

Akustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors

Fabian Duvigneau, Peter Schrader, Sergey Perekopskiy, Roland Kasper, Ulrich Gabbert

Abstract

In this paper, the acoustic behavior of an electric wheel hub motor, which uses a combination of a classical slot winding and an innovative air gap winding, is studied in detail. Both numerical simulations and experimental investigations are executed to analyze the acoustic behavior of the electric wheel hub motor. For the numerical analyses a holistic simulation method is presented, which contains all essential effects of the transmission chain, from the electromagnetic excitation over the structural vibrations to the sound radiation. The holistic simulation approach is based entirely on the finite element method. The model is experimentally validated and then used to improve the design of the motor so that the emitted sound pressure is reduced. In addition, it is investigated whether the acoustics of the wheel hub motor can be further improved by alternative materials, such as sandwich structures of fiber composite materials with an aluminum foam core. In parallel, measurements on available prototypes are executed for stationary operating points. Finally, recommendations for an acoustically favorable design of an electric wheel hub motor are given based on the experiences gained from simulations and experiments.

Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird das akustische Verhalten eines elektrischen Radnabenmotors detailliert untersucht, bei dem eine Kombination aus klassischer Nutenwicklung und innovativer Luftspaltwicklung genutzt wird. Für die akustischen Analysen kommen sowohl numerische Simulationen als auch experimentelle Untersuchungen zum Einsatz. Für die numerischen Analysen wird eine ganzheitliche Simulationsmethodik vorgestellt, die von der elektromagnetischen Anregung über die Strukturschwingungen bis hin zur Schallabstrahlung alle wesentlichen Bestandteile der Wirkungskette einbezieht. Die Simulationskette basiert durchgängig auf der Finiten Elemente Methode. Das entwickelte Modell wird experimentell validiert und anschließend genutzt, um die Konstruktion dahingehend zu verbessern, dass der emittierte Schalldruck reduziert wird. Außerdem wird untersucht, ob die Akustik des Radnabenmotors weiter verbessert werden kann, wenn alternative Werkstoffe, wie beispielsweise Sandwichstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen mit einem Aluminiumschaumkern, verwendet werden. Darüber hinaus werden für stationäre Betriebspunkte Messungen an verschiedenen Prototypen durchgeführt. Abschließend werden auf Basis der gesammelten Erfahrungen aus Simulation und Experiment Empfehlungen für ein akustisch günstiges Design eines elektrischen Radnabenmotors gegeben.

1. Einleitung

Fahrzeuge mit Elektroantrieben stellen eine umweltfreundliche Alternative zu den klassischen Verbrennungsmotoren dar. Im Beitrag wird als Spezialfall eines solchen Elektroantriebes ein elektrischer Radnabenmotor behandelt, der direkt im Rad verbaut ist, so dass neben dem Getriebe auch der gesamte Antriebsstrang eingespart wird. Ein weiterer Vorteil dieses Konzeptes besteht darin, dass jedes Rad separat angesteuert werden kann, wodurch eine wesentlich intelligentere Fahrdynamikregelung realisierbar ist. Im vorliegenden Fall weist der Radnabenmotor durch seine Luftspaltwicklung als Außenläufer eine geringere Masse als andere, auf dem Markt verfügbare Modelle auf [1]. Durch die Kombination der Luftspaltwicklung mit einer zusätzlichen Nutenwicklung wird außerdem eine hohe Leistungsdichte erreicht [2].

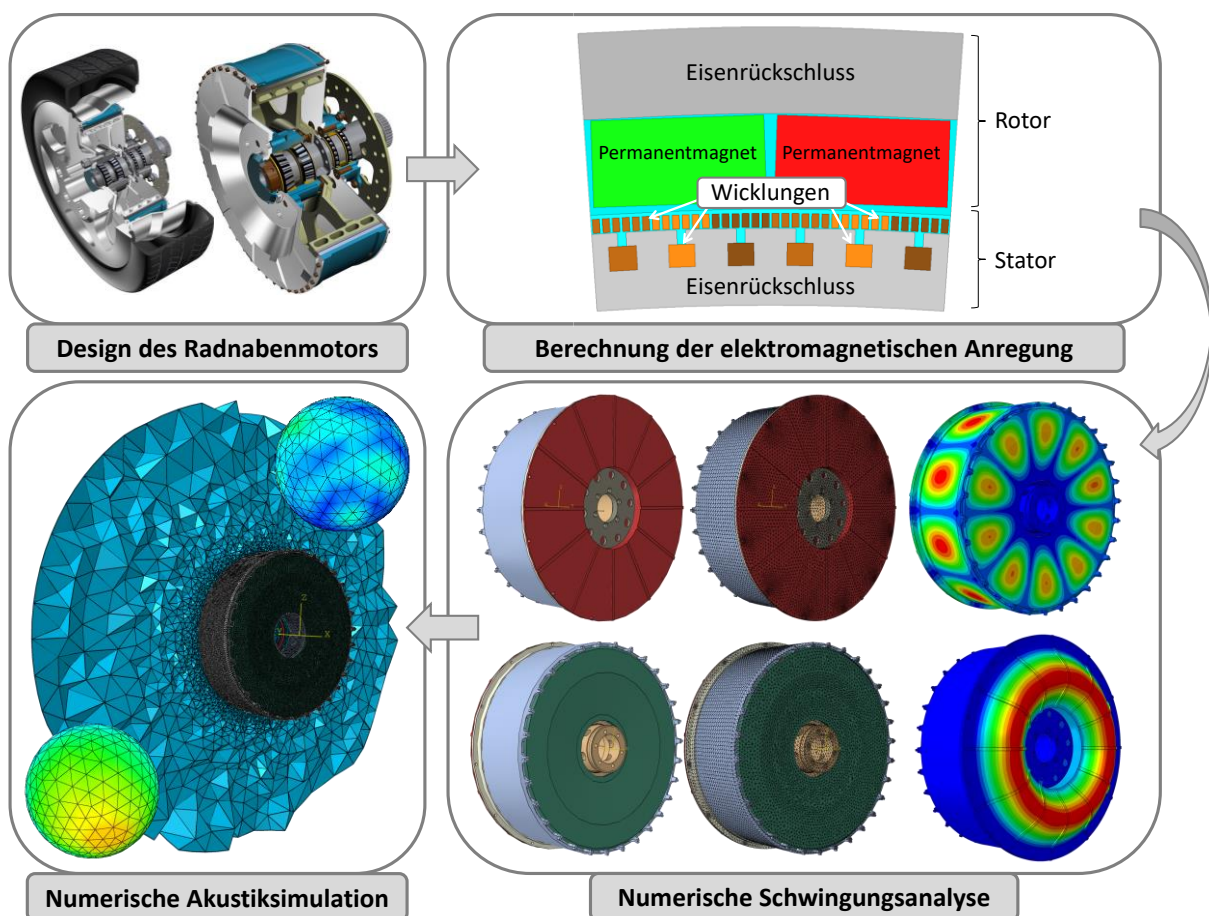


Bild 1: Ganzheitlicher Simulationsansatz zur akustischen Analyse elektrischer Maschinen

Obwohl Elektromotoren im Vergleich zu Verbrennungsmotoren weniger laut sind, ist es notwendig, das akustische Verhalten von Elektrofahrzeugen zu bewerten. Elektromaschinen emittieren zum einen sehr tonale, hochfrequente Geräusche, die vom menschlichen Gehör bereits bei geringen Lautstärken als besonders lästig empfunden werden. Zum anderen werden andere Geräuschquellen, wie beispielsweise Nebenaggregate, die sonst von den Geräuschen des Verbrennungsmotors verdeckt werden, nicht mehr maskiert. Dadurch können diese in den Vordergrund treten und die akustische Wahrnehmung von Elektrofahrzeugen beeinträchtigen.

Zur Bewertung des akustischen Verhaltens elektrischer Maschinen wurde ein ganzheitlicher Simulationsansatz entwickelt, der in Bild 1 dargestellt ist [3]. Die ganzheitliche Methodik beginnt mit der Berechnung des Magnetkreises unter Berücksichtigung der jeweiligen Lastzustände des zugehörigen Betriebspunktes. Daraus ergeben sich die resultierenden Anregungskräfte, die im Weiteren genutzt werden, um die Strukturschwingungen des elektrischen Radnabenmotors zu berechnen. Im Anschluss daran werden die berechneten Oberflächenschwingungen der Motorstruktur verwendet, um in einer nachgeschalteten Akustiksimulation die Schallabstrahlung in das umgebende Luftvolumen zu berechnen. Als Ergebnis liegt der komplexe Schalldruck im gesamten diskretisierten Fluidgebiet vor. Dieser kann auralisiert werden, um die Simulationsergebnisse hörbar zu machen [4] oder als Input für psychoakustische Analysen zu dienen [5]. Aus dem Simulationsergebnis lässt sich auch die Richtungscharakteristik der abgestrahlten Geräuschemissionen gewinnen, die für die Bewertung eine wesentliche Rolle spielt [6].

2. Validierung der Simulationsmodelle

Nach dem Aufbau geeigneter Simulationsmodelle für das komplexe Gesamtsystem wurden diese mit Hilfe experimenteller Schwingungsanalysen validiert. Dazu kam ein eindimensionales Laser-Scanning-Doppler-Vibrometer der Firma Polytec zum Einsatz (siehe Bild 2).

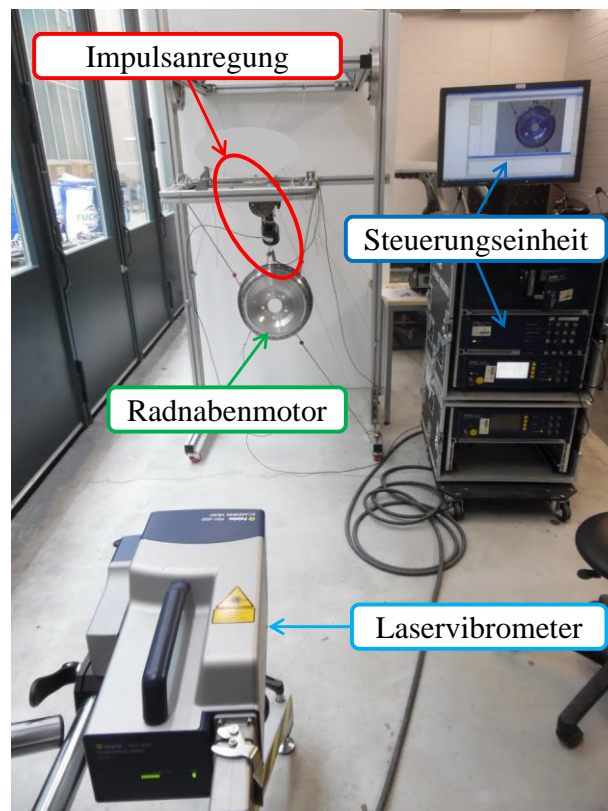


Bild 2: Für Validierungsmessung genutzter Versuchsaufbau

Für die Messungen wurde der Rotor des Radnabenmotors mit synthetischen Polymerfäden an einem Rahmen aus Aluminiumprofilen befestigt, da diese sogenannte

frei-freie Lagerung besonders geeignet ist, um auf einfache Weise numerische und experimentelle Schwingungsanalysen vergleichend bewerten zu können. Andere Lagerungsbedingungen, wie eine Einspannung oder eine gelenkige Lagerung, lassen sich in einem zu validierenden FE-Modell nicht so leicht identisch zum Experiment realisieren [7]. Die Unsicherheiten durch den Einfluss der Lagerungsbedingungen können so groß sein, dass zeitaufwendige Modellanpassungen erforderlich werden, um eine gute Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und Experiment zu erreichen.

Um auch durch die Ankopplung der Anregung keine undefinierte Lagerungsbedingung zu erzeugen, erfolgte die Schwingungserregung mit Hilfe eines Impulshammers. Somit sind weiterhin frei-freie Lagerungsbedingungen gegeben. Die Anregung muss reproduzierbar sein, da sie für jeden einzelnen Scanpunkt und die dazugehörige Anzahl an Mittlungen wiederholt werden muss. Aus diesem Grund wurde der Kopf des Impulshammers auf einen elektrodynamischen Schwingungserreger montiert. Diese Kombination ist in Bild 2 durch eine rote Ellipse hervorgehoben.

Das Bild 3 zeigt den Vergleich der im Experiment gemessenen (obere Zeile in Bild 3) mit den numerisch berechneten Eigenschwingungsformen (mittlere Zeile in Bild 3) für fünf auffällige Eigenfrequenzen. Der Vergleich der Eigenformen erfolgt bezüglich der Messfläche des Laservibrometers, also der äußeren Seitenfläche des Rotors. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Simulationsmodell sehr gut in der Lage ist, das resultierende Schwingungsverhalten des komplexen Gesamtsystems, das mehrere Fügestellen aufweist, vorherzusagen.

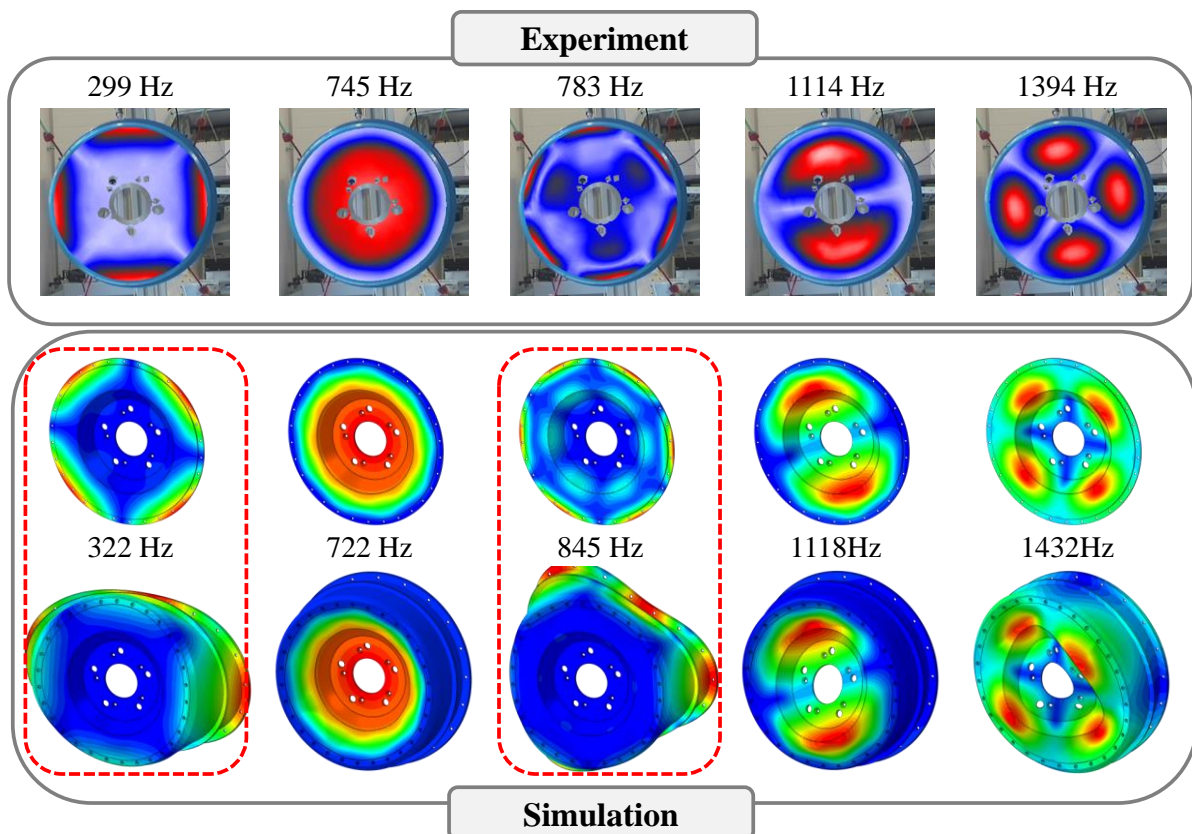


Bild 3: Ergebnisse der experimentellen und numerischen Schwingungsanalyse

In der unteren Zeile in Bild 3 sind zusätzlich die Eigenformen des gesamten Rotors dargestellt, um zu zeigen, dass die numerische Analyse im Vergleich zur Laser-

vibrometermessung die Möglichkeit bietet, einen besseren Eindruck vom Schwingungsverhalten des Gesamtsystems zu erhalten. Die rot umrahmten Spalten in Bild 3 verdeutlichen, dass die Betrachtung der Seitenfläche in diesen Fällen nicht repräsentativ für die Eigenform des Gesamtsystems ist und die kritischen Schwingungsregionen nicht erfasst werden. Dies verdeutlicht den Mehrwert einer numerischen Schwingungsanalyse, die Informationen über alle Bereiche der untersuchten Struktur liefert. Trotzdem sind Validierungsmessungen stets empfehlenswert, um die Prognosefähigkeit der Modellierung nachzuweisen.

3. Schwingungsanalyse des Radnabenmotors im Betrieb

Für eine fundierte Bewertung des vibroakustischen Verhaltens eines Motors ist das Verhalten des Gesamtsystems im Betrieb von besonderer Bedeutung. Daher wurden für verschiedene stationäre Betriebspunkte des elektrischen Radnabenmotors experimentelle Schwingungsanalysen durchgeführt. Dazu wurde auf Prototypen von Vorgängermodellen des aktuellen Radnabenmotors zurückgegriffen, um Erkenntnisse zu gewinnen, die anschließend für die Auslegung des Nachfolgemodells genutzt wurden. Für die Schwingungsmessung am Motor unter Last sind neben dem Laservibrometer noch ein Derotator, ein zusätzlicher Referenzlaser sowie eine sehr genaue Drehzahlerfassung erforderlich. Der entsprechende Versuchsaufbau ist in Bild 4 und Bild 5 (links) dargestellt.

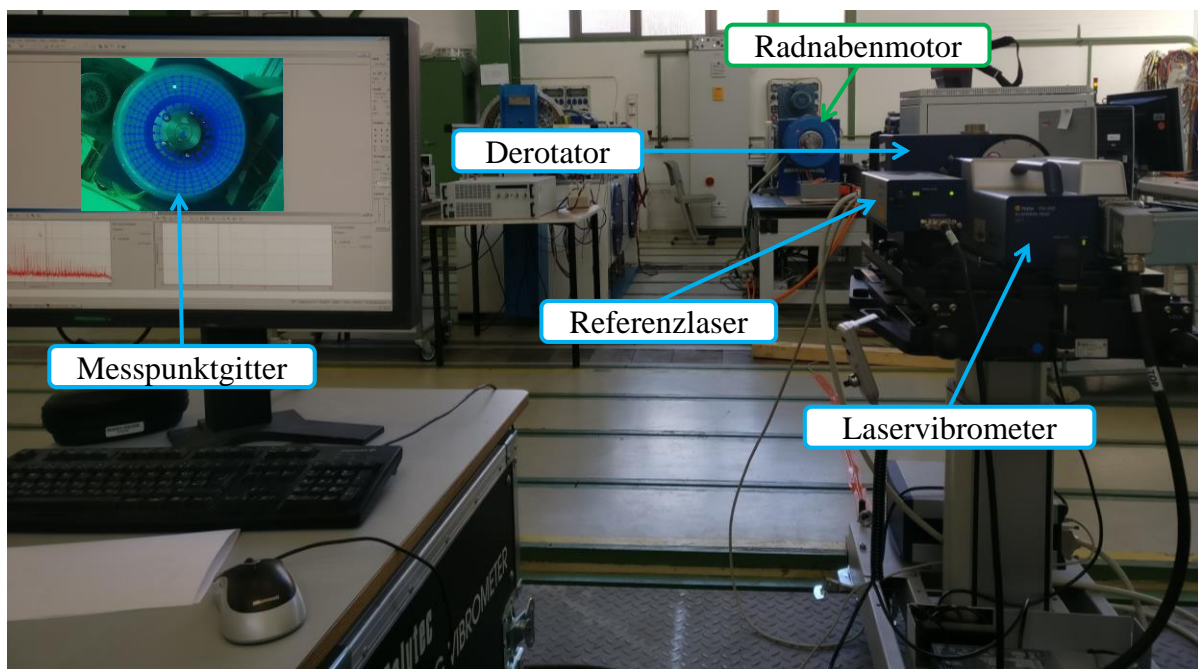


Bild 4: Versuchsaufbau für die experimentelle Schwingungsanalyse im rotierenden System mittels Derotator

Im Rahmen der Derotatormessungen wurden stationäre Betriebspunkte mit unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlichen Lasten untersucht, die mit Hilfe einer elektrischen Bremse (siehe linke Seite von Bild 5) eingestellt wurden.

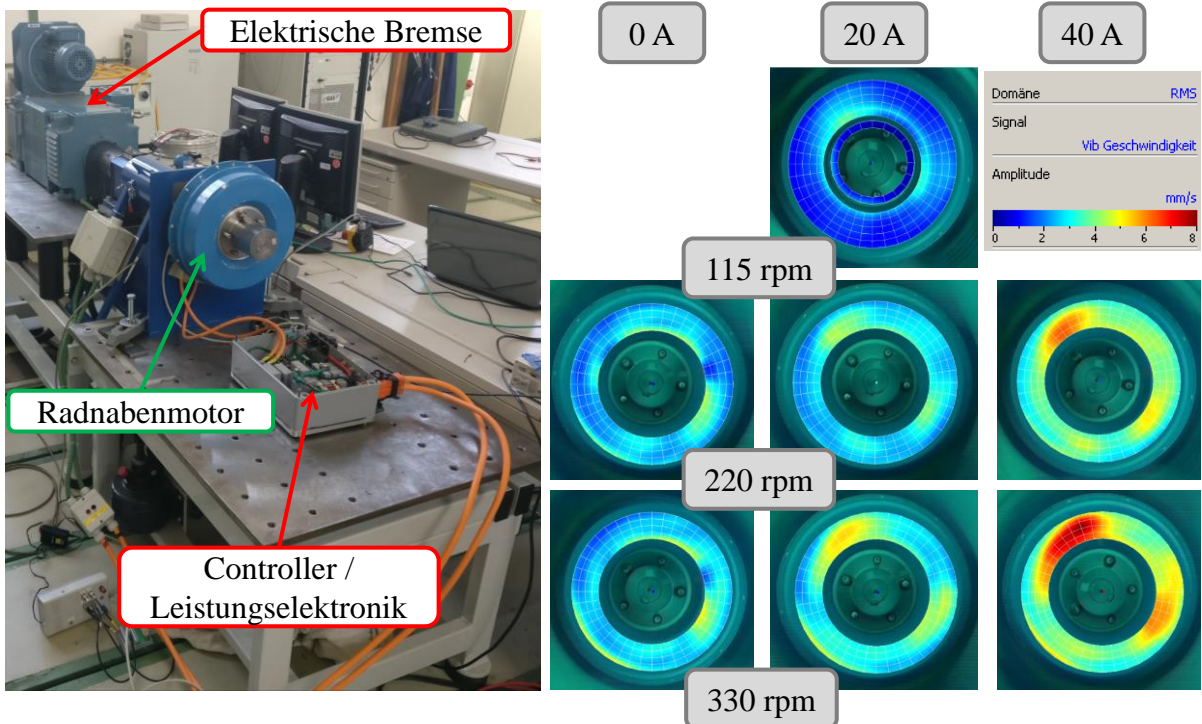


Bild 5: Schwingungsanalyse im rotierenden System mit Hilfe eines Derotators (links) und ausgewählte Ergebnisse (rechts)

In Bild 5 (rechts) sind die Ergebnisse der Schwingungsamplituden der Messfläche als RMS-Verteilung (Root Mean Square) für die verschiedenen Betriebspunkte im Frequenzbereich 500-8000 Hz zusammengefasst. Wie erwartet, führen sowohl höhere Lasten als auch höhere Drehzahlen zu einem akustisch auffälligeren Verhalten.

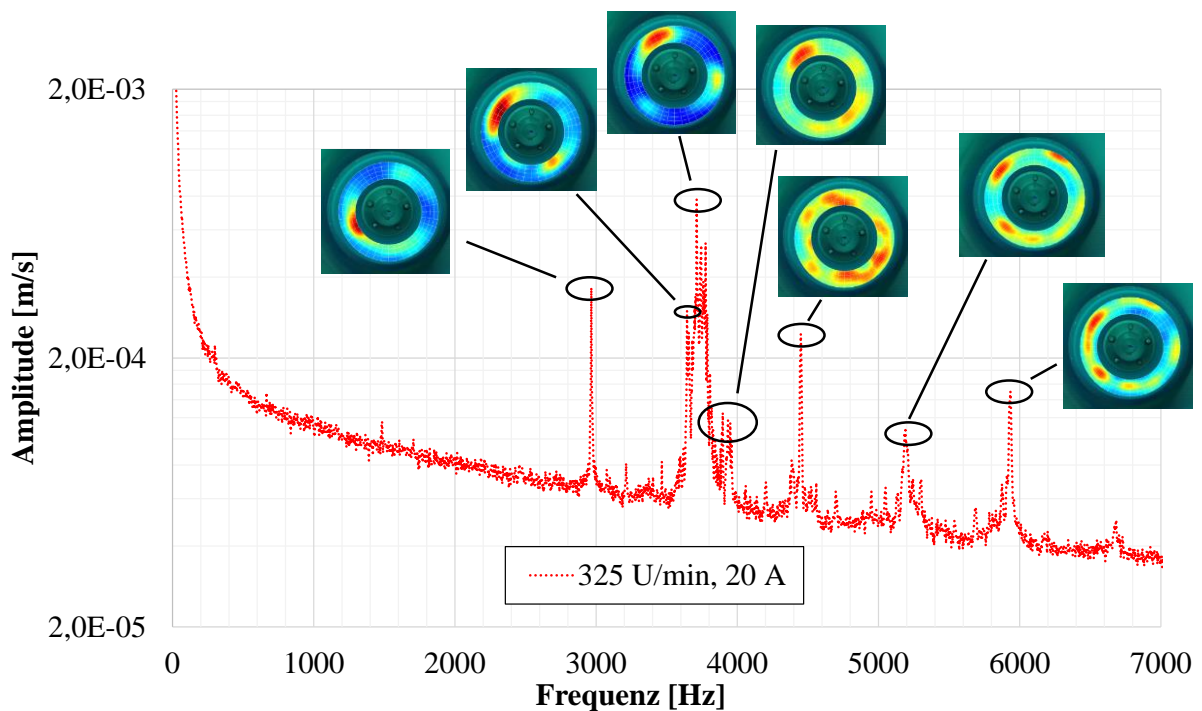


Bild 6: Frequenzspektrum der Oberflächenschwingung des Radnabenmotors in einem stationären Betriebspunkt

Das Bild 6 zeigt ein beispielhaftes Ergebnis der Schwingungsmessung am Radnabenmotor für einen speziellen Betriebspunkt. Hier ist das gemittelte Frequenzspektrum der Schwingungsantwort aller Messpunkte des Messgitters (siehe Bild 4) dargestellt. Zusätzlich sind in dem Bild die Schwingungsformen der auffälligsten Frequenzen dargestellt.

4. Untersuchung alternativer Materialsysteme

Ein wichtiger Punkt bei der Auslegung von Radnabenmotoren ist das Gesamtgewicht, da dieses als ungefederte Masse im Rad das Fahrverhalten im Vergleich zu konventionellen, zentral angetriebenen Fahrzeugen maßgeblich beeinflussen kann. Eine höhere Masse bringt außerdem einen höheren Verbrauch mit sich und steht dadurch dem Gedanken der Umweltfreundlichkeit entgegen. Mit dem Ziel sowohl ein geringeres Gewicht als auch ein akustisch günstigeres Verhalten als bei konventionellen Lösungen aus Aluminium zu erreichen, werden in diesem Abschnitt alternative Materialsysteme untersucht. Die Bewertung erfolgt anhand von Untersuchungen an einfachen Plattenstrukturen. Der verwendete Versuchsaufbau befindet sich in einem Freifeldraum und ist in Bild 7 dargestellt.

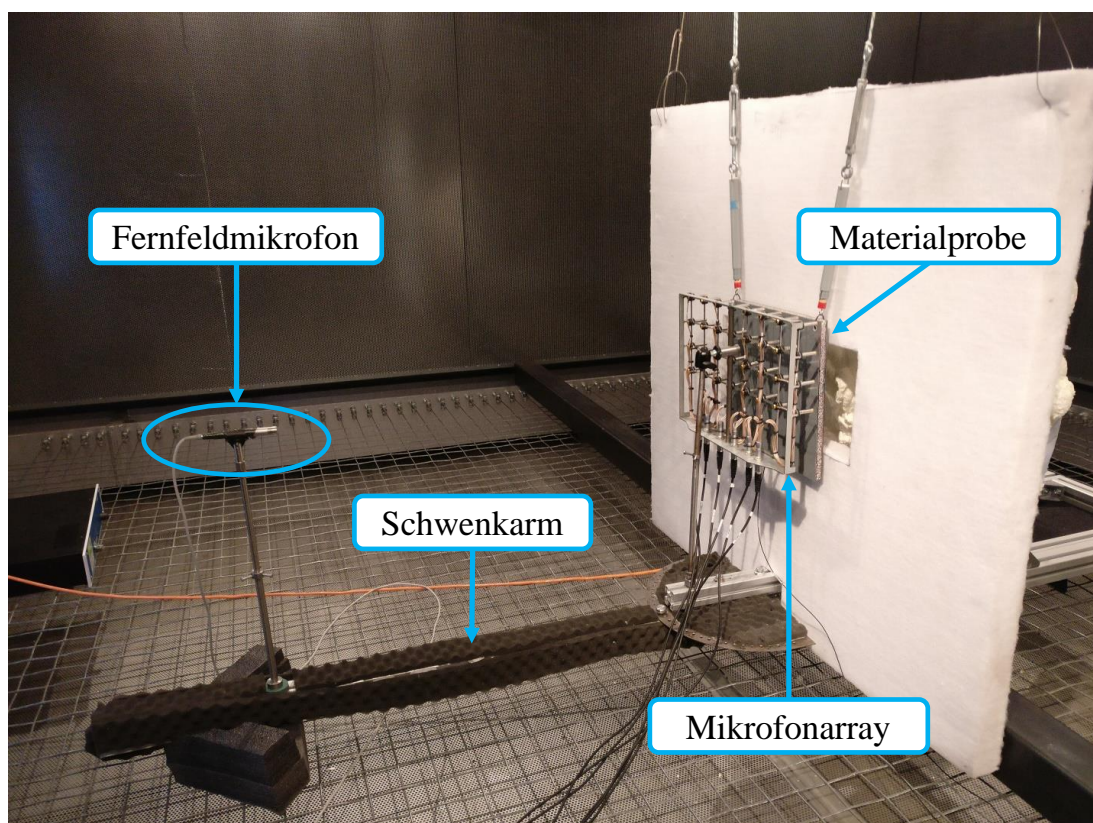


Bild 7: Versuchsaufbau im Freifeldraum für die akustische Bewertung verschiedener Materialproben

Zur akustischen Bewertung der Materialproben kam sowohl ein regelmäßiges Mikrofonarray im Nahfeld als auch ein Fernfeldmikrofon zum Einsatz, das zusätzlich die Richtcharakteristik im Fernfeld aufnehmen kann. Zu diesem Zweck ist der Befestigungsarm des Fernfeldmikrofons definiert in Winkelschritten von 5° um das zu ver-

messende Objekt rotierbar. Die Anregung erfolgte mit Hilfe eines gekapselten elektrodynamischen Schwingungserregers an der Plattenrückseite in Form von weißem Rauschen. Durch die Frei- und Fernfeldbedingungen (keine Interferenz, Schalldruck und Schallschnelle in Phase) liefert die Mittelung der Spektren des Schalldruckes über den Schwenkwinkel von 180° ein Maß für die abgestrahlte Schalleistung. Im Rahmen einer Vorstudie wurde festgestellt, dass eine Messung in 10° -Schritten gegenüber einer 5° -Auflösung im Hörfrequenzbereich keinen Informationsverlust mit sich bringt. Aus diesem Grund wurde in allen folgenden Untersuchungen die gröbere Winkelauflösung verwendet.

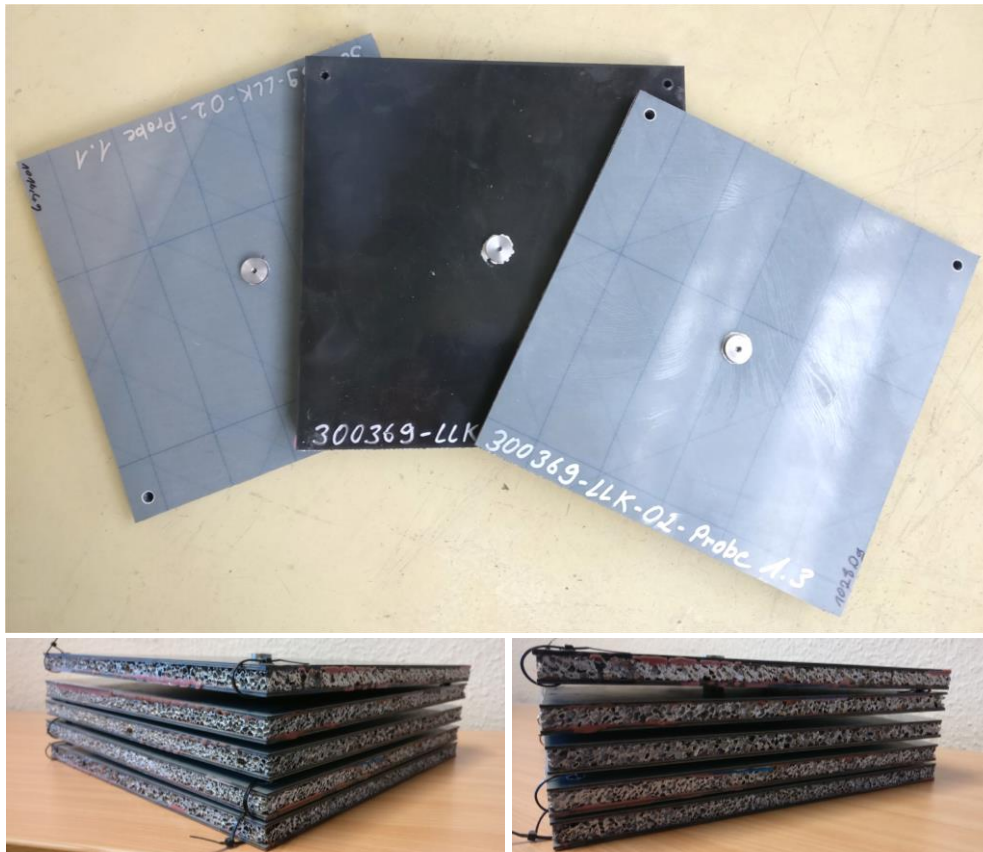


Bild 8: Untersuchte Materialproben – Sandwichstrukturen mit Aluminiumschaumkern

In Bild 8 sind die verwendeten plattenförmigen Materialproben zu sehen. Es handelt sich dabei um Sandwichstrukturen mit einem Kern aus Aluminiumschaum und Deckschichten aus GFK (Glasfaserverstärkter Kunststoff), CFK (Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff) und EPDM (Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk). Die Faserverbundwerkstoffschichten unterscheiden sich zusätzlich noch in ihrem Schichtaufbau. Die Porengröße und -verteilung in der Aluminiumschaumschicht variiert sehr stark. Mit den heutigen Produktionsprozessen ist es noch nicht zuverlässig möglich, eine definierte Porenmorphologie zu erzeugen. Dies ist ein Nachteil für eine gezielte vibroakustische Auslegung, da die Poren einen sehr großen Einfluss auf das resultierende Verhalten eines Sandwiches haben. Um die alternativen Materialsysteme im Vergleich zu einer homogenen Aluminiumstruktur bewerten zu können, wurden als Referenz zwei quadratische Aluminiumplatten mit den gleichen Flächenmaßen akustisch vermessen. Mit Dicken von 5,0 mm und ca. 4,5 mm ist ihre Masse identisch zur Masse der schwersten und leichtesten Faserverbund-Aluminiumschaumplatte. Die akus-

tische Bewertung kann daher unter Vernachlässigung der geringen Masseunterschiede direkt erfolgen.

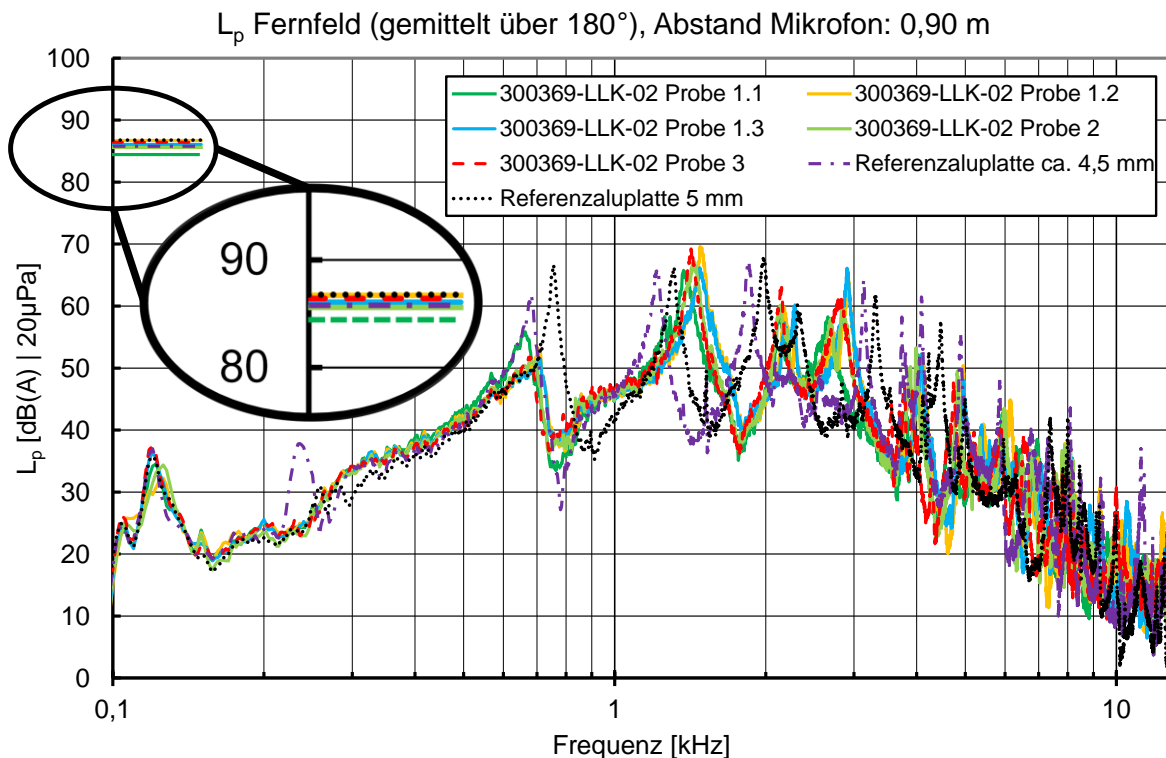


Bild 9: Im Fernfeld gemessene Schalldruckpegel der unterschiedlichen Materialien

In Bild 9 sind die gemittelten Spektren des Schalldruckes im Fernfeld für die untersuchten Materialproben dargestellt. In die Mittelung gingen 19 Schalldruckspektren ein, da die Position des Mikrofons zwischen 0° und 180° in 10° -Schritten verstellt wurde. In der Höhe wurde das Fernfeldmikrofon nicht verstellt; es befand sich bei allen Messungen auf Höhe der Plattenmitte der jeweiligen Probe. Am linken oberen Rand des Diagramms (innerhalb der vergrößerten schwarzen Ellipse) sind die Summenpegel aller Konfigurationen eingezeichnet. Diese unterscheiden sich maximal um 2,3 dB, wobei Probe 1.1 den geringsten Summenpegel aufweist. Dies wird im Vergleich zu den anderen Materialproben beispielsweise durch die besonders starke Dämpfung der dritten und vierten Resonanzfrequenz bei etwa 2 und 3 kHz bewirkt. Bei den identisch hergestellten Proben 1.2 und 1.3 ist diese Dämpfung schwächer ausgeprägt. Die Ursache dafür liegt offensichtlich in fertigungsbedingten Schwankungen bei der Herstellung der Proben. Folglich ist eine Reproduzierbarkeit des Ergebnisses nicht gegeben. Eine einheitliche Absenkung des Schalldruckpegels gegenüber den homogenen Aluminiumplatten zeigen die Sandwichproben unterhalb von 700 Hz. Die Sandwichplatten, deren Masse zwischen denen der 4,5 mm und der 5 mm dicken Referenzplatte liegt, bewirken also lediglich eingeschränkte und nicht reproduzierbare Vorteile gegenüber den Referenzplatten aus Aluminium. In Bild 10 ist der interessante Frequenzbereich von 1 kHz bis 2,2 kHz aus Bild 9 vergrößert dargestellt. Das Bild korreliert die Nahfeld-Schalldruckverteilungen der in diesem Bereich auftretenden Strukturresonanzen mit dem über 180° gemittelten Schalldruck im Fernfeld. Dabei ist zu erkennen, dass sich zwei Eigenschwingungsformen, welche bei den reinen Aluminiumplatten separat bei niedrigeren und höheren Frequenzen vorliegen (siehe Moden in den schwarz punktierten Rahmen bei ca. 1,3 und 1,95 kHz), im Fall der Sandwichstrukturen überlagern und eine neue Eigenform bil-

den. Die leichteste Probe 1.1 weist gegenüber den Proben 1.2 und 1.3 eine geringere Eigenfrequenz und demzufolge auch eine geringere Steifigkeit auf, die sich offenbar in einer geringeren Schallabstrahlung niederschlägt. Die Ursache für die geringere Masse und die geringere Steifigkeit der Probe 1.1 könnte darin bestehen, dass diese Probe im Vergleich zu den Proben 1.2 und 1.3 eine höhere Porosität der Aluminiumschaumkernschicht aufweist.

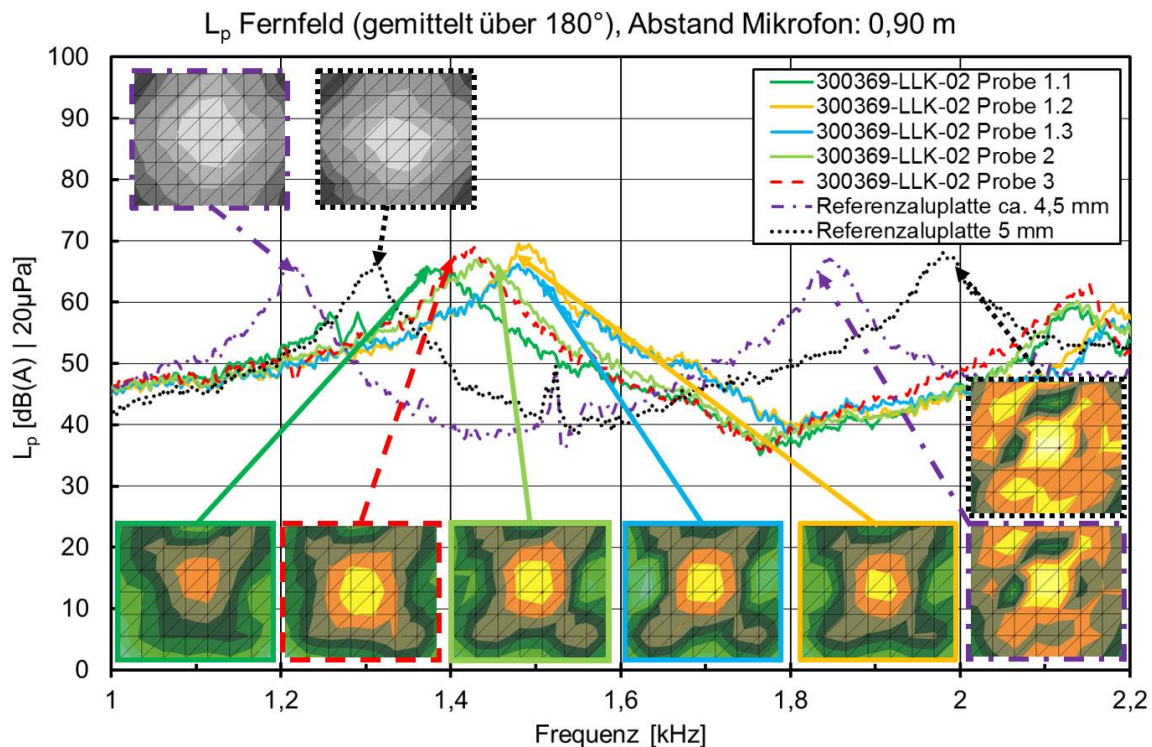


Bild 10: Korrelation von auffälligen Schalldruckverteilungen im Nahfeld und Amplitudenüberhöhungen im Frequenzgang des Fernfeldmikrofons

Die mit Hilfe des Mikrofonarrays aufgenommenen Ergebnisse im Nahfeld (50 mm Abstand von der Plattenoberfläche) sind in Bild 11 zusammenfassend dargestellt. Das Bild zeigt die für den Frequenzbereich 100-6400 Hz aufsummierten Schalldruckverteilungen der unterschiedlichen Probekörper. In Bild 11 ist deutlich zu erkennen, dass die in Bild 10 gezeigte Eigenform die gesamte Schallabstrahlung der Platten dominiert. Darüber hinaus wird in Bild 11 bestätigt, dass die verschiedenen Konfigurationen in ihrer akustischen Gesamtwirkung kaum Unterschiede aufweisen, wie anhand der nahezu identischen Verteilungen zu erkennen ist. Die auftretenden Maximalamplituden unterscheiden sich ebenfalls kaum. Daher kann geschlossen werden, dass der Einfluss der alternativen Materialsysteme auf die dominierenden Eigenformen der untersuchten Struktur vernachlässigbar ist. Lediglich einige weniger auffällige Moden werden beeinflusst und führen in den aufsummierten Schalldruckverteilungen zu Amplitudenänderungen von wenigen dB(A) im außermittigen Bereich der Probekörper. Hier ist allerdings festzustellen, dass die auftretenden Amplituden der alternativen Materialsysteme sogar höher sind als die der Aluminiumreferenzkonfiguration. Aufgrund der Tatsache, dass weder die Maximalamplituden noch die Grundcharakteristik der Schallabstrahlung signifikant verändert werden, sind die durch die verschiedenen Materialsysteme verursachten Unterschiede akustisch kaum wahrnehmbar. Die einzige Ausnahme bildet die Sandwichprobe 1.1 mit einer akustisch wahrnehmbaren Reduktion des Gesamtpegels von etwa 2 dB(A).

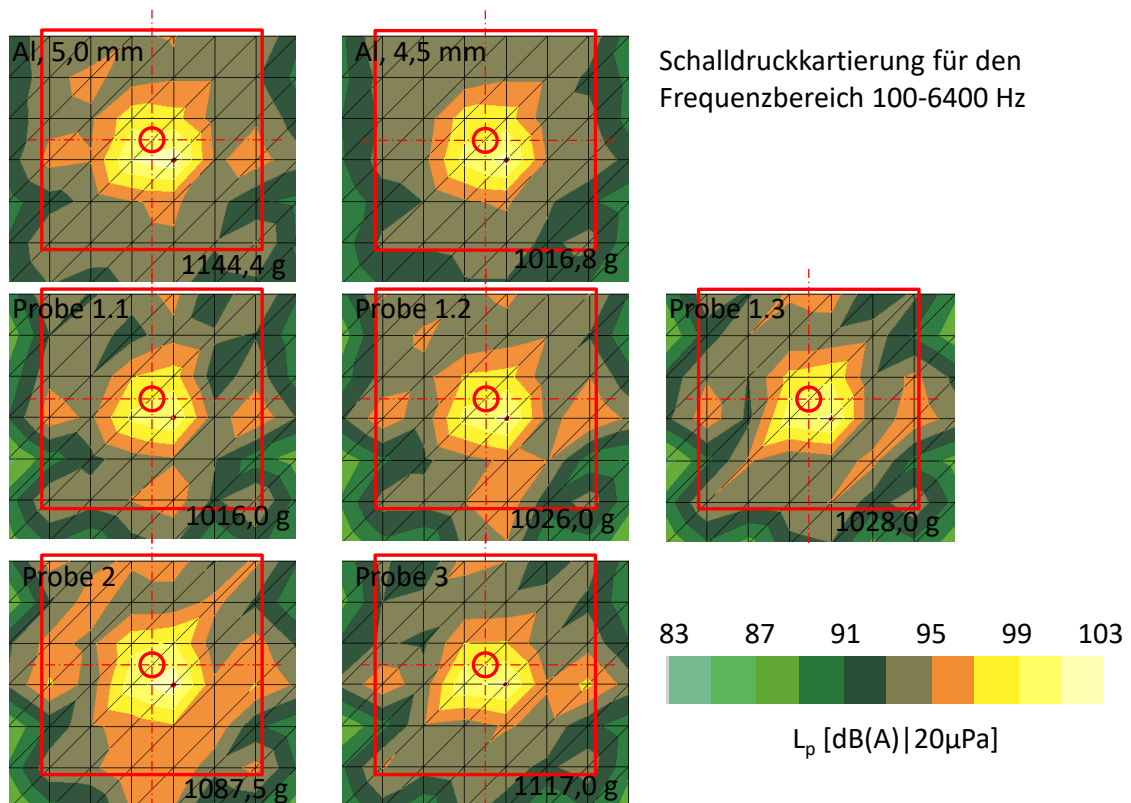


Bild 11: Aufsummierte Schalldruckverteilungen im Nahfeld im Frequenzbereich von 100 Hz bis 6,4 kHz

Zum Abschluss wird in den Bildern 12 und 13 die Richtcharakteristik ausgewertet, die mit Hilfe des schwenkbaren Fