterentwickelte Konfiguration P2 zeigt gegenüber dem ungekapselten Motor für alle Drehzahlen eine ungefähr konstante Pegelreduktion von 17 dB. Der Einsatz der Schwerfolie bei P2+ bewirkt für Drehzahlen unterhalb von 4000 U/min im Vergleich zu P2 eine zusätzliche Reduktion von etwa 2 dB.

Eine psychoakustische Analyse der verschiedenen Kapselvarianten hat gezeigt, dass die Vollkapselung mit einer zusätzlichen Schwerfolie (P2+) keinen Mehrwert hinsichtlich der menschlichen Wahrnehmung bewirkt [1]. Folglich erschließt sich durch Berücksichtigung psychoakustischer Parameter ein Einsparungspotential bezüglich der Masse und den Kosten. Aus diesem Grund ist es wichtig, bei numerischen Analysen zum akustischen Verhalten von Motoren zukünftig auch psychoakustische Modelle zu verwenden [2].

Hinsichtlich der Wärmespeicherung im Motoröl zeigen die Messergebnisse vom Motorprüfstand eine deutliche Verbesserung infolge der thermoakustischen Kapselung. Nach sechs Stunden beträgt der Temperaturunterschied im Motoröl zwischen dem Motor ohne Kapselung und mit dem zweiten Kapselprototyp (P2) etwa 20 K und nach acht Stunden etwa 16 K.

Die in diesem Abschnitt vorgestellte Vollkapselung demonstriert das große Potential von Motorkapselungen hinsichtlich der akustischen und thermischen Wirksamkeit. Bild 1 verdeutlicht jedoch auch zwei wesentliche Schwachpunkte der hier präsentierten Kapselkonfigurationen. Die optimierte Motorkapsel verursacht eine Zusatzmasse von 7,1 kg und eine Volumenvergrößerung von etwa 70%. So viel

Bauraum steht in einem Motorraum üblicherweise nicht zur Verfügung. Demzufolge ist davon auszugehen, dass bauraum- und gewichtsoptimierte Kapselvarianten eine wesentlich geringere akustische und thermische Effizienz aufweisen. Trotzdem sind Motorvoll- und Teilkapselungen sehr attraktiv und werden zunehmend in der Automobilindustrie eingesetzt.

2. Thermoakustische Wirksamkeit von applizierten Aluminium- und Kunststoffschäumen auf einer funktionsintegrierten Ölwanne

Als ein zweites Konzept zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung wird in diesem Kapitel die akustische und thermische Wirksamkeit von applizierten Aluminium- und Kunststoffschäumen am Beispiel einer funktionsintegrierten Ölwanne vorgestellt.

Zunächst wurden auf Basis eines ersten Konstruktionsentwurfs der funktionsintegrierten Ölwanne numerische Simulationen hinsichtlich des Schwingungsverhaltens durchgeführt [3]. Bild 3 zeigt dazu die Ergebnisse verschiedener Verrippungsvarianten des Ölwannebodens. Das verwendete Simulationsmodell für die erforderlichen Finite Element Analysen ist Bild 4 zu entnehmen. Es konnte mit Hilfe von numerischen Analysen gezeigt werden [4], dass Verrippungen zu einer signifikanten Reduktion der Schallabstrahlung führen, so dass es sich lohnt, zukünftig im Rahmen von Optimierungsrechnungen eine ideale Rippenkonfiguration zu ermitteln.

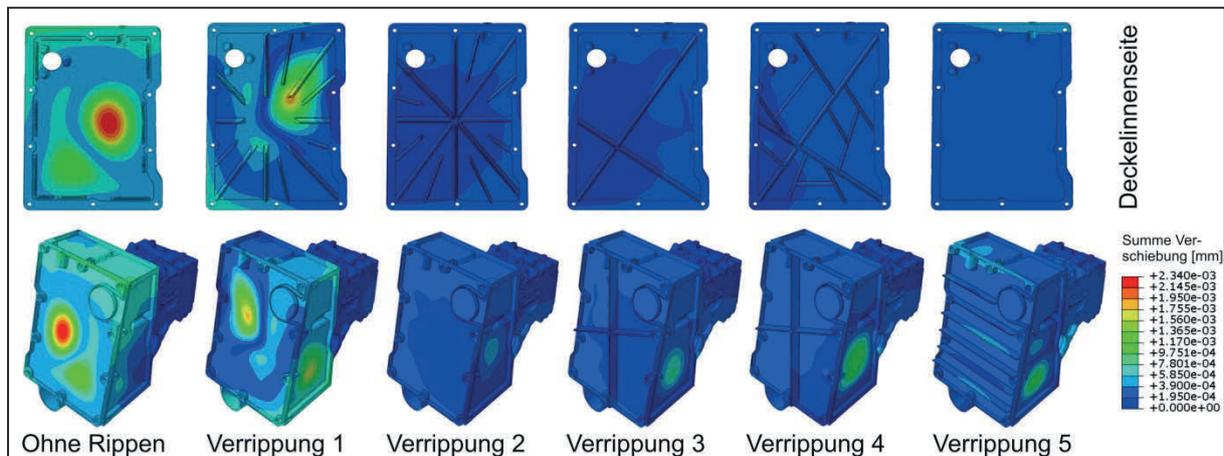


Bild 3: Vergleich der resultierenden Strukturschwingungen verschiedener Rippenvarianten für den Ölwanneboden der funktionsintegrierten Ölwanne

Von den hier untersuchten Verrippungsvarianten stellte sich die Variante 2 als die wirkungsvollste Konfiguration heraus (siehe Bild 3) und wurde aus diesem Grund für den entwickelten Prototyp real umgesetzt. Im Bild 4 ist der Aufbau des Prototyps der funktionsintegrierten Ölwanne dargestellt. Auf die Rippen des Ölwannebodens wurde ein Verdrängungskörper aus hitze- und ölbeständigen Kunststoff angebracht, um die Menge des benötigten Öls zu reduzieren und so Masse und Verbrauchsmittel zu sparen. In den Bildern 4 und 5 sind außerdem die Regionen zu erkennen, in denen die verschiedenen Schäume appliziert wurden. Darüber hinaus ist in Bild 5 der

in die Ölwanne integrierte Ölfiler und Wärmetauscher zu erkennen. Da im vorliegenden Beitrag die thermoakustische Wirksamkeit der applizierten Schäume im Fokus steht, wird nicht weiter auf die Auswirkungen der Funktionsintegration eingegangen.

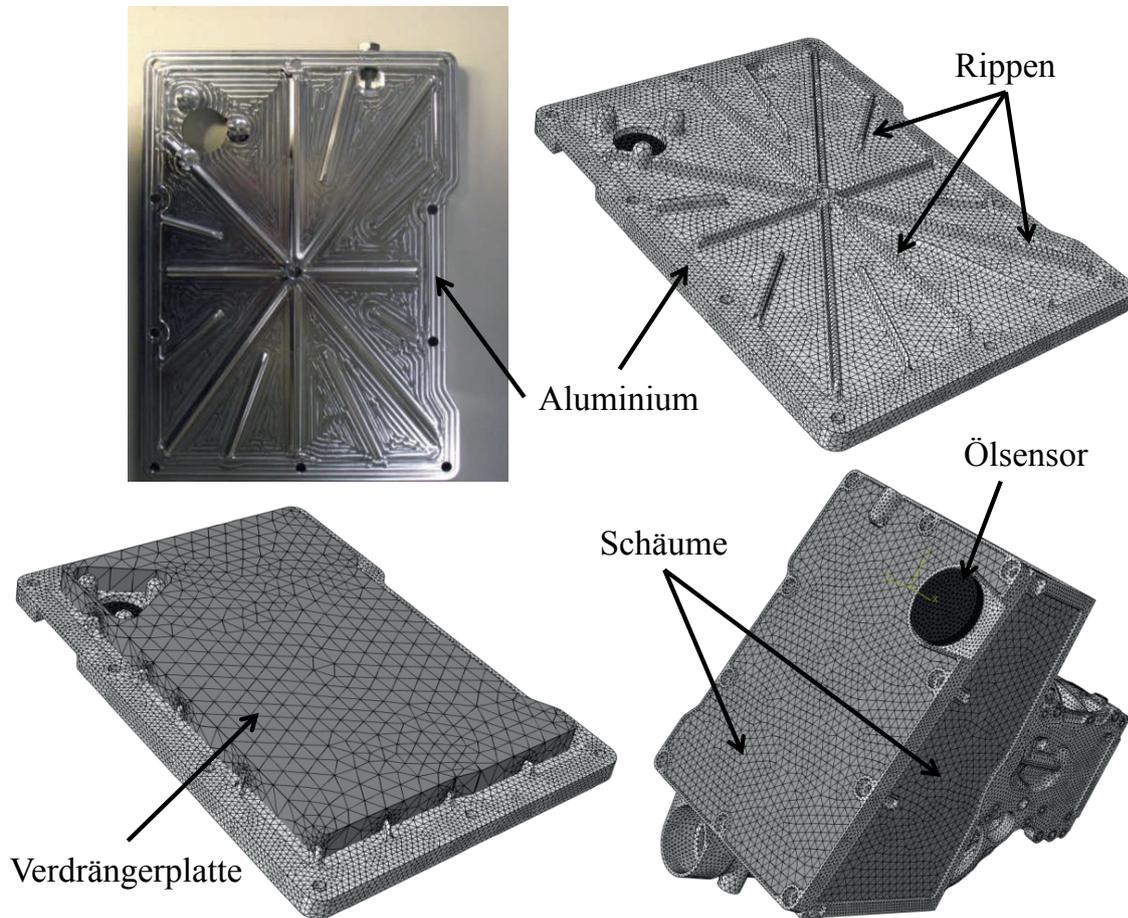


Bild 4: Gefertigter Ölwanneboden (links oben) und FE-Simulationsmodell der funktionsintegrierten Ölwanne



Bild 5: Prototyp der funktionsintegrierten Ölwanne. Links: Ansicht mit appliziertem Kunststoffschaum und Ölfiler. Rechts: Blick von unten in die geöffnete Ölwanne mit integriertem Wärmetauscher.

Alle mit Hilfe des Prototyps aus Bild 5 am Motorprüfstand untersuchten Schäume sind in Tabelle 1 aufgeführt. Sie unterscheiden sich hinsichtlich ihres Materials, ihrer Dicke, Porosität und Steifigkeit. Mit der Kolorierung in der Tabelle wurden Aluminiumschäume, steife Kunststoffschäume, Kapselungsschäume mit Versteifung und weiche Kunststoffschäume unterschieden. Der Absorptionsgrad α wurde mit angegeben, wenn dieser seitens der Hersteller verfügbar war, wobei die mit angegebene Eckfrequenz das Erreichen eines hohen Absorptionsgrades im Frequenzbereich kennzeichnet. Zusätzlich wurde die Methode, mit der der Absorptionsgrad bestimmt wurde, angegeben.

Tabelle 1: Am Motorprüfstand untersuchte Aluminium- und Kunststoffschäume

Nr.	Dicke [mm]	$\alpha_{\text{eck}} [-]$ bei f_{eck} [Hz]	Flächengewicht [kg/m ²]	Beschreibung
1	10	-	4,14	Kleinporiger Aluminiumschaum
2	10	-	9,91	Mittelporiger, doppelt plattierter Aluminiumschaum
3	10	-	7,28	Mittelporiger, einfach plattierter Aluminiumschaum
4	20	-	2,44	Mikroporiger, steifer Kunststoffschaum I
5	20	-	2,29	Mikroporiger, steifer Kunststoffschaum II
6	25	1,05 bei 1000 Hz (α -Kabine)	2,78	Mikroporiger, weicher Kapselungsschaum mit versteifender Schicht und Akustik-Alufolie
7	20	1,05 bei 1250 Hz (α -Kabine)	2,45	Mikroporiger, weicher Kapselungsschaum mit versteifender Schicht
8	10	0,9 bei 4000 Hz (Impedanzrohr)	5,00	Mikroporiger, schwerer, weicher Kunststoffschaum
9	10	0,9 bei 3150 Hz (Impedanzrohr)	1,60	Mikroporiger, leichter, weicher Kunststoffschaum mit akustisch wirksamer Papierbeschichtung
10	15	0,74 bei 1000 Hz (α -Kabine)	1,49	Mikroporiger, weicher, leichter Dämmungsschaum mit versteifender Schicht
11	15	0,75 bei 1000 Hz (α -Kabine)	2,05	Mikroporiger, weicher, leichter Dämmungsschaum mit versteifender Schicht und Akustik-Alufolie

In Bild 6 sind die Schalldrucksummenpegel der Ölwanne mit den verschiedenen Schäumen aus Tabelle 1 für einen stationären Betriebspunkt (2000 U/min, 47 Nm) angegeben. Die weniger steifen Schäume weisen allesamt einen geringeren Schalldruckpegel als der blanke Ölwanneboden auf. Die größte Pegelreduktion von 1,2 dB bewirkt Schaum Nr. 8, welcher von den nicht-metallischen Schäumen das höchste Flächengewicht besitzt. Bei allen anderen Schäumen fällt die Pegelreduktion geringer aus. Der paarweise Vergleich der Ergebnisse von Schaum Nr. 10 und 11 und von Schaum Nr. 6 und 7 zeigt, dass das Aufbringen einer Akustik-Alufolie einen positiven Effekt hat. Die perforierte, gewellte Alufolie bewirkt dabei nicht nur einen akustischen Kurzschluss, sondern wirkt auf den elastischen Schäumen als zusätzliche Masse, welche dämpfend wirkt und die Schallenergie-dissipation innerhalb des Schaumes verstärkt.

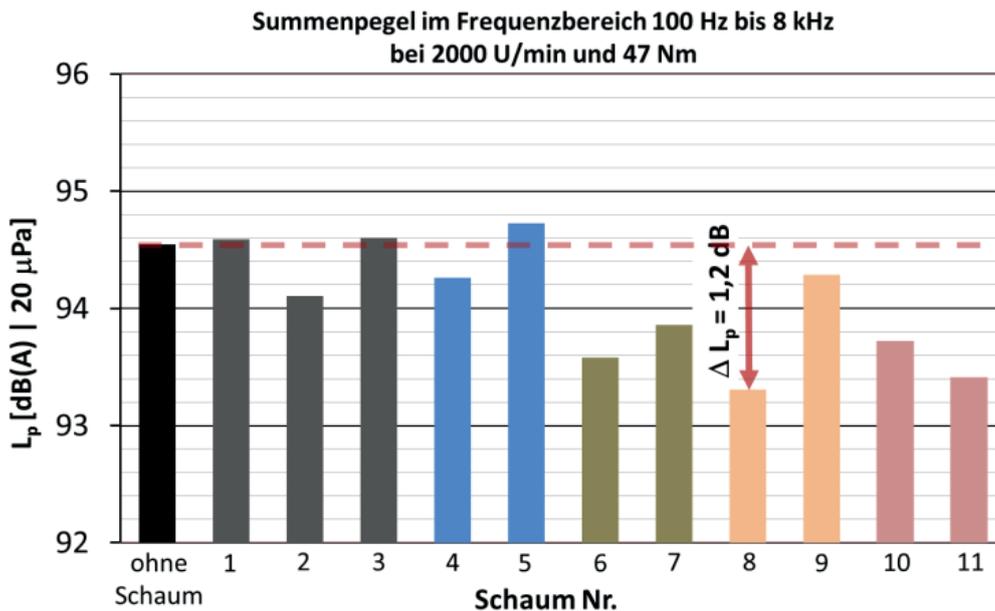


Bild 6: Schalldrucksummenpegel der mit den verschiedenen Schäumen beklebten Ölwanne im Frequenzbereich von 0,1 kHz bis 8 kHz

Die Messungen der Öltemperaturabklingkurven am Prüfstand haben gezeigt, dass die funktionsintegrierte Ölwanne einen deutlichen Vorteil hinsichtlich der thermischen Effizienz bewirkt. Gegenüber der originalen Ölwanne dauerte das Abkühlen auf eine Temperatur von 40 °C fast 2 Stunden länger. Die zusätzliche Wärmespeicherung ist damit trotzdem wesentlich geringer als die der zuvor untersuchten Vollkapselung. Die funktionsintegrierte Ölwanne benötigt viel zusätzlichen Bauraum und bewirkt eine signifikante Massenerhöhung. Aus diesem Grund wurde ein verkleinerter seriennaher Prototyp entwickelt [4]. Dieser seriennahe Prototyp ist 1,55 kg leichter als der erste Prototyp (jeweils ohne Öl) und in Bild 7 abgebildet.

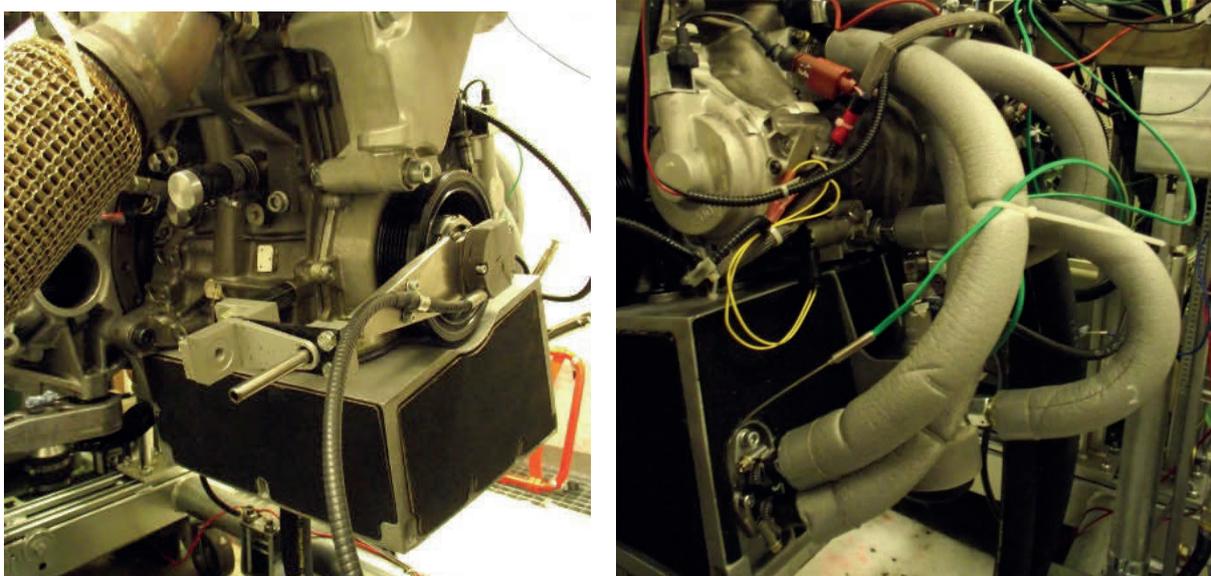


Bild 7: Seriennaher Prototyp der funktionsintegrierten Ölwanne am Motorprüfstand mit appliziertem Kunststoffschaum

Obwohl der seriennahe Prototyp deutlich kleiner ist, dauerte die Abkühlung auf eine Temperatur von 40 °C etwa 20 Minuten länger als beim ersten Prototyp. Aufgrund der kleineren Ölmasse im seriennahen Prototyp nimmt die Schwingungsdämpfende Wirkung des Öles ab. Deshalb wurde am seriennahen Prototyp ohne Schaum eine Schalldruckpegelreduktion gegenüber der originalen Ölwanne von nur 0,6 dB gemessen. Insgesamt konnte durch die Applikation eines zweilagigen Kunststoffschäumens infolge der Feder-Masse-Wirkung eine Pegelreduktion von 3,7 dB gegenüber der originalen Ölwanne erzielt werden. Somit bewirkt die Applikation eines geeigneten Schaummaterials eine Pegelreduktion von 3,1 dB. Bild 8 zeigt den Vergleich des seriennahen Prototyps der funktionsintegrierten Ölwanne mit und ohne Schaum.

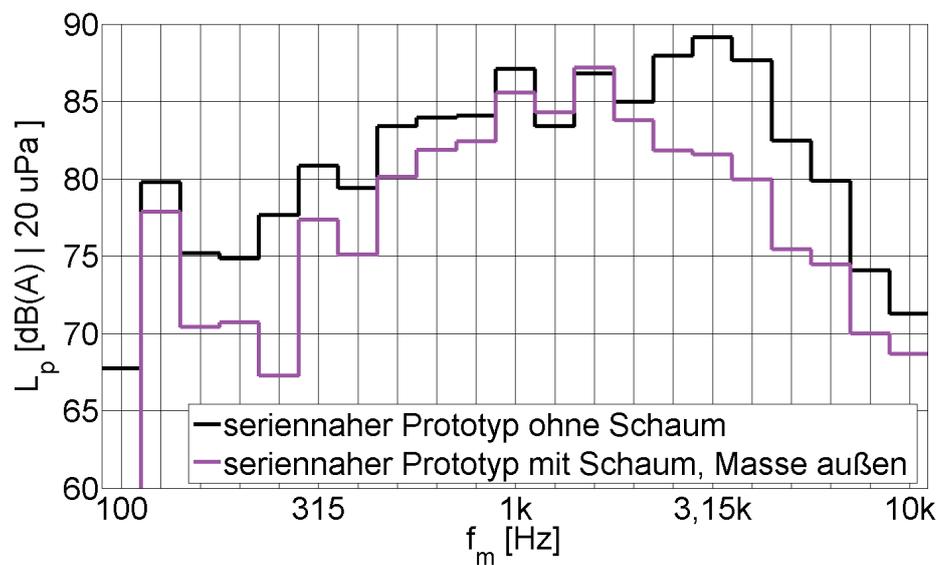


Bild 8: Schalldrucksummenpegel des seriennahen Prototyps der funktionsintegrierten Ölwanne mit und ohne Applikation von Schaummaterial

Trotz der Verkleinerung erfordert der entwickelte seriennahe Prototyp der funktionsintegrierten Ölwanne immer noch viel zusätzliche Masse und Bauraum. Folglich hängt es von der konkreten Problemstellung der Anwendung ab, ob der positive thermische Effekt diese Nachteile rechtfertigt.

Die reine Betrachtung des Konzeptes der applizierten Schäume ohne Berücksichtigung der funktionsintegrierten Ölwanne führt zu einem etwas anderen Ergebnis. Die Applikation von Schaummaterialien erfordert wesentlich weniger Bauraum und bewirkt nur eine geringere Massenerhöhung. Allerdings ist die akustische Wirksamkeit stark vom verwendeten Material abhängig. Kunststoffschäume sind deutlich vorteilhafter als Aluminiumschäume. Die reine Applikation des Schaummaterials am seriennahen Prototyp als Feder-Masse-System bewirkt eine Pegelreduktion von maximal 3,1 dB. Die thermische Wirksamkeit ist mit einer Temperatursteigerung von 2 °C nach sechs und 1,5°C nach acht Stunden gegenüber einer Vollkapselung vergleichsweise gering.

Zusammenfassend bedeutet das, dass eine Vollkapselung thermisch und akustisch deutlich vorteilhafter ist. Die Applikation von Kunststoffschäumen kann interessant sein, wenn eine Vollkapselung aufgrund von Bauraumlimitationen nicht in Frage kommt. Bei der Verwendung von Kunststoffschäumen als Feder-Masse-System ist

das präsentierte Konzept dem einer Teilkapselung ähnlich und unterscheidet sich im Wesentlichen nur durch die Art der Fixierung.

3. Alternatives Dämpfungskonzept auf Basis granularer Medien

Nachfolgend wird ein passives Dämpfungskonzept präsentiert, das die dissipativen Eigenschaften granularer Medien ausnutzt. Als Anwendungsbeispiel dient die zweiteilige Ölwanne des auch für die vorherigen Untersuchungen genutzten Dieselmotors. Das Konzept basiert darauf, den Boden der Ölwanne durch einen Boden mit befüllbarer Kavität zu ersetzen (siehe Bild 9). Es ist das Ziel, die Strukturschwingungen als Ursache der akustischen Emissionen zu reduzieren. Als granulares Medium dient hier zunächst Sand, der sich durch folgende Vorteile auszeichnet. Sand ist billig, fast überall verfügbar, alterungs- und temperaturbeständig, umweltunbedenklich und auch problemlos recyclebar.

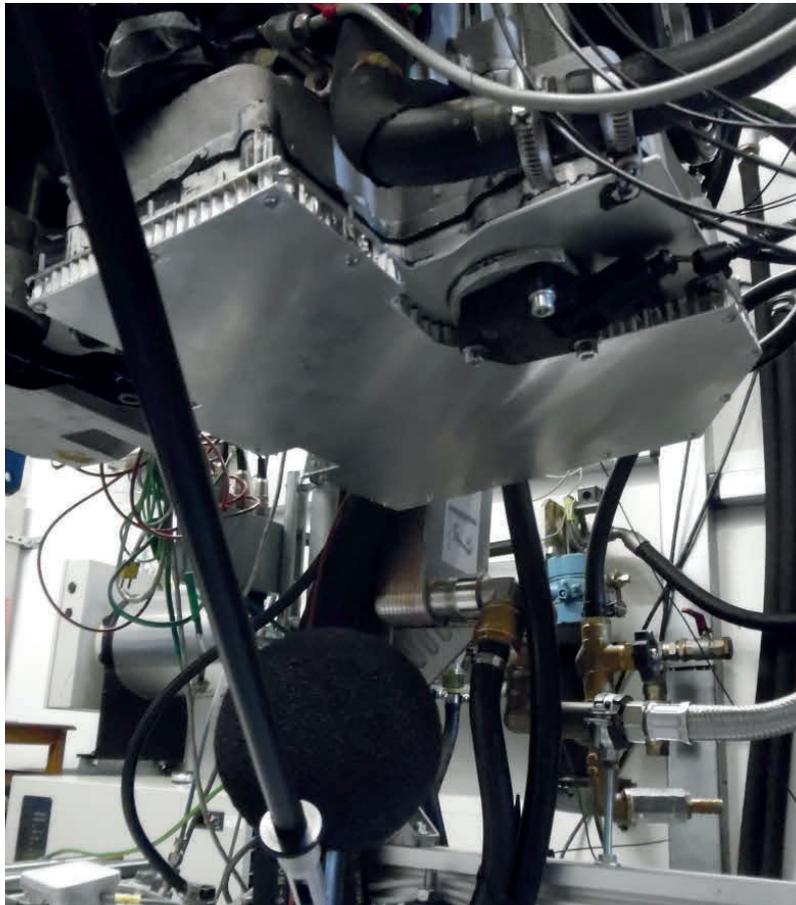


Bild 9: Am Motorprüfstand montierter Honigwabenboden der Ölwanne

Dieses Konzept wurde bereits in [5] vorgestellt. Nachfolgend wird eine Weiterentwicklung vorgestellt, bei der Honigwaben genutzt werden. Diese haben den Vorteil, dass sie als Verbund sowohl sehr leicht als auch sehr steif sind. Zudem kann mit Hilfe einer Honigwabenstruktur eine kontrollierte Teilfüllung des Ölwannendeckels erreicht werden. In Bild 10 ist eine solche Teilfüllung dargestellt.

Der entwickelte Ölwannendeckel besteht aus zwei Teilen. Der untere Teil ist die Honigwabenstruktur (siehe Bild 10), die separat abnehmbar ist, um den Befüllungszustand am Prüfstand ändern zu können. Die Honigwabenstruktur wird mittels Schrauben am oberen Teil des entwickelten Deckels befestigt. Der obere Teil ist eine plattenförmige Struktur, die zum einen den unteren Teil hält und zum anderen den eigentlichen Abschluss der Ölwanne darstellt. Der Fokus bei der Entwicklung dieses Prototyps lag darauf, die Befüllung der Honigwaben problemlos ändern zu können, ohne das Öl ablassen zu müssen.

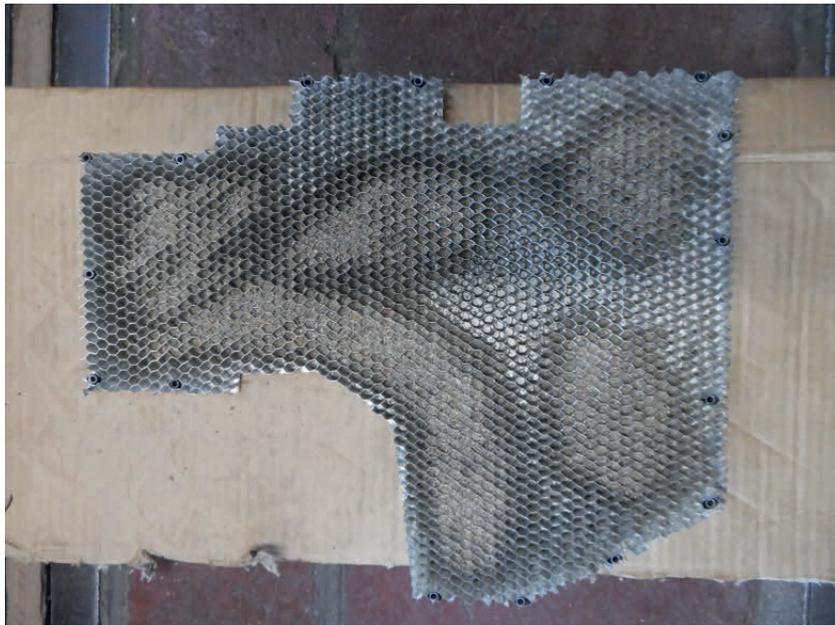


Bild 10: Optimierte Sandfüllung der Honigwabenstruktur

In Bild 10 ist eine spezielle Teilfüllung dargestellt, die sich im Rahmen von Voruntersuchungen als optimal hinsichtlich der erforderlichen Masse und der erzielbaren akustischen Wirksamkeit herausgestellt hat. In den Voruntersuchungen wurde die Füllung der Honigwabenstruktur variiert und die Schwingungsantwort des Ölwannenbodens mit Hilfe eines Laservibrometers gemessen. Als Anregungsquelle diente ein elektrodynamischer Schwingungserreger. Die Voruntersuchungen wurden an der vom Motor getrennten Ölwanne durchgeführt.

In Bild 11 ist der für die akustischen Messungen genutzte Motorprüfstand mit einem Einzelmikrofon und einem Mikrofonarray zu sehen. Das Einzelmikrofon wurde mittig unter dem Ölwannenboden positioniert und das Mikrofonarray parallel zum Ölwannenboden ausgerichtet und jeweils einmal verschoben, um die gesamte Fläche des Ölwannenbodens abscannen zu können.

Insgesamt wurden am Prüfstand drei verschiedene Konfigurationen vermessen: der Originaldeckel, der Deckelprototyp mit leerer Honigwabenstruktur und der Prototyp mit gefüllten Honigwaben. Die verwendete Füllung ist in Bild 10 gezeigt. Im Bild 12 sind die Ergebnisse der Arraymessung für die drei unterschiedlichen Konfigurationen für den gleichen Betriebspunkt dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bereits der ungefüllte Prototyp eine Verbesserung bewirkt, aber der zusätzliche Effekt durch die Sandfüllung wesentlich größer ist.

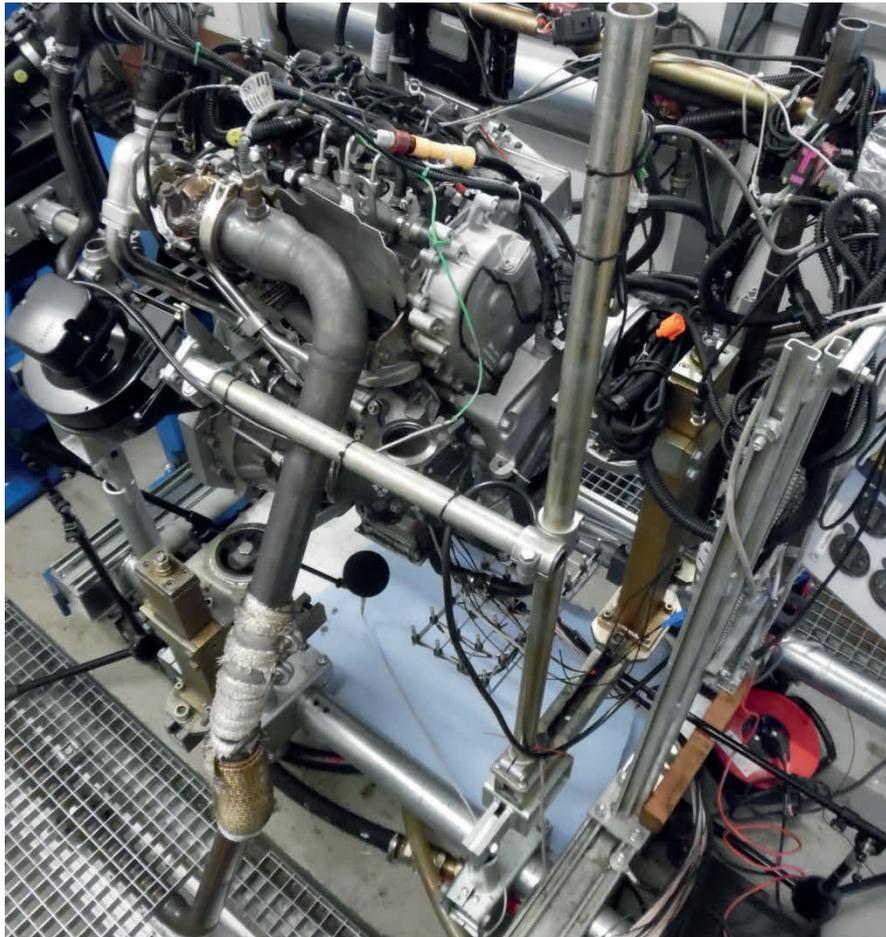


Bild 11: Motorprüfstand mit Mikrofonarray und Einzelmikrofon

Die Unterschiede zwischen den drei Konfigurationen in Bild 12 betragen allerdings lediglich 2 dB. Die Verbesserung durch die Sandfüllung fällt damit wesentlich geringer aus, als es in den Vorstudien der Fall war. Auch die Motorhochläufe in Bild 13 zeigen, dass der Effekt der Sandfüllung zwar messbar aber vergleichsweise klein ist.

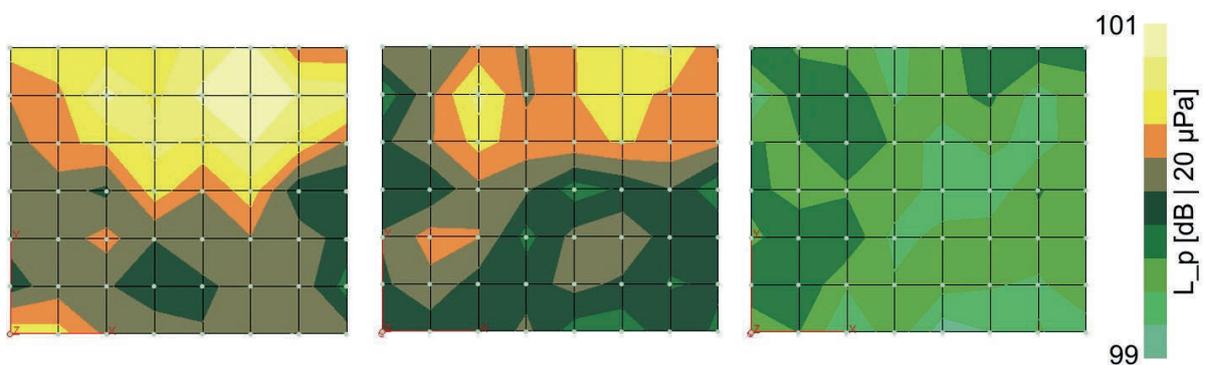


Bild 12: Schalldruckverteilung des Ölwannebodens bei 2000 min^{-1} und 80 Nm mit dem Originaldeckel (links), dem Deckelprototyp mit ungefüllter Honigwabenstruktur (Mitte) und der optimierten Teilfüllung (rechts)

Zudem wird deutlich, dass die Dämpfungswirkung durch die Sandfüllung in Frequenzen über 3 kHz zunimmt, während der Effekt im Frequenzbereich von 0,5 bis 3 kHz lediglich marginal ist und die Sandfüllung für Frequenzen unter 0,5 kHz sogar teilweise eine Verschlechterung bewirkt.

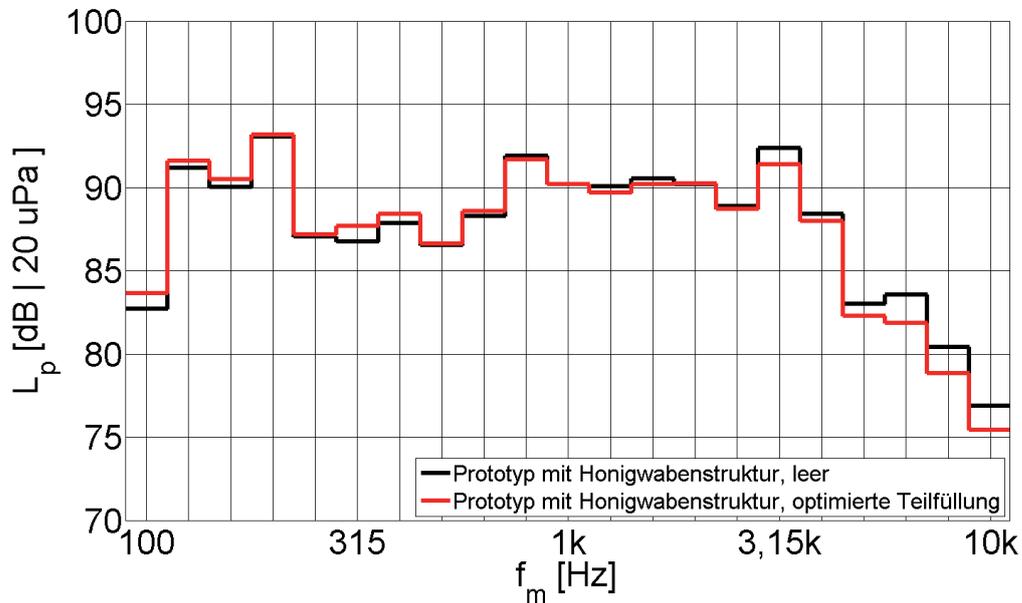


Bild 13: Schalldruckpegel für Motorhochläufe von $1500-4000 \text{ min}^{-1}$ und 50 Nm Last

Diese Effekte wurden in den Voruntersuchungen nicht beobachtet. Zum Vergleich ist in Bild 14 die Reduktion des Schallschnellepegels des Ölwannebodens dargestellt, die mit Hilfe der optimierten Teilfüllung im Rahmen der Voruntersuchungen erreicht wurde. Aufgrund der Wahl des Anregungsmechanismus konnte in den Voruntersuchungen ausschließlich der Frequenzbereich bis 2 kHz untersucht werden, also der Bereich, in dem in Bild 13 durch die Sandfüllung nur marginale Verbesserungen oder sogar Verschlechterungen zu erkennen sind. Im Gegensatz dazu zeigt Bild 14 in keinem Terzband eine Verschlechterung und für Frequenzen über 200 Hz immer eine minimale Reduktion von etwa 5 dB. Dabei werden auch teilweise Pegeldifferenzen von bis zu 13 dB erreicht. Eine wichtige Eigenfrequenz bei 254 Hz wird fast vollständig bedämpft.

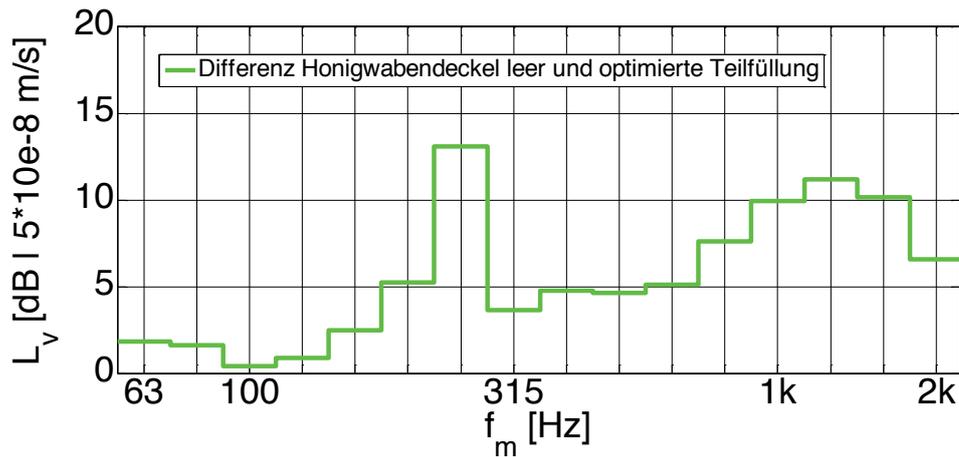


Bild 14: Differenz der auf dem Ölwanneboden gemessenen Schallschnellepegel des Honigwabendeckels mit und ohne Sandfüllung

Eine mögliche Begründung der Diskrepanz zwischen den Ergebnissen der Voruntersuchung und den Messergebnissen am Motorprüfstand ist, dass am Motorprüfstand das Gesamtgeräusch des Verbrennungsmotors und nicht nur die Schallabstrahlung der Ölwanne gemessen wird. Außerdem stand kein Akustik-Motorprüfstand zur Verfügung. Demzufolge haben die Geräusche der Prüfstandstechnik und vor allem die zahlreichen Reflexionen an den Wänden des verhältnismäßig kleinen Raumes einen wesentlichen Einfluss. Wird in dieser Umgebung eine Schallquelle eliminiert, muss das nicht zu einer signifikanten Reduktion des Gesamtgeräusches führen. Mit Hilfe von akustischen Messungen in einem Freifeldraum soll in einer weiterführenden Studie geklärt werden, ob das vorgestellte Konzept eine signifikante Reduktion der Schallabstrahlung der Ölwanne bewirkt.

In jedem Fall ist der befüllbare Prototyp so ausgeführt worden, dass er auch mit der optimierten Teilfüllung etwa 6% leichter als der Originaldeckel ist. Zusätzlich benötigt der entwickelte Honigwabendeckel auch nicht mehr Bauraum als der originale Deckel der Ölwanne. Insofern ist das hier vorgestellte Konzept durchaus interessant, auch wenn dessen am Motorprüfstand erreichte Pegelreduktion hier nur etwa 2 dB betrug. Zugunsten einer größeren Gewichtsreduktion könnte zusätzliches Füllmaterial eingespart werden. Die Voruntersuchungen haben gezeigt, dass auch geringe Füllmengen bereits große Effekte erzielen.

4. Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wurden drei verschiedene Konzepte zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors präsentiert und hinsichtlich ihrer thermischen und akustischen Wirksamkeit auf einem Motorprüfstand verglichen. Dabei hat sich die thermoakustische Vollkapselung sowohl hinsichtlich der Akustik als auch der Wärmespeicherung als die effektivste Methode erwiesen. Allerdings ist die Vollkapselung sehr empfindlich gegenüber Leckagen. Nachteilig sind der zusätzlich benötigte Bauraum und die erforderliche Zusatzmasse (7 kg bei P2+). Der optimierte Vollkapselprototyp P2+ führt zu einer Pegelreduktion von 17-19 dB und bewirkt eine deutlich längere Wärmespeicherung im Motoröl.

Die Applikation von Aluminiumschäumen hat sich als ineffizient erwiesen. Die Applikation eines wesentlich leichteren Kunststoffschaummaterials am seriennahen Prototyp der funktionsintegrierten Ölwanne führte hingegen zu einer Pegelreduktion von ca. 3 dB bei etwas über 0,5 kg Zusatzmasse. Die thermische Wirksamkeit dieser Maßnahme ist aber vergleichsweise gering.

Das Einbringen von granularen Medien im Boden der Ölwanne bewirkte mit nur 2 dB die geringste Pegelreduktion. Dennoch ist dieses Konzept interessant, da der befüllbare Prototyp mit einer optimierten Teilfüllung leichter als der Originaldeckel ausgeführt werden kann. Dabei wird kein größerer Bauraum als beim originalen Deckel benötigt. Außerdem haben Voruntersuchungen gezeigt, dass die Reduktion der Ölwannenschwingungen sehr groß ist und auch mit geringeren Füllmengen bereits große Effekte zu erzielen sind.

Der Vergleich der verschiedenen Konzepte im vorliegenden Beitrag zeigt, dass es in Abhängigkeit vom konkreten Anwendungsfall (Bauraum, Masse, Preis, Wärmespeichervermögen, Schallemission) möglich ist, mehrere Ziele gleichzeitig zu erreichen.

5. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojektes „Competence in MObility – Automotive“ und der „Landesinitiative Elektromobilität und Leichtbau – ELISA“, welche mit Geldern des Bundeslandes Sachsen-Anhalt und der Europäischen Union gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung.

Literatur

- [1] F. Duvigneau, T. Luft, J. Hots, J. L. Verhey, H. Rottengruber, U. Gabbert: Thermoacoustic performance of full engine encapsulations - A numerical, experimental and psychoacoustic study, *Applied Acoustics*, Volume 102, 15 January 2016, Pages 79-87. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.09.012
- [2] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, J. L. Verhey, U. Gabbert: Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 366, 2016, pp. 544-555. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.034
- [3] P. Schrader, F. Duvigneau, T. Luft, U. Gabbert, H. Rottengruber: Entwicklung einer funktionsintegrierten wärme- und schalldämmten Ölwanne, 40. Jahrestagung für Akustik - DAGA, Oldenburg, 2014
- [4] P. Schrader, F. Duvigneau, T. Luft, U. Gabbert, H. Rottengruber: Development, Simulation and Experimental Investigation of a Function-Integrated and Foam Damped Oil Pan for a Two Cylinder Diesel Engine, 44th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2015, San Francisco, 2015
- [5] F. Duvigneau, S. Koch, E. Woschke, U. Gabbert: An effective vibration reduction concept for automotive applications based on granular-filled cavities, *Journal of Vibration and Control*. DOI: 10.1177/1077546316632932

Numerische und experimentelle Parameterstudien zum akustischen Verhalten monosubstrater Twinlayer für automotive Anwendungen

Peter Schrader, Fabian Duvigneau, Torsten Schwammberger, Michael Feist, Hermann Rottengruber, Ulrich Gabbert

Kurzfassung

Vor dem Hintergrund steigender Kundenansprüche und gesetzlicher Anforderungen an das Vorbeifahrgeräusch von PKW spielen in der zukünftigen Motoren- und Aggregateentwicklung passive und aktive Sekundärmaßnahmen zur Verringerung des Motorgeräusches eine wachsende Rolle. Als wesentliche passive Sekundärmaßnahmen werden heute zum einen akustisch günstige Strukturkonzepte mit gezielt modifizierten Steifigkeiten des Motors entwickelt und zum anderen werden Dämmmaterialien zur Schallreduktion in den Motorraum eingebracht.

Der vorliegende Beitrag widmet sich der Untersuchung von Dämmmaterialien, wie Schäumen und Mikrofaservliesen, für die Kapselung von Motoren und Aggregaten. Die im Beitrag angegebenen Ergebnisse liefern einen Einblick in die Wirkungsweise von Dämmmaterialien und geben Hinweise für die Gestaltung von Motorenkapseln. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass eine auf die Oberfläche von Dämmmaterialien aus weichen Kunststoffschäumen aufgebrachte Masseschicht zu einer Verbesserung der Dämmwirkung führt [1, 2]. Zur Verifikation dieser Aussage werden verschiedene Dämmwerkstoffe mit unterschiedlichen Oberflächenschichten im Detail untersucht und das Potential der Schalldämmung unterschiedlicher Beschichtungen ermittelt. Es werden sowohl Oberflächenimprägnierungen des Grundwerkstoffes („Monosubstrate Twinlayer“) sowie Oberflächenkaschierungen untersucht und dabei die Schaumdicke des Materials, die Befestigungsart, die Imprägniertiefe, die Dichte und das Flächengewicht der Oberflächenschicht sowie die Beschaffenheit des Grundmaterials variiert. Dabei wird nicht nur die akustische Gesamtwirkung der verschiedenen Einflussfaktoren ermittelt, sondern auch die Wirksamkeit in verschiedenen Frequenz- und somit Anwendungsbereichen untersucht.

Abstract

Due to growing customer demands and legal requirements concerning the pass-by-noise of passenger cars, passive and active secondary measures to decrease the engine noise play an increasing role in future engine- and aggregate-developments. The most substantial means of passive secondary measures are acoustically beneficial structural concepts resulting in a modified stiffness of the engine as well as the application of insulation materials as foams and microfiber fleece for the encapsulation of engines and aggregates. Previous investigations have shown that a mass layer glued to a light plastic foam material causes in general an improvement of the damping effect. Based on that fact, insulation materials with different surface layers

are examined in detail and the acoustic potential of the different coatings are determined systematically. Surface impregnations of the basic materials (“monosubstrate twinlayers”) are examined as well as surface laminations. The foam thickness, the method of fixation, the depth of the impregnation, the density and areal mass of the coating and the basic material are varied. Hereby, not only the overall acoustical effect of the damping material is regarded but also its effectiveness in different frequency ranges is studied as well.

1. Numerische Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen wurden an Plattenmodellen durchgeführt (siehe Kapitel 2 zum Versuchsaufbau). Um auf einfache Weise Parameterstudien durchführen zu können, wurde ein auf der Finite-Element-Methode (FEM) basierendes Simulationsmodell entwickelt und an Hand von experimentellen Ergebnissen verifiziert. Im Experiment wurden sowohl eine 18 mm dicke Aluminiumplatte als auch eine 1 mm dicke Stahlplatte als Basis für das Aufbringen unterschiedlichster Dämmmaterialien benutzt. Dafür wurden entsprechende 3D-Strukturmodelle unter Nutzung von 10-Knoten-Tetraeder-Elementen entwickelt. Für die Modellierung des umgebenden Luftvolumens wurden akustische Tetraeder-Elemente genutzt. Der wesentlich elastischere Kunststoffschaum wurde mit Hilfe von 20-Knoten-Hexaeder-Elementen diskretisiert. Das entwickelte Berechnungsmodell ist in Bild 1 dargestellt. Die Grundplatte wurde mit Tetraeder-Elementen diskretisiert, um auf einfache Weise die Plattenhalterungen und die Anbindung des Shakers sowie Bohrungen, Hohlräume und ähnliche Details in das Modell integrieren zu können. Spezielle Untersuchungen zur Gestaltung der Randbedingungen hatten ergeben, dass die beste Übereinstimmung zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen dann erzielt wird, wenn an den rot markierten Stellen (Aufhängepunkte der Platte und Shaker-Anbindung, siehe Bild 1) alle drei Verschiebungsfreiheitsgrade gesperrt werden.

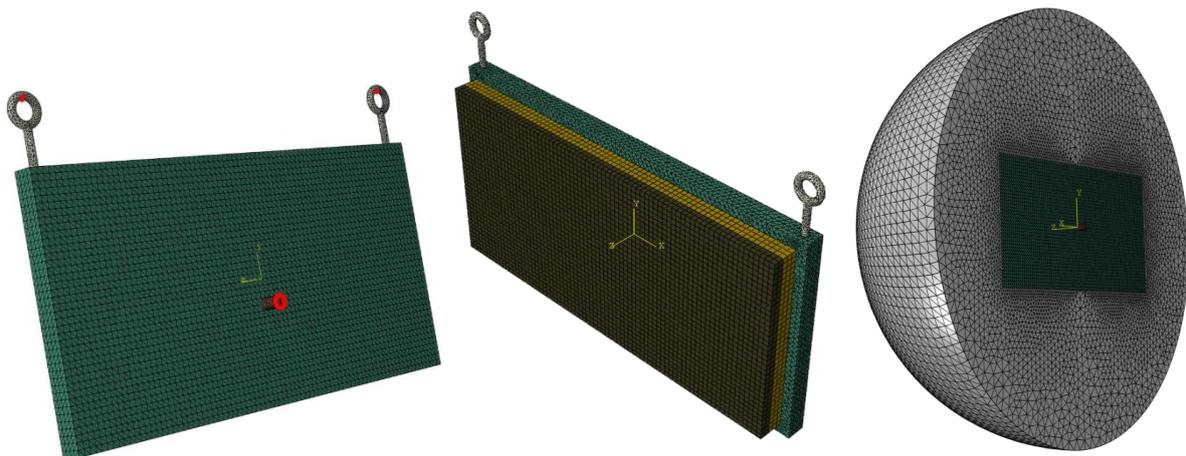


Bild 1: Rückseite des Plattenmodells (links), Platte mit Schaum (Mitte), Platte mit Umgebungsluft (rechts)

Die erforderliche Feinheit der Diskretisierung hängt von der Schallgeschwindigkeit in der Platte ab und wird durch die Wellenlänge der oberen Grenzfrequenz des interessierenden Frequenzbereiches bestimmt. Im vorliegenden Fall wurde eine

durchschnittliche Elementkantenlänge von etwa 5 mm genutzt, um auch die Geometriedetails der verschiedenen Bohrungen, Kavitäten, Hülsen, Befestigungshaken- und stifte berücksichtigen zu können und dabei verzerrte Elemente zu vermeiden. Eine Ausnahme bildet das umgebende Luftvolumen, das mit zur Peripherie hin größeren Elementen vernetzt wurde. Insgesamt umfassen die FE-Modelle für die Akustiksimulationen etwa 175.000 Elemente für die Platte inklusive Haken und Shaker-Anbindungsstück (i), zwischen 65.000 und 125.000 Elemente für die Dämmmaterialien der Dicke 15 bis 30 mm(ii) und zwischen 405.000 und 415.000 Elemente für das Luftvolumen(iii). Es konnte auf Grund der hohen Struktursteifigkeit der Platte angenommen werden, dass es keine Rückwirkung des Luftvolumens auf die Festkörperstruktur gibt, so dass auf eine vollständig gekoppelte Struktur-Fluid-Interaktion verzichtet wurde. Für die Berechnung der Schallabstrahlung in die Umgebungsluft unter Freifeldbedingungen wurden an der Peripherie des Luftvolumens impedanzbasierte absorbierende Randbedingungen eingeführt, um die Sommerfeldsche Abstrahlrandbedingung zu erfüllen und Reflexionen vom Fluidrand in das Luftvolumen zu vermeiden.

Um die Funktionalität des Modells sicherzustellen, wurden die Simulationsergebnisse mit Messungen an der Versuchsvorrichtung (siehe Bild 9) verglichen. Dazu wurde die Platte mit einem hochdynamischen elektromagnetischen Schwingungsgenerator mit weißem Rauschen angeregt und die Plattenoberfläche mit Hilfe eines Laservibrometers vermessen. In der Simulation wurde eine identische Erregung verwendet. Die mittels Laservibrometer und Simulation ermittelten Eigenfrequenzen und Eigenformen stimmen sehr gut überein, wie in Bild 2 zu erkennen ist.

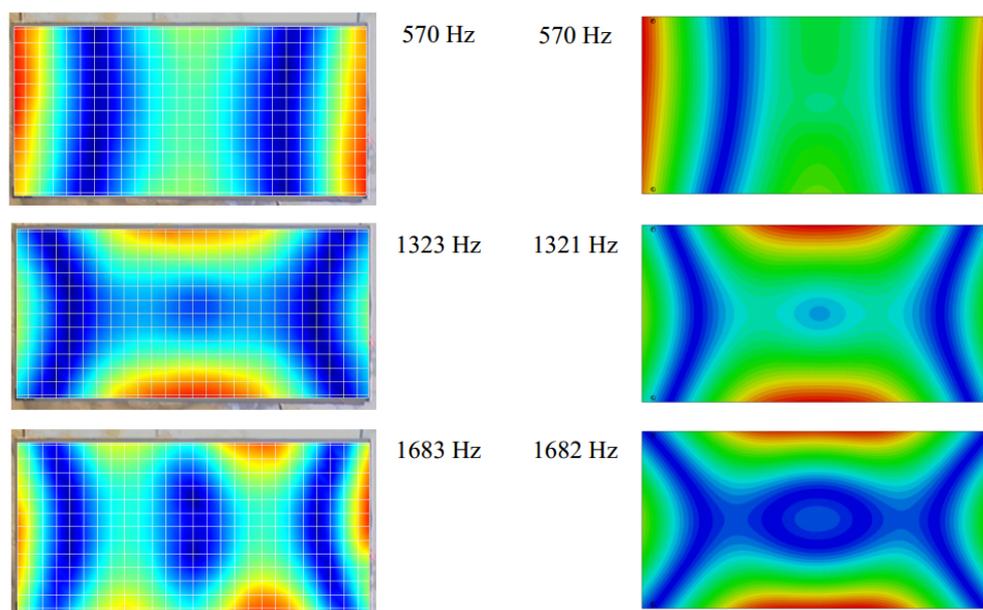


Bild 2: Vergleich der Laservibrometermessung der Oberflächenschnelle der schwingenden Platte (links) und Simulationsergebnis (rechts) bei drei Eigenschwingungsformen.

Die Materialkenngrößen der mehrlagigen Schäume wurden mit Hilfe von Zugversuchen bestimmt. Dabei wurden imprägnierte und unimprägnierte Schäume unterschiedlicher Dicke in mehreren Zyklen be- und entlastet, wobei ein Zyklus aus jeweils drei Be- und Entlastungen bestand. Die Ausgangsbreite der Proben betrug 40 mm und die Ausgangslänge 160 mm. Die maximale Längenänderung des Schaums

im Zugversuch wurde auf 20 mm beschränkt. In der praktischen Anwendung fällt die Dehnung deutlich geringer aus und es kann von linear-elastischem Verhalten ausgegangen werden. Aus der gemessenen Kraftdifferenz ΔF und der Längendifferenz Δl kann der Elastizitätsmodul ermittelt werden zu

$$E = \frac{\Delta F \cdot l_0}{A_0 \cdot \Delta l},$$

wobei A_0 der Ausgangsquerschnitt und l_0 die Ausgangslänge der Probe ist.

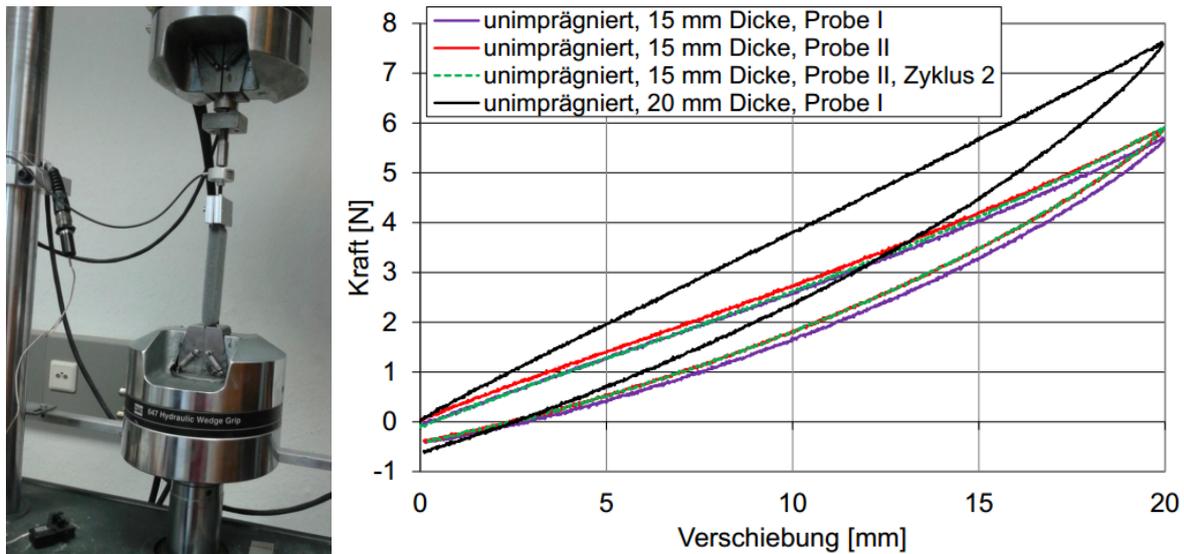


Bild 3: Aufbau Zugversuch (links) und Kraft-Verschiebungsdiagramm für unimprägnierte Schäume verschiedener Dicke

Bild 3 links zeigt den Aufbau des Zugversuchs mit der eingespannten Probe, dem induktiven Weggeber und der Kraftmessdose. Auf der rechten Seite von Bild 3 sind die Ergebnisse des Zugversuchs für unimprägnierte Schäume zu sehen. Eine Erhöhung der Dicke des Materials führt zu einer Versteifung (schwarzer Graph). Die Durchführung mehrerer Belastungszyklen bringt keine nennenswerte Änderung im Spannungs-Dehnungsverhalten mit sich, wie die Betrachtung des roten und grünen Graphen zeigt. Anders ist das bei den imprägnierten Schäumen. Hier ist bereits nach einem Belastungswechsel eine Schwächung des Materials erkennbar, die sich in geringerem Maße auch bei den folgenden Belastungswechseln fortsetzt (siehe Bild 4). Der Vergleich der Kraftamplituden in Bild 3 und Bild 4 verdeutlicht, dass imprägnierte Schäume erwartungsgemäß einen größeren E-Modul aufweisen als nicht imprägnierte Schäume. Die Versteifung wird durch das Aufbringen der Imprägnierschicht auf die offenporigen Zellen des Schaums verursacht. Die Absenkung der Kraftamplitude bei mehreren Belastungswechseln deutet auf ein sukzessives Aufreißen des Imprägnats auf den Schaumzellen hin, wodurch seine versteifende Wirkung reduziert wird. Dieser Prozess der schrittweisen Riss- und schließlich Karstbildung in der Imprägnierschicht ist deutlich zu erkennen, tritt aber insbesondere bei großen Verformungsamplituden auf. Bild 4 macht zudem deutlich, dass bei gleichem Materialquerschnitt deutliche Unterschiede in der Ausgangssteifigkeit zweier imprägnierter Schäume auftreten,

welche bei den unimprägnierten Schäumen deutlich geringer ausfallen (Vergleich roter und violetter Graph in Bild 3). Somit ist von einem wichtigen Einfluss des Imprägniervorgangs auf die Steifigkeit der Imprägnierschicht auszugehen.

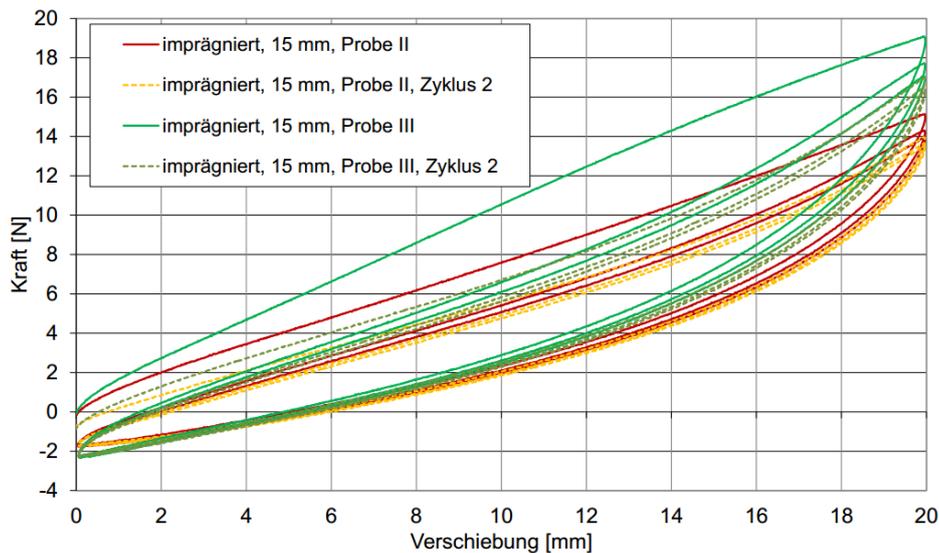


Bild 4: Kraft- Verschiebungsdiagramm des Zugversuchs für vollständig imprägnierte Schäume gleicher Dicke

Die Auswertung aller durchgeführten Versuche ergibt für die unimprägnierten Schäume einen E-Modul zwischen 0,057 und 0,062 N/mm², während bei den imprägnierten Schäumen der E-Modul beim ersten Dehnungsvorgang zwischen 0,165 und 0,22 N/mm² liegt. Nach sechs Lastwechseln ist eine Verringerung auf etwa 0,14 N/mm² bei Schäumen mit geringerem Ausgangs-E-Modul und auf etwa 0,18 N/mm² bei denen mit höherem Ausgangs-E-Modul zu verzeichnen. Wie bereits erwähnt, ist diese Abschwächung des E-Moduls eine Folge großer Dehnungsänderungen wie sie bei industriellen Anwendungen des Schaums als Dämmschichten nicht zu erwarten sind.

Mit den ermittelten Elastizitäts-Modulen wurde das Simulationsmodell der schwingenden Aluminiumplatte um Modelle mit mehrlagigen Dämmmaterialien erweitert. Die Kontaktfläche zwischen dem Tetraedermodell der Platte und dem Hexaedermodell der Dämmschicht wurde so gestaltet, dass die Knoten weitgehend identisch sind und so auf einfache Weise ein flächiger Kontakt realisiert werden konnte, der einer Verklebung beider Materialien im Experiment entspricht. Die mit dem Modell durchgeführten Berechnungen liefern die Schalldruckverteilung im umgebenden Luftvolumen, die im Experiment mit Hilfe eines Mikrofonarrays gemessen wurde. Das Bild 5 zeigt exemplarisch einen Vergleich von Simulation und Experiment für eine Platte mit einem 20 mm dicken Schaum und einer Imprägnierschicht von 6 mm Dicke für zwei Druckmaxima bei 1458 Hz und 1618 Hz. In beiden Fällen liegen die Peaks des Schalldruckes in der Simulation und im Experiment bei den gleichen Frequenzen. Die Unterschiede im Schalldruckpegel, die insbesondere bei 1618 Hz erkennbar sind, werden vermutlich durch eine vereinfachte Modellierung der Materialdämpfung verursacht. Im Modell wurde eine mittlere Rayleigh-Dämpfung für die gesamte Schicht benutzt, obwohl sich die Dämpfungen in der nicht imprägnierten Schicht von derjenigen der imprägnierten Schicht unterscheiden dürften. Spezielle experimentelle Untersuchungen dazu wurden bisher nicht durchgeführt. Darüber hinaus lassen sich die Parameter des Rayleighmodells

näherungsweise nur so bestimmen, das die tatsächliche frequenzabhängige Dämpfung nur angenähert wird.

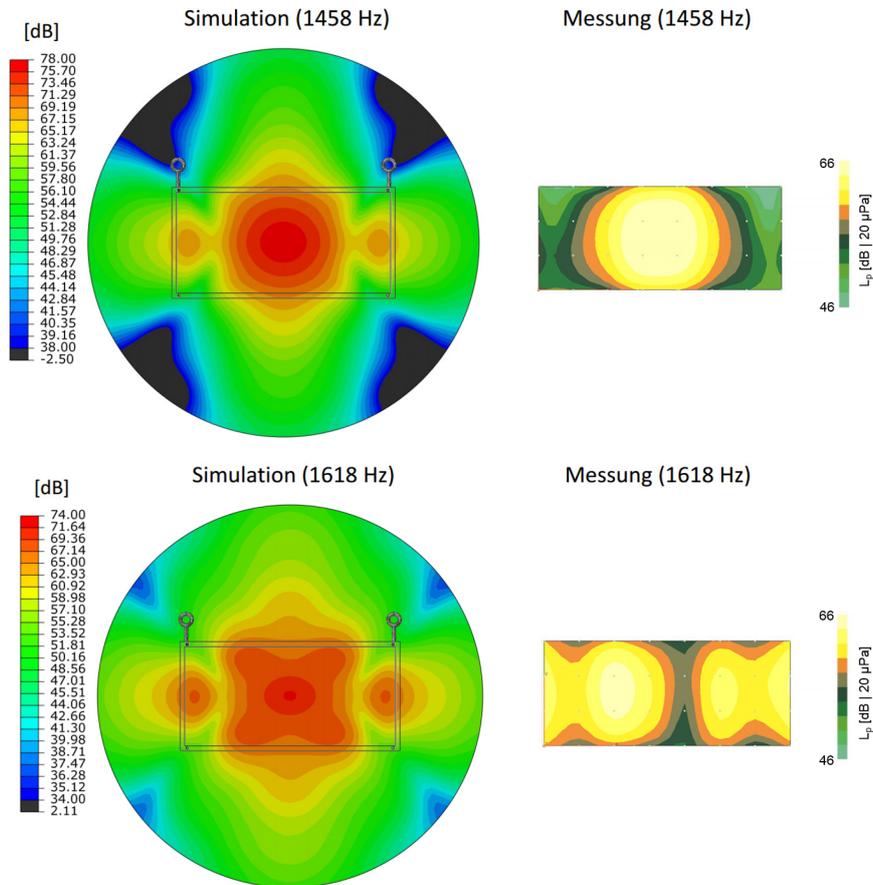


Bild 5: Vergleich der Schalldruckpegel an zwei Druckmaxima im Plattenversuch in 50 mm Abstand von der Schaumoberfläche in Simulation (links) und Experiment (rechts)

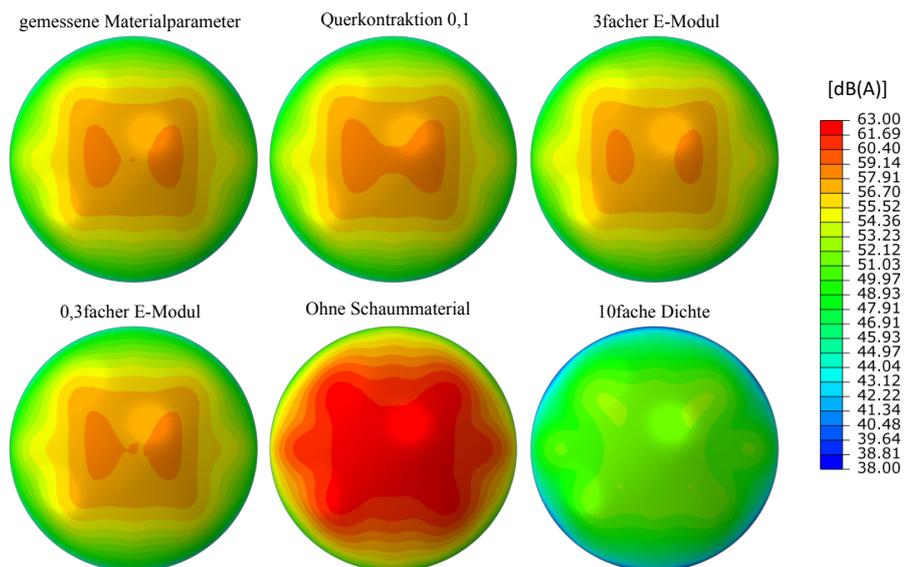


Bild 6: Schalldruckpegel von 0-4 kHz bei Änderung der Materialparameter, 20 mm Schaummaterial, Imprägniertiefe 10 mm

Bei einer Variation der Materialparameter Dichte, E-Modul und Querkontraktionszahl zeigte sich bei der Simulation, dass vor allem die Dichte einen signifikanten Einfluß hat, deren Erhöhung eine Reduktion der abgestrahlten Schalleistung bewirkt, wie Bild 6 verdeutlicht. Der Einfluss des E-Moduls und der Querkontraktionszahl sind dagegen gering.

Einen ähnlichen Einfluss zeigt die Vergrößerung der Imprägniertiefe. Die Simulationsergebnisse ergeben eine Absenkung der abgestrahlten Schalleistung mit zunehmender Imprägniertiefe (siehe Bild 7).

In den bisher vorgestellten Untersuchungen dominiert die hohe Steifigkeit der 18 mm dicken Platte, weshalb der in Bild 7 dargestellte Einfluss der Imprägniertiefe auch eher gering ausfällt. Daher wurden die Berechnungen mit einer 2 mm dünnen Platte unter sonst identischen Bedingungen wiederholt. Die Ergebnisse zeigen hier einen deutlich größeren Einfluss der Imprägniertiefe (siehe Bild 8). Eine Vergrößerung der Imprägniertiefe führt zu einer Verringerung der abgestrahlten Schalleistung. Allerdings zeigt der Vergleich von Bild 7 und Bild 8, dass die abgestrahlte Schalleistung der dünnen Platte generell deutlich größer ist als bei der dicken Platte, was eine Folge der geringeren Steifigkeit der dünnen Platte ist. Eine vorherige starke Dehnung des Dämmmaterials im Zugversuch führt, wie bereits erläutert, zu einer Verringerung des E-Moduls und damit der Steifigkeit, wodurch die abgestrahlte Schalleistung zunimmt. Auch hier ist der Einfluss bei der dünnen Platte deutlich größer als bei der dicken Platte.

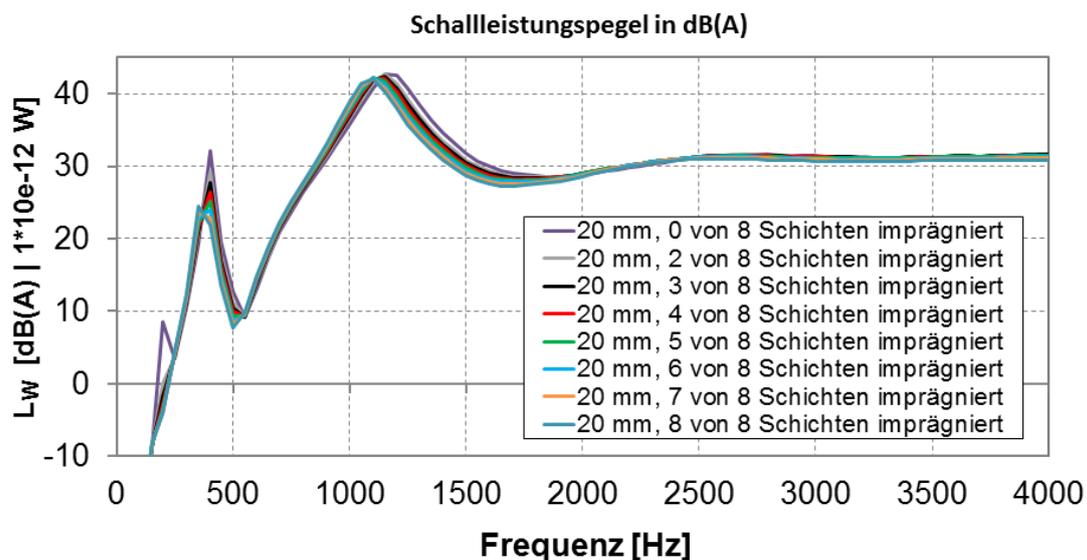


Bild 7: Einfluss der Imprägniertiefe auf die abgestrahlte Schalleistung

In weiteren Simulationen wurde der Einfluss der Materialdämpfung auf das dynamische Verhalten der Platten und die abgestrahlte Schalleistung untersucht. Es zeigte sich erwartungsgemäß, dass eine Erhöhung der Materialdämpfung der Dämmmaterialien erwartungsgemäß zu einer Reduktion der von den Platten abgestrahlten Schalleistung führt, die bei der dünnen Platte deutlich stärker zum Tragen kommt als bei der dicken Platte. Da im Simulationsmodell der Dämpfungseinfluss nur angenähert werden kann, werden dieser Einfluss und weitere Materialeinflüsse in den experimentellen Untersuchungen genauer untersucht.

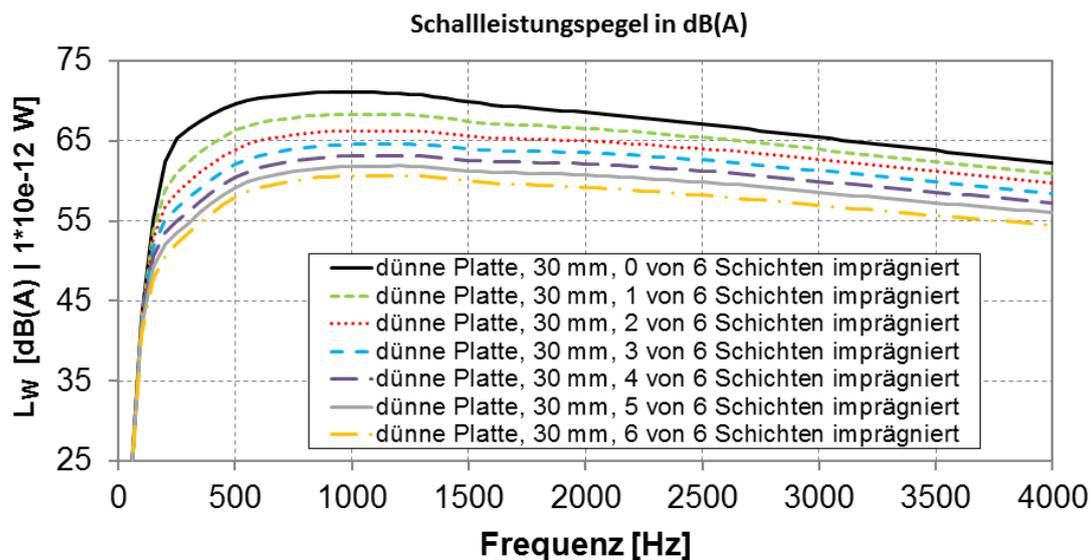


Bild 8: Einfluss der Imprägniertiefe auf die Schalleistung bei 2 mm dünner Platte

2. Experimentelle Untersuchungen

Für die vergleichende Untersuchung der Dämmmaterialien wurde ein Versuchsaufbau realisiert, der die Messungen von äußeren Störgeräuschen abschirmt, die Reflexion des von den Versuchsträgern abgestrahlten Schalles verhindert, und die Störgeräusche durch den Schwingungsgenerator so minimiert, dass der Versuchsträger die dominierende Schallquelle im Versuchsraum ist. Die Messung erfolgte in einem Vollfreifeldraum. Der Versuchsaufbau ist in Bild 9 dargestellt.

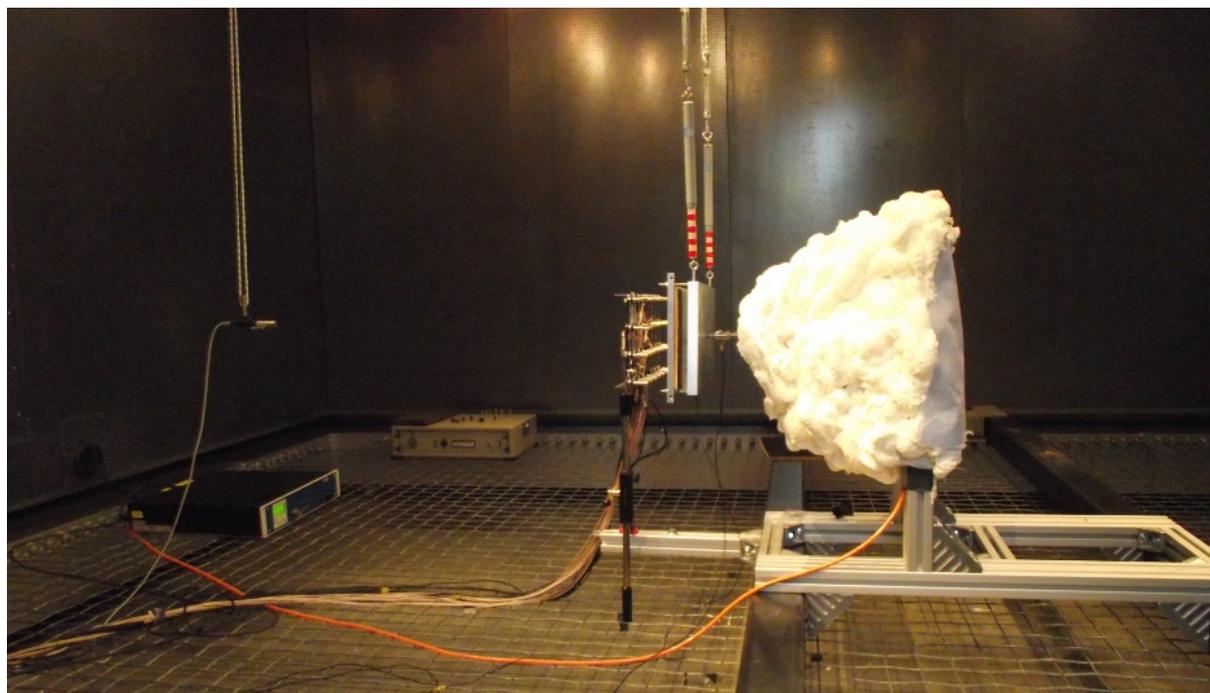


Bild 9: Versuchsaufbau zur akustischen Vermessung der Dämmmaterialien

In der Raummitte befindet sich die an zwei Kraftmessern aufgehängte Metallplatte mit aufgebrachtem Dämmmaterial. In einem Abstand von 50 mm zur Oberfläche des zu untersuchenden Materials befindet sich das Mikrofonarray mit 8x4 Mikrofonen auf einer Fläche von 350x150 mm. Die Dämmmaterialproben haben die gleichen Abmaße. Mit dem Mikrofonarray erfolgt die Messung des Schalldruckes im Nahfeld und die Messung der Schalldruckverteilung. Links vom Array ist an der Raumdecke ein Fernfeldmikrofon in einem Abstand von etwa 0,9 m zur Plattenoberfläche angebracht. Der Prüfaufbau ist so realisiert, dass das Fernfeldmikrofon innerhalb des raumspezifischen Hallradius von 1,0 m außerhalb des Diffusfeldes positioniert ist. Rechts von der Metallplatte befindet sich die weiße Umschäumung des elektrodynamischen Schwingungserregers (im Weiteren als Shaker bezeichnet). Die Schaumhülle des Shakers ist so gestaltet, dass die Funktionalität des Shakers nicht beeinträchtigt wird und gleichzeitig das abgestrahlte Shakergeräusch deutlich unter dem der Platte liegt. Der Shaker bringt über eine 10 mm starke Kopplungsstange eine Kraft auf die Platte auf und wird über einen Verstärker (links im Bild) mit weißem Rauschen angeregt, dessen Amplituden- und Phasengang bei allen Versuchen identisch war. In die Kopplungsstange ist ein Impedanzmesskopf eingebaut, mit welchem die Kraftanregung gemessen wird. Vor der Verbindung der Platte mit der Kopplungsstange wurde ihre Aufhängung so justiert, dass die Gewindebohrung der frei hängenden Platte koinzident zum Anschlussgewinde ist. Auf diese Weise wurde eine kraftfreie Anbindung an den Shaker gewährleistet. Die Kraftmesser an der Aufhängung garantieren die Reproduzierbarkeit des Aufbaus bei Demontage der Platte. Für die Untersuchungen wurden, ähnlich wie in der Simulation, zwei verschiedene Platten verwendet: eine 18 mm dicke Aluminiumplatte mit den Maßen 200 x 400 mm und eine Platte aus verzinktem Stahlblech mit einer Dicke von 1 mm, an deren Rückseite ein Stahlzylinder mit einer Gewindebohrung für die Anbindung an den Shaker angelötet wurde. Bei den Versuchen mit der dicken Platte haben die Dämmmaterialien einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Gesamtsteifigkeit.

Einfluss der Befestigungsart

Auf der dicken Platte wurden die Dämmmaterialien sowohl flächig aufgeklebt als auch mithilfe eines Kunststoffrahmens an den Rändern fixiert. Die letztere Möglichkeit entfällt bei der dünnen Platte. Hier wurden lediglich flächig aufgeklebte Schäume untersucht. Die Klebung erfolgte mit Hilfe einer auf die Platte aufgetragenen Klebestreifenschicht, wodurch die Dämmmaterialien nach der Messung leicht wieder entfernt werden konnten.

Bild 10 stellt die Auswirkung der Befestigungsart auf den Schalldruckpegel und die Schalldruckpegelreduktion durch imprägnierte Schäume dar. Augenfällig ist die stärkere Pegelreduktion im Falle des in einem Rahmen befestigten Schaumes (z.B. in den Ausschnitten A1 und A2). Bei der Rahmenbefestigung ist der Schaum lediglich an den Rändern mit der Platte gekoppelt, während die Klebung für eine vollflächige Verbindung des Schaums mit Platte sorgt. Die Schalldruckverteilung für ausgesuchte Eigenfrequenzen, welche Bild 11 darstellt, zeigt im Vergleich zum aufgeklebten Schaum eine deutlich schlechtere Übertragung der Schwingung besonders bei der dominierenden 5. Eigenfrequenz, welche im Ausschnitt A2 von Bild 10 dargestellt ist. Insgesamt ergibt sich bei der Rahmenbefestigung eine Summenpegelreduktion von 5 dB, während sie beim geklebten Schaum lediglich 2 dB beträgt. Eine Befestigung der Schäume an wenigen ausgewählten Stellen ist daher einer vollflächigen Klebung vorzuziehen.

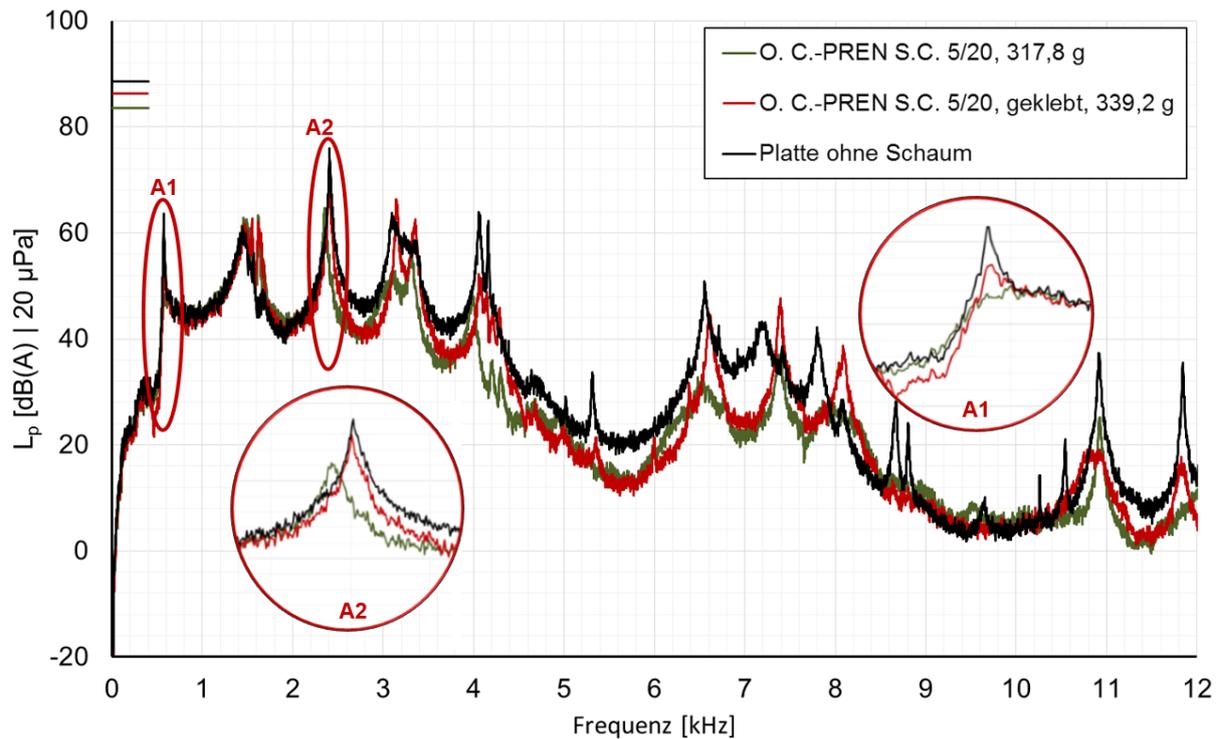


Bild 10: Schalldruckpegel im Nahfeld für einen mit Rahmen befestigten (grün) und aufgeklebten Schaum (rot) gleicher Dicke und Imprägniertiefe gegenüber der Platte ohne Schaum (schwarz)

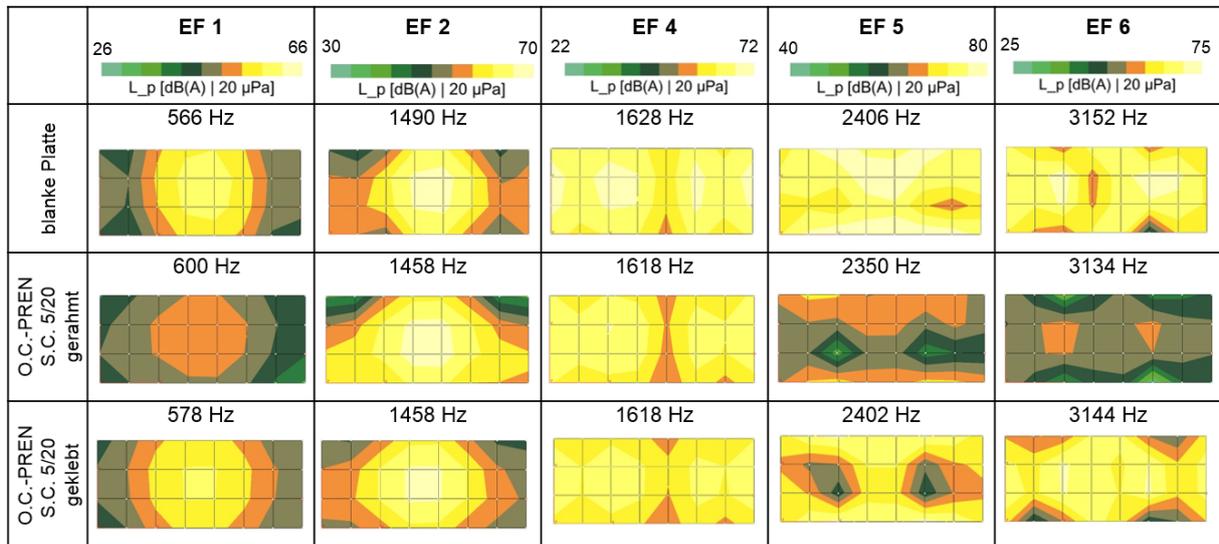


Bild 11: Schalldruckverteilung im Nahfeld für die blanke Platte (oben), einem aufgeklebten Schaum (Mitte) und dem mit einem Rahmen befestigten gleichen Schaum (unten) an den dominierenden Schalldruckmaxima

Einfluss der Schaumdicke

Den Einfluss der Schaumdicke zeigt in Bild 12 die Terzpegeldarstellung von drei Experimenten mit unterschiedlich dicken Schäumen als Dämmschicht. Die A-bewerteten Schalldruckpegel sind im oberen und die Pegelerhöhungen im unteren Diagramm dargestellt.

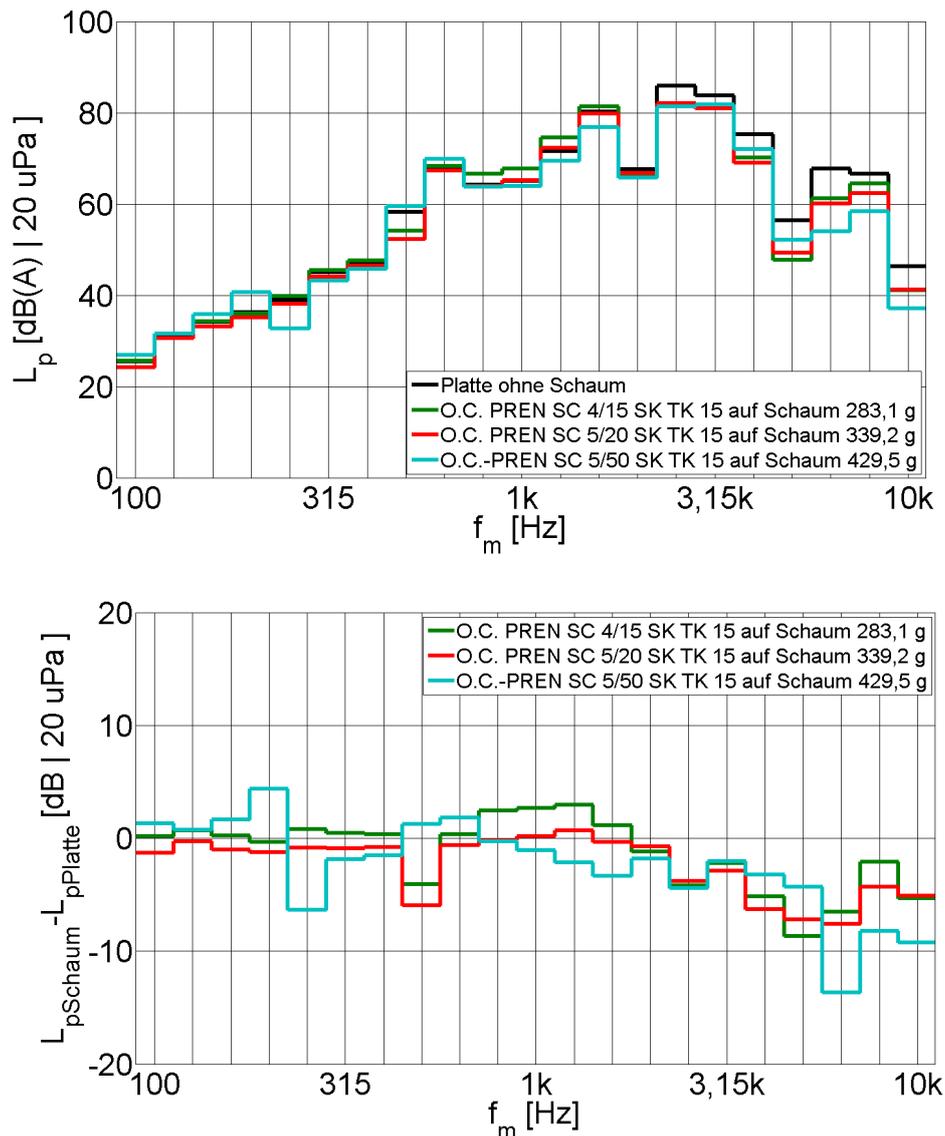


Bild 12: Terzpegel (oben) und Terzpegelerhöhung (unten) des Schalldrucks im Nahfeld für Schäume der Dicke 15 (grün), 20 (rot) und 50 mm (türkis) mit imprägnierter Oberflächenschicht

Eine Erhöhung der Schaumdicke führt zu einer besseren Dämmung, vor allem aber auch zu einer Verbesserung im unteren Frequenzbereich, was der rote und der blaue Graph gegenüber dem grünen Graphen in Bild 12 zeigen. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Ergebnissen der Simulation. Untersucht wurden oberflächenimprägnierte Schäume der Dicke 15, 20 und 50 mm, wobei der 50 mm dicke Schaum die besten Resultate ergab.

Einfluss einer Oberflächenkaschierung

Es folgt die Untersuchung des Einflusses einer zusätzlichen Beschichtung der imprägnierten Oberfläche mit einer dünnen Kunststoffolie (Oberflächenkaschierung). Bild 13 zeigt die Terzpegelerhöhung im Nahfeld der Platte für zwei verschiedene Schaumdicken. Bei Frequenzen oberhalb von 1000 Hz zeigen die Schäume mit einer Oberflächenkaschierung deutliche Pegelreduktionen von bis zu 15 dB, wie die rechte Darstellung in Bild 13 zeigt.

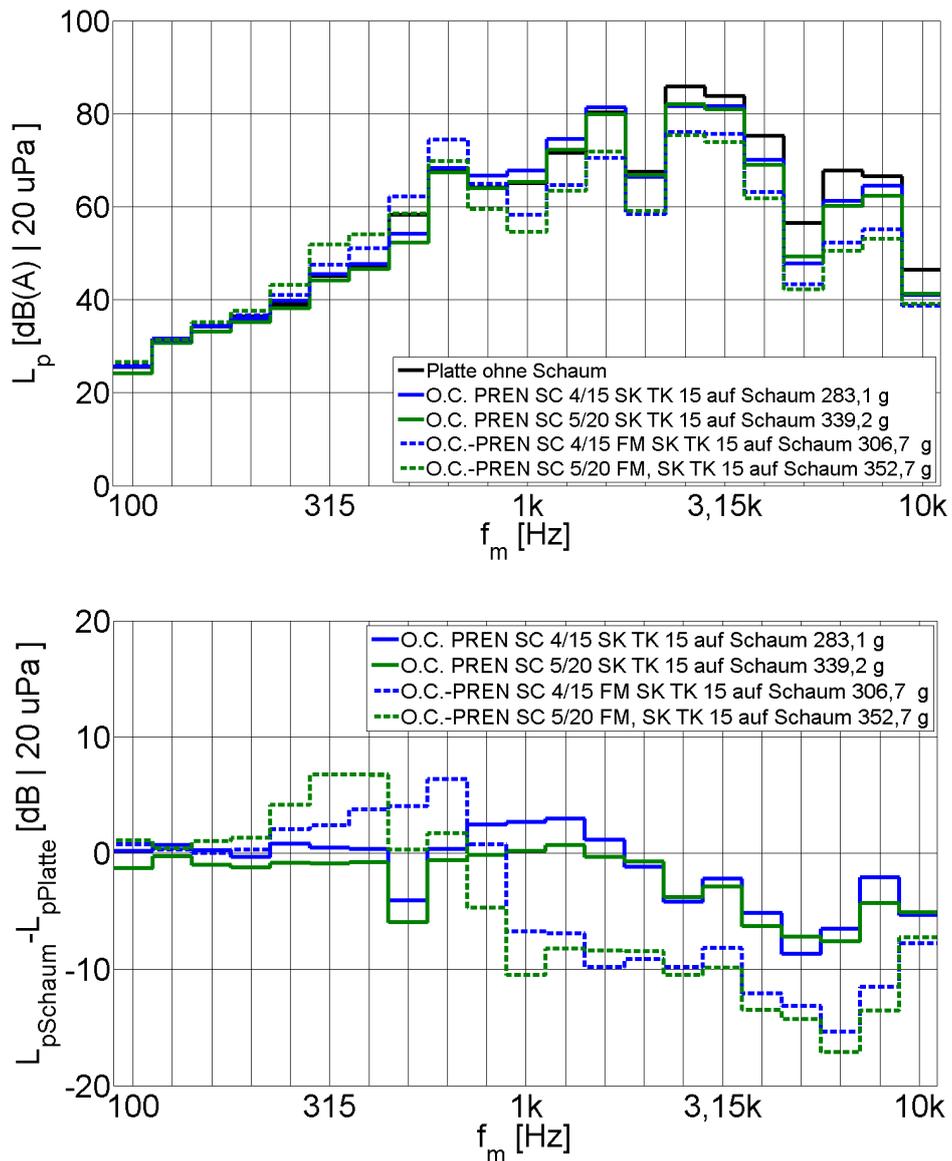


Bild 13: Terzpegel des Schalldruckes im Nahfeld und Pegelerhöhungen für oberflächenimprägnierte Schäume der Dicke 15 (blau) und 20 mm (grün) mit (gestrichelt) und ohne Oberflächenkaschierung (durchgezogen)

Bei niedrigen Frequenzen ist jedoch eine leichte Erhöhung der Schalldruckpegel zu konstatieren, welche mit Zunahme der Schaumdicke und damit der Masse zu niedrigeren Frequenzen hin verschoben wird. Eine solche Erhöhung tritt nicht bei allen Messungen mit kaschierten Materialien auf, lässt sich also nicht eindeutig auf die Kaschierung zurückführen.

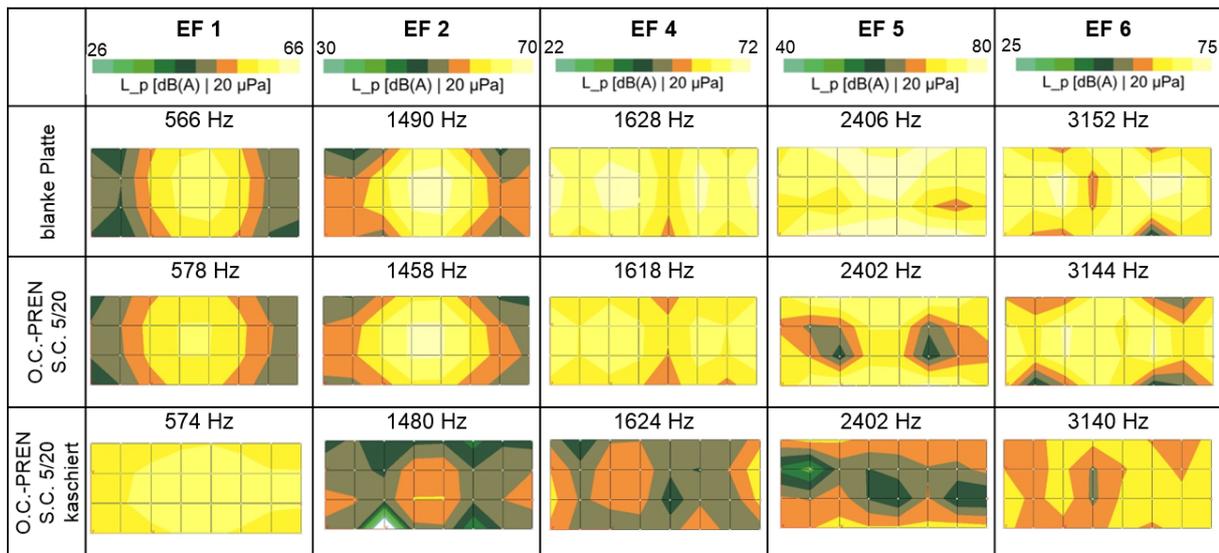


Bild 14: Schalldruckverteilung im Nahfeld für die blanke Platte (oben), einem unkaschierten Schaum (Mitte) und seiner kaschierten Variante (unten) an den dominierenden Schalldruckmaxima

Der positive Einfluss der Oberflächenkaschierung kann auf drei Einflüsse zurückgeführt werden: (i) die Versteifung der Schaumoberfläche, (ii) eine Erhöhung der Masse der Oberfläche (die sich in einer Masseerhöhung des Schaumes niederschlägt) und damit zu einer Erhöhung der inneren Dämpfung des unimprägnierten Schaumes führt und (iii) die innere Reflexion des sich im offenporigen Material ausbreitenden Schalls durch eine quasi-schallharte Oberfläche, welche sich besonders bei höheren Frequenzen zeigt. Dies verdeutlicht auch das Bild 14, das die Schalldruckverteilung im Nahfeld für die dominanten Frequenzen des Schalldruckpegels für die blanke Platte, den nicht-kaschierten Schaum und den kaschierten Schaum zeigt. Dieser zeigt lediglich beim ersten Schalldruckmaximum bei 570 Hz einen größeren Schalldruckpegel. Bei höheren Frequenzen wird die positive Wirkung der Kaschierung deutlich sichtbar, wobei der Unterschied zweier Farbstufen 4 dB oder sogar 5 dB (EF 4 und 6) beträgt.

Einfluss der Dichte des Dämmmaterials

In der Simulation wurde der Einfluss einer Änderung der Dichte des *gesamten* Materials untersucht, wobei eine Verzehnfachung der Dichte angenommen wurde. Das führt, wie Bild 6 zeigt, zu einer deutlichen Absenkung des Schalldruckpegels. Bei der experimentellen Untersuchung wurde zum Nachweis des Dichteinflusses imprägnierte Mikrofaservliese mit einer Dichte zwischen 469 und 610 kg/m³ und einer Dicke von 10 mm verwendet. Das führte allerdings nur zu einer Dichteerhöhung auf lediglich das 1,3-fache der Ursprungsdichte. Die unter Nutzung dieses Materials für die dicke Platte erzielte Schalldruckpegel im Nahfeld zeigt Bild 15. Während die Mikrofaservliese mit Oberflächenkaschierung insgesamt eine hohe Pegelreduktion bewirken, fällt der Unterschied bei der Verwendung von Matten verschiedener Dichte relativ gering aus. Der Unterschied im Summenpegel beträgt hier nur etwas mehr als 1 dB. Der Verlauf der Graphen in Bild 15 sowie die dort angegebenen Ausschnittsvergrößerungen A1 und A2 zeigen, dass mit zunehmender Dichte des Materials die Dämpfung zunimmt. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Simulationsergebnissen.

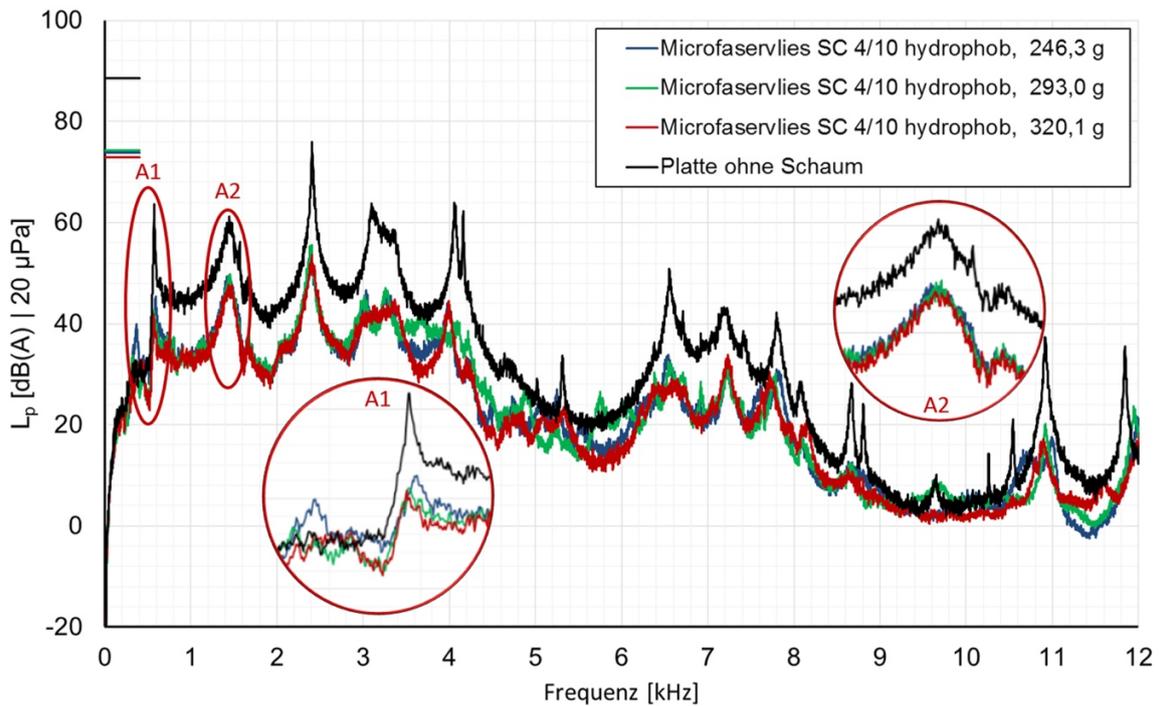


Bild 15: Schalldruckpegel (Nahfeld) im Frequenzbereich für Microfaservliese der Dicke 10 mm mit der Dichte 469 (blau), 558 (grün) und 610 kg/m³ (rot) gegenüber der Platte ohne Verkleidung

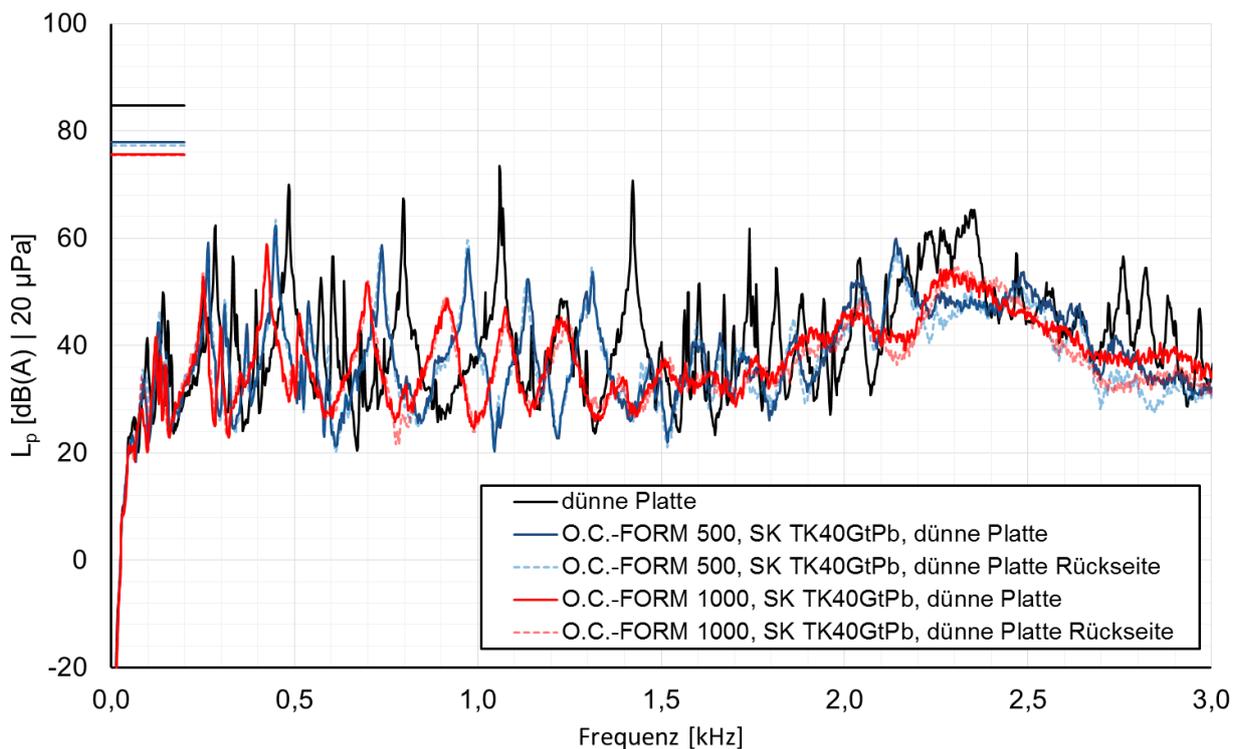


Bild 16: Schalldruckpegel (Nahfeld) im Frequenzbereich bis 3 kHz für vollimprägnierte Schäume der Dicke 3 mm mit der Dichte 670 (blau) und 1340 kg/m³ (rot) gegenüber der dünnen Platte ohne Verkleidung. Die gestrichelten Graphen: Schaum auf die Rückseite der Platte geklebt

Noch deutlichere Unterschiede ergeben sich, wenn sich die Dichten um den Faktor 2 unterscheiden. Dazu wurden Versuche an einer 1 mm dünnen Platte durchgeführt. Diese wurde vollständig mit 3 mm dicken, imprägnierten Schäumen beklebt. Es wurden Schäume mit 2 verschiedenen Dichten von 670 kg/m^3 und 1340 kg/m^3 untersucht. Durch die Verdopplung der Schaumdichte wurde eine Summenpegelreduktion von 2,5 dB erzielt, wie die Linien zur Darstellung des Summenpegels an der Ordinate von Bild 16 verdeutlichen. Die Vorteile des schwereren Schaumes gegenüber dem leichteren zeigen sich vor allem im Frequenzbereich unter 2500 Hz. Aufgrund der geringeren Steifigkeit der Platte werden durch die Dämmmaterialien auch niedrigere Eigenfrequenzen unterhalb von 500 Hz gut gedämpft. Für die Dämpfungswirkung ist es unerheblich, ob der Schaum auf der Vorder- oder der Rückseite der Platte angebracht wird, wie die fast vollständige Übereinstimmung der gestrichelten und nicht-gestrichelten Graphen in Bild 16 zeigt.

Einfluss der Imprägniertiefe

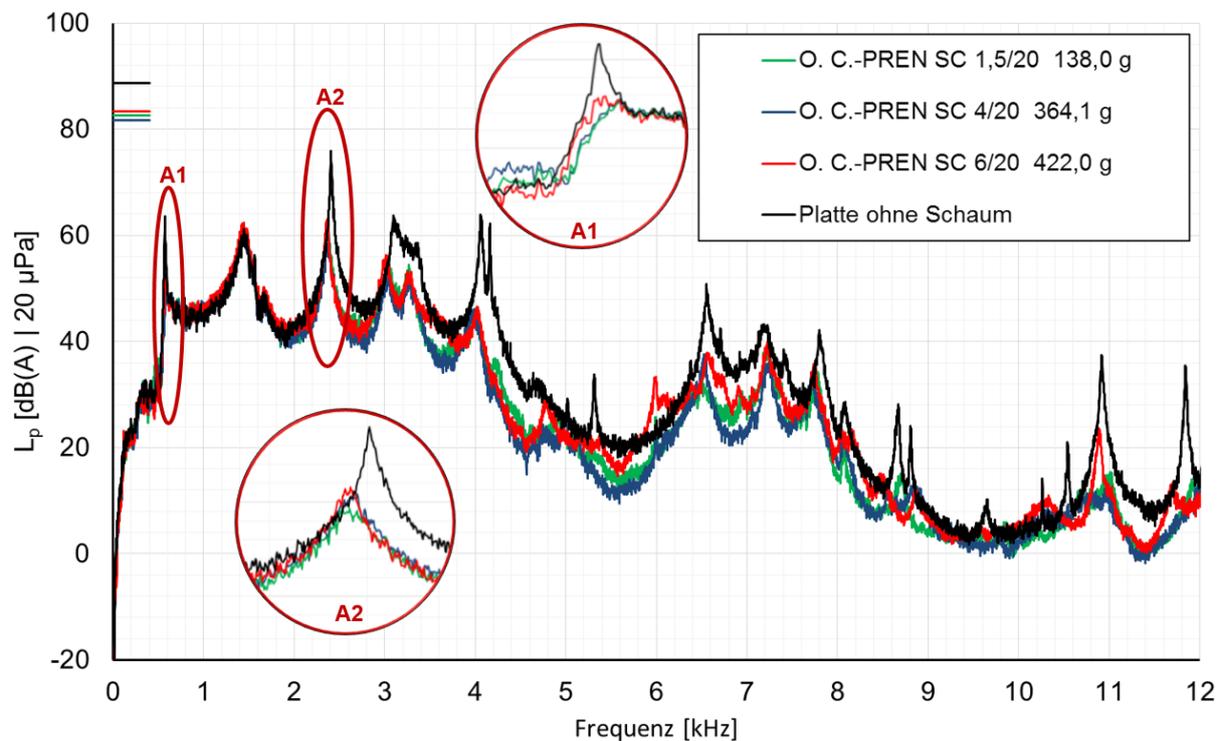


Bild 17: Schalldruckpegel (Nahfeld) für mit Rahmen befestigte Schäume der Dicke 20 mm mit Imprägniertiefen von 2 (blau), 6 (grün) und 10 mm (rot) gegenüber der dicken Platte ohne Verkleidung (schwarz).

In den Versuchsergebnissen für 20 mm dicke Grundschäume mit Imprägniertiefen von 2, 6 und 10 mm zeigt der Schaum mit 10 mm Tiefe interessanterweise die schlechtesten Ergebnisse. Sein Gesamtschalldruckpegel liegt 1,6 dB oberhalb des Schaumes mit einer Imprägniertiefe von 6 mm. Auch der Summenpegel des Schaums mit einer Imprägniertiefe von lediglich 2 mm führt noch zu einem besseren Ergebnis als der 10 mm tief imprägnierte Schaum. Die Ergebnisse sind in Bild 17 für den Fall dargestellt, dass der Schaum jeweils mit einem Rahmen auf der Platte befestigt wurde. Auch bei einer Klebefestigung liefert der Schaum mittlerer Imprägniertiefe das beste Ergebnis mit einer Pegeldifferenz von 1,7 dB gegenüber den beiden anderen

Imprägniertiefen. Somit scheint bei der Imprägnierung der Schäume nicht eine vollständige, sondern eine Imprägnierung von etwa 1/3 der Schaumdicke optimal für die Schallabsorption an schwingenden Oberflächen zu sein.

Einsatz von Mikrofaservlies

Als Grundmaterialien wurden neben offenporigen Polyurethanschäumen auch Microfaservliese eingesetzt, welche ebenfalls mit einer Oberflächenimprägnierung versehen wurden und teilweise auch eine Oberflächenkaschierung aufwiesen. Letztere zeigten ähnlich positive Effekte wie sie schon bei den Kunststoffschäumen beschrieben wurden. Insgesamt zeigten die Microfaservliese gegenüber Kunststoffschäumen ähnlichen Gewichts, gleicher Befestigungsart und gleicher Oberflächenbeschichtung durchweg höhere Summenpegelreduktionen bei geringerer Materialdicke (10 mm). Es wurden Summenpegelreduktionen bis zu 15 dB gegenüber der unverkleideten dicken Platte gemessen. Wie bereits Bild 15 zeigt, ist eine geringfügige Pegelreduktion bei höherer Masse zu erkennen. Bild 18 stellt die akustische Wirkung eines durchschnittlichen Mikrofaservlieses derjenigen eines PUR-Schaumes mit gleicher Masse, gleicher Oberflächenbeschichtung und gleicher Befestigungsart gegenüber. Mit dem Microfaservlies wird gegenüber dem Schaum eine Pegelreduktion von zusätzlich 3,2 dB erzielt. Bereits bei den ersten dominanten Frequenzen zeigt das Vlies eine bessere dämpfende Wirkung als der PUR-Schaum mit Oberflächenimprägnierung (Ausschnitte A1 und A2). Bei höheren Frequenzen tritt teilweise eine Erhöhung des Schalldruckes gegenüber dem PUR-Schaum auf (z. B. Ausschnitt A3), was auf die größere Steifigkeit des Vlieses zurückgeführt werden kann. Die Verbesserung der akustischen Dämmung ist auf eine vergrößerte innere Reibung der Vliese zurückzuführen, welche einen größeren Teil der Schwingungsenergie in Wärme umwandelt.

Die oberflächenimprägnierten Microfaservliese, deren Wirkung hier erörtert wurde, weisen eine gegenüber den oben untersuchten PUR-Schäumen eine hohe Dichte und grobe, enggepackte Fasern auf. An der dünnen Platte wurde eine vergleichende Untersuchung für Vliese mit feineren, weniger dicht gepackten Fasern, einem geringeren Flächengewicht und einer größeren Dicke (25 mm) durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung zeigt das Bild 19 in dem akustisch dominierenden Frequenzbereich der dünnen Platte von 0 bis 3000 Hz. Die Ergebnisse für die feineren Microfasern sind violett und hellblau dargestellt. Das violett dargestellte Microfaservlies weist gegenüber dem blau dargestellten Vlies zusätzlich noch eine Masseschicht aus einem 3 mm dicken elastischen Kunststoff mit einer Vlies-Oberfläche auf. Das Ergebnis für den dichten aber groben Microfaservlies wurde in Bild 19 mit einem grünen Graphen dargestellt. Der rote Graph zeigt die Wirkung eines PUR-Schaumes mit einer 3 mm dicken Kunststoffschicht auf der Oberfläche. Dieser Schaum lieferte bei den vorhergehenden Untersuchungen der Kunststoffschäume ähnlich gute Ergebnisse wie ein oberflächenimprägnierter und -kaschierter Schaum der Dicke 20 mm und weist im Vergleich zu diesem Schaum ein geringeres Gewicht von 308,1 g (5,87 kg/m²) auf.

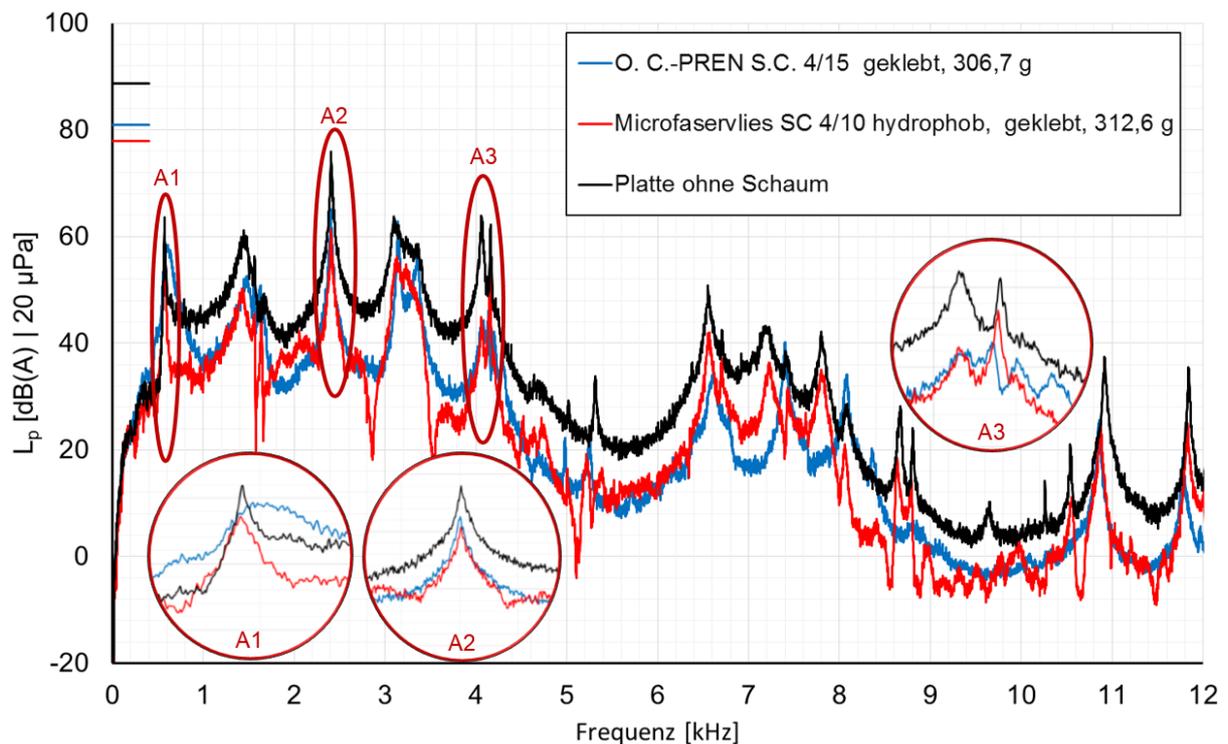


Bild 18: Schalldruckpegel (Nahfeld) bei einer Verkleidung mit einem imprägnierten PUR-Schaum (blau) und einem Microfaservlies ähnlicher Masse und Oberflächenbeschaffenheit gegenüber der unverkleideten dünnen Platte

Mit der Summenpegeldarstellung an der Ordinate kann die Pegelreduktion durch die einzelnen Dämmmaterialien verglichen werden. Gut erkennbar ist in Bild 19 die Summenpegelreduktion von 3 dB für das dicht gepackten Microfaservlieses SC 4/10 gegenüber dem PUR Schaum mit Schwerfolie. Gegenüber dem dichten Microfaservlies weist der Schaum mit dem geringeren Oberflächengewicht, den dünneren Fasern und der wenig dichten Packung noch einmal eine um 6 dB größere Summenpegelreduktion auf. Im Vergleich zu unverkleideten Platte wird durch den Schaum insgesamt eine Summenpegelreduktion von über 18 dB erreicht. Bei genauerer Betrachtung des violetten und des blauen Graphen fällt auf, dass das Microfaservlies mit einer Masseschicht bei niedrigen Frequenzen eine bessere Wirkung zeigt als das Vlies ohne eine solche Massenschicht (blau). Ab Frequenzen über 1 kHz erscheint hingegen das Microfaservlies ohne eine Massenschicht eine bessere Wirksamkeit zu erreichen. Für Anwendungen mit dominierenden Schalldrücken im unteren Frequenzbereich ist somit die Anwendung einer Masseschicht auf der Oberfläche des Microfaservlieses empfehlenswert. Insgesamt zeigt die Betrachtung, dass durch die Verwendung dünnerer Fasern und einer weniger dichte, aber voluminösere Packung die schalldämmende Wirkung der Microfaservliese deutlich und hörbar zunimmt.

Schalldruckpegel Nahfeld Einfluss dünne Platte

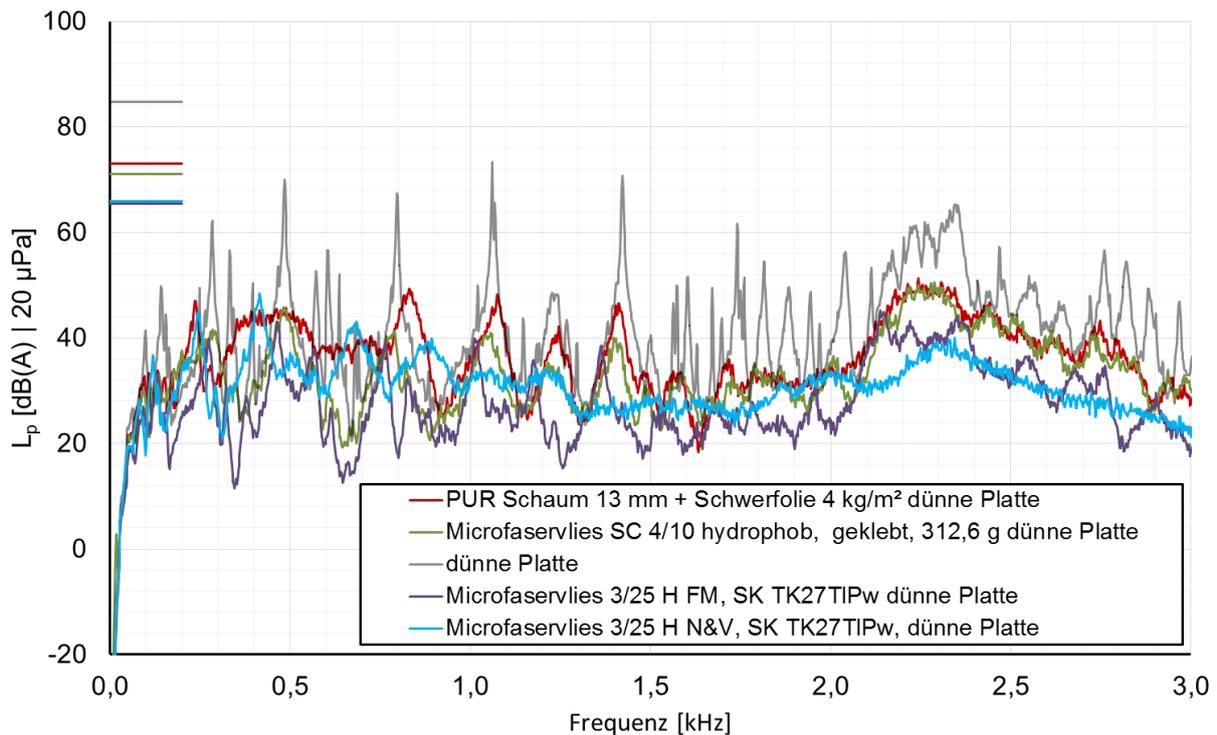


Bild 19: Schalldruckpegel (Nahfeld) im Frequenzbereich 0-3 kHz für verschiedene Microfaservliese (grün, violett, blau) gegenüber dem optimalen PUR-Schaum (rot) und der dünnen, unverkleideten Platte (grau)

Microfaservlies ohne eine Massenschicht eine bessere Wirksamkeit zu erreichen. Für Anwendungen mit dominierenden Schalldrücken im unteren Frequenzbereich ist somit die Anwendung einer Masseschicht auf der Oberfläche des Microfaservlieses empfehlenswert. Insgesamt zeigt die Betrachtung, dass durch die Verwendung dünnerer Fasern und einer weniger dichte, aber voluminösere Packung die schalldämmende Wirkung der Microfaservliese deutlich und hörbar zunimmt.

Einfluss einer Vordehnung von imprägnierten Schäumen

In einer abschließenden Untersuchung wurde die akustische Wirkung einer Materialdehnung von 20 mm bei einer Einspannlänge von etwa 330 mm an einem unkaschierten PUR-Schaum mit Oberflächenimprägnierung ermittelt. Ein solcher Fall tritt in der dämmtechnischen Praxis nur selten auf. Mit den Versuchen sollte vielmehr die Wirkung einer Absenkung des Elastizitätsmoduls der Masseschicht untersucht werden. Anhand von Bild 4 im Abschnitt „Simulation“ wurde bereits eine Schwächung des imprägnierten Schaummaterials durch eine aufgebraute Vordehnung nachgewiesen. Beim unimprägnierten Material konnte der Einfluss einer Vordehnung nicht nachgewiesen werden. Mit der Minderung der Steifigkeit der Imprägnierschicht könnte die akustische Wirkung des Materials insgesamt nachlassen. Deshalb wurde der erwähnte Schaum zunächst im Anlieferzustand, dann nach einer Dehnung und Entspannung, sowie nach einer zweiten Dehnung auf die dicke Grundplatte aufgebracht, vermessen und danach mit Hilfe eines Rahmens befestigt. Die Ergebnisse dieser Messung sind in Bild 20 sind in Form einer Terzpegeldarstellung angegeben.

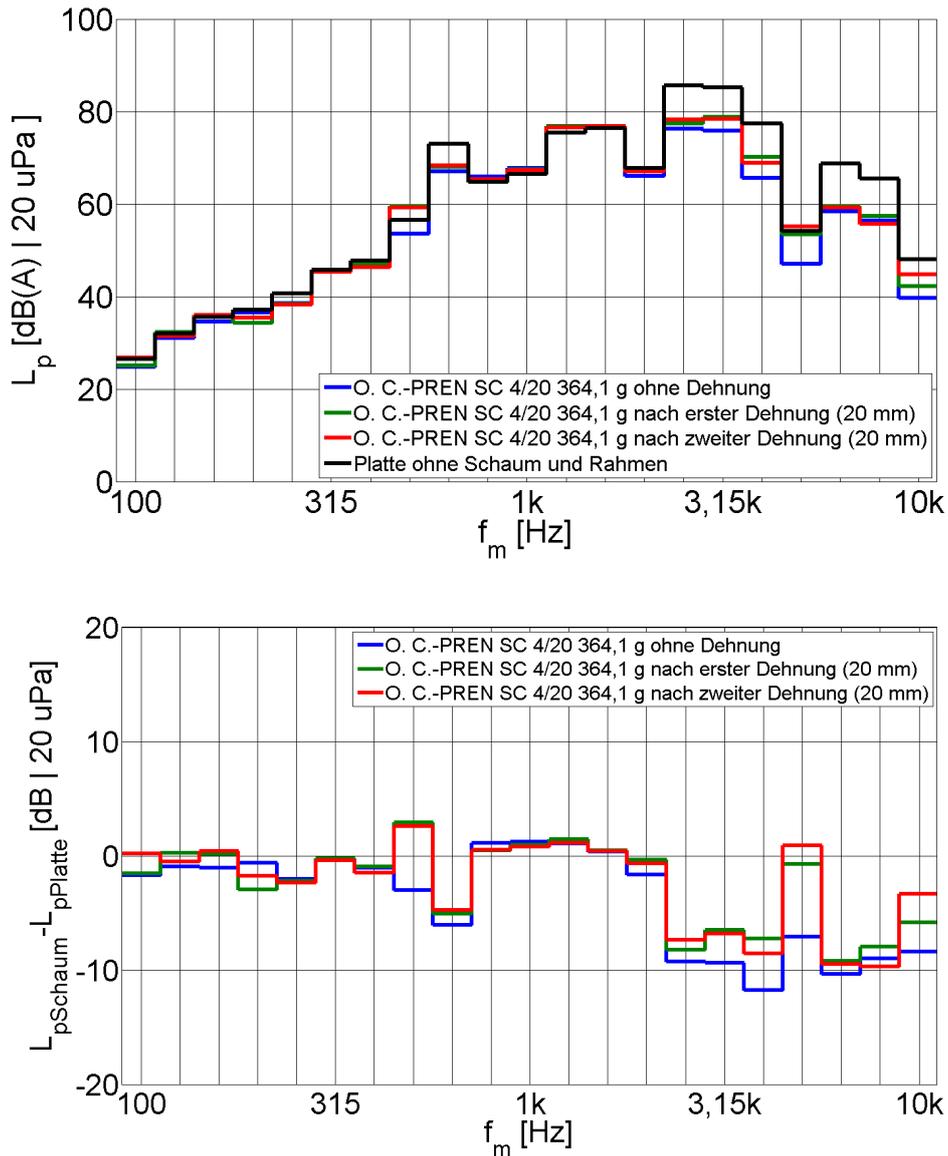


Bild 20: Terzpegel (oben) und Terzpegelerhöhung (unten) des Schalldrucks im Nahfeld eines imprägnierten PUR-Schaumes im Ausgangszustand (blau), nach einmaliger Dehnung (grün) und nach zweimaliger Dehnung (rot) um jeweils 20 mm

Sowohl bei hohen als auch bei niedrigen Frequenzen zeigt die einmalige und zweimalige Dehnung eine negative Wirkung auf das Dämpfungsverhalten des Schaumes. Eine Absenkung des E-Moduls der Imprägnierschicht führt somit im Experiment zu einer Verminderung der akustischen Wirksamkeit des Materials, welche sich in der Simulation erst bei deutlich größeren Veränderungen des E-Moduls zeigt (siehe Bild 6). Der Summenpegel erhöht sich nach der ersten Dehnung um 1,1 dB erhöht und erhöht sich nach der zweiten Dehnung nochmals zusätzlich um 0,1 dB.

3. Fazit und Ausblick

Die folgenden Schlussfolgerungen können aus der simulativen und experimentellen Untersuchung gezogen werden:

1. Auf einer schwingenden Oberfläche bietet die Fixierung eines Dämmmaterials an den Rändern gegenüber einer flächigen Klebung einen akustischen Vorteil im gesamten Frequenzbereich, besonders aber bei Frequenzen über 2000 Hz.
2. Die Erhöhung der Masse/Dichte eines Dämmmaterials führt zu einer Reduktion des abgestrahlten Schalls. Die Wirkung ist sowohl bei steifen als auch bei wenig steifen Oberflächen im unteren Frequenzbereich am größten.
3. Eine Schwächung des E-Moduls der Oberflächenschicht bewirkt eine Absenkung der dämmenden Wirkung des Materials, besonders bei höheren Frequenzen.
4. Eine Oberflächenkaschierung des Dämmmaterials liefert ab Frequenzen oberhalb von 1000 Hz eine Reduktion des Schalldruckpegels und ist sowohl bei Microfasern als auch PUR-Schäumen akustisch vorteilhaft.
5. Mit zunehmender Dicke eines Schaumes nimmt seine akustische Wirksamkeit zu.
6. Die Imprägniertiefe oder das Dickenverhältnis der Masseschicht zur Dämpfungsschicht liefert bei einem Verhältnis von 1:2 die besten Ergebnisse. Sowohl eine zu dünne Dämpfungsschicht, als auch eine zu dünne Massenschicht mindert die Absorptionsfähigkeit des monosubstraten Twinlayers.
7. Microfaservliese mit und ohne Oberflächenimprägnierung haben auch bei geringerer Materialstärke eine bessere akustische Wirkung als PUR-Schäume gleicher Masse, auch bei niedrigen Frequenzen. Diese Wirkung wird verstärkt, wenn die Microfasern fein und wenig dicht gepackt sind. Durch die Verwendung einer Massenschicht an der Oberfläche wird das Absorptionsverhalten der Microfaser bei niedrigen Frequenzen verbessert.

Durch die Untersuchungen gelang es, vorteilhafte Materialkonfigurationen für die Anwendung an schwingenden Motoroberflächen zu ermitteln. Die leichten Microfaservliese erscheinen beispielsweise unmittelbar für die Dämmung der Ölwanne und von Teilen des ZKG geeignet. Weiterführende Untersuchungen müssen daher die Applikation der entsprechenden Materialien am Motor, ihre Anwendung als Teil- oder Vollkapselung und die Auswirkung dieser Maßnahmen auf die abgestrahlte Schalleistung ermitteln. Ebenfalls von Interesse ist in diesem Zusammenhang die psychoakustische Verbesserung des Motorgeräusches hinsichtlich solcher Parameter wie Lautheit, Impulshaltigkeit, Schärfe, Schwankungsstärke sowie Rauigkeit des Geräusches.

4. Danksagung

Die hier durchgeführten Untersuchungen wären ohne die Bereitstellung von Dämmmaterialien in umfangreicher Anzahl und in einer Vielzahl von Variationen durch die Odenwald-Chemie GmbH nicht möglich gewesen.

Literatur

- [1] P. Schrader, F. Duvigneau, T. Luft, U. Gabbert, H. Rottengruber: Entwicklung einer funktionsintegrierten wärme- und schallgedämmten Ölwanne, 40. *Jahrestagung für Akustik - DAGA*, Oldenburg, 2014
- [2] P. Schrader, F. Duvigneau, T. Luft, U. Gabbert, H. Rottengruber: Development, Simulation and Experimental Investigation of a Function-Integrated and Foam Damped Oil Pan for a Two Cylinder Diesel Engine, *44th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2015*, San Francisco, 2015

Die Autoren

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (EMA)
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Wilfried Henze
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (EMA)
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Tommy Luft
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme (EMA)
Magdeburg, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Universität Stuttgart,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
Technische Universität Berlin
Berlin, Deutschland

Dr.-Ing. Lars-Fredrik Berg
Fraunhofer-Institut für Chemische
Technologie ICT
Karlsruhe, Deutschland

Dr.-Ing. Thomas Berger
BMW Group
München, Deutschland

Joerg Bienert
Technische Hochschule Ingolstadt
Ingolstadt, Deutschland

M.Sc. Clemens Biet
Technische Universität Berlin, Fach-
gebiet Verbrennungskraftmaschinen
Berlin, Deutschland

Dr.-Ing. Stefan Bikker
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

Dr. Arnaud Bocquillet
BMW Group
München, Deutschland

Daniel Fernandez Comesaña
Microflown Technologies
Arnhem, Niederlande

Dr. Jean-Louis Guyader
LVA, INSA-Lyon
Lyon, Frankreich

Dipl.-Ing. Fabian Duvigneau
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Dr.-Ing. Marius Höchstetter
BMW Group, TI-523 (Anlaufauglich-
keit Gesamtfahrzeug)
München, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Hugo Fastl
Technische Universität München
Lehrstuhl für Mensch-Maschine-Kom-
munikation (AG Technische Akustik)
München, Deutschland

Dipl.-Ing. Fabian Kamp
HEAD acoustics GmbH
Herzogenrath, Deutschland

Michael Feist
Odenwald-Chemie GmbH
Schönau, Deutschland

Dr.-Ing. Michael Kauth
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dr. phil. André Fiebig
HEAD acoustics GmbH
Herzogenrath, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Gunter Knoll
IST Ingenieurgesellschaft für Struk-
turanalyse und Tribologie mbH
Aachen, Deutschland

Dr.-Ing. Dietmar Filsinger
IHI-Charging Systems International
Ichttershausen, Deutschland

Dipl.-Ing. Sebastian Koch
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. habil. Ulrich Gabbert
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mechanik
Magdeburg, Deutschland

M.Sc. Christoph Kolb
Müller-BBM Active Sound Technology
GmbH
Planegg, Deutschland

Dipl.-Ing. Cédric Geffroy
LuK GmbH & Co. KG
Bühl, Deutschland

Dr.-Ing. Hans-Peter Kollmeier
Fraunhofer-Institut für Chemische
Technologie ICT
Karlsruhe, Deutschland

Matthieu Grialou
BMW Group
München, Deutschland /
LVA, INSA-Lyon
Lyon, Frankreich

Marcin Korbasiewicz
Microflown Technologies
Arnhem, Niederlande

Dr. rer. nat. Hannes Grillenberger
LuK GmbH & Co. KG
Bühl, Deutschland

Dr.-Ing. Martin Kreschel
IHI-Charging Systems International
Ichttershausen, Deutschland

Dr.-Ing. Jochen Lang
IST Ingenieurgesellschaft für Struktur-
analyse und Tribologie mbH
Aachen, Deutschland

Dipl.-Ing. Marco Leonetti
Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen
und Fahrzeugmotoren Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Dr.-Ing. Peter Mayer
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Ing. Christoph Meier
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

Dr.-Ing. Carsten Mohr
LuK GmbH & Co. KG
Bühl, Deutschland

Dipl.-Ing. Christof Nussmann
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dipl.-Ing. Jörg Sauer
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dipl.-Ing. Hans Schapitz
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme
(EMA)
Magdeburg, Deutschland

Dr. rer. nat. Jochen Schell
Polytec GmbH
Waldbronn, Deutschland

Dipl.-Ing. Peter Schrader
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Institut für Mobile Systeme
(EMA)
Magdeburg, Deutschland

Dr. rer. nat. Horst Schulze
Daimler AG
Stuttgart, Deutschland

Torsten Schwammberger
Odenwald-Chemie GmbH
Schönau, Deutschland

Dipl.-Ing. Johannes Seifriedsberger
Technische Universität Graz, Institut
für Verbrennungskraftmaschinen und
Thermodynamik
Graz, Österreich

Jasper Serraris
Microflown Technologies
Arnhem, Niederlande

Tamara C. Snare
BMW Group, TI-523 (Anlauf-tauglich-
keit Gesamtfahrzeug)
München, Deutschland /
Technische Hochschule Ingolstadt
Ingolstadt, Deutschland

Dr.-Ing. Christoph Steffens
FEV GmbH
Aachen, Deutschland

Dr.-Ing. Nicolas Totaro
LVA, INSA-Lyon
Lyon, Frankreich

Prof. Dr. rer. nat. Jesko L. Verhey
Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, Medizinische Fakultät,
(EXA)
Magdeburg, Deutschland

Dipl.-Ing. (FH) Bernhard Virnich
Müller-BBM VibroAkustik Systeme
GmbH
Planegg, Deutschland

INHALT

WERKSTOFFE / GERÄUSCHENTWICKLUNG

Herausforderungen der Akustik-Entwicklung zukünftiger Antriebe (Abstract). - Gewichtsreduktion und verbesserte Akustik - Mögliche Vorteile eines Zylindergehäuses aus Faserverbundwerkstoff (Abstract). - Der neue 4-Zylinder Dieselmotor in der E-Klasse - Das NVH-Konzept.

SIMULATION

Analyse von Kolbenbewegung und Körperschallverhalten eines PKW-Dieselmotors mittels 3D-EHD-Simulation. - MKS/EHD-gestützte Luft- und Körperschallanalyse des Kurbeltriebdesigns von Verbrennungsmotoren. - Die Innengeräuschprognose als Mittel zur Bewertung von Simulationsergebnissen. - Identification of the inherent impedances of subsystems, based on the acoustical response of a fully coupled system.

MESSTECHNIK

Neue Möglichkeiten auf dem Gebiet der experimentellen Modalanalyse. - Sound source localisation on small actuators utilising an array of particle velocity sensors coupled with a direct mapping. - Richtcharakteristik von Mikrofonanordnungen.

PSYCHOAKUSTIK

Zur Bedeutung psychoakustischer Größen bei der Beurteilung automotiver Geräusche. - Psychoakustische Prognose der Geräuschqualität von impulshaften Fahrzeuggeräuschen: Eine kulturübergreifende Studie. - Entwicklung von Störgeräuschmetriken unter Anwendung eines Verfahrens zur Robustheitsanalyse.

ABGASTURBOLADER / WÄLZLAGERUNGEN

Messung subsynchroner Schwingungen am Abgasturbolader. - Experimentelle Untersuchungen zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader. - Störende Wälzlagergeräusche und Abhilfemaßnahmen.

AKTIVE & PASSIVE SCHWINGUNGSDÄMPFUNG

Aktuelle Entwicklungen im Bereich Active Noise Control. - Vergleich verschiedener Konzepte zur passiven Reduktion der Schallabstrahlung eines Verbrennungsmotors. - Numerische und experimentelle Parameterstudien zum akustischen Verhalten monosubstrater Twinlayer für automotive Anwendungen.

ISBN 978-3-944722-42-9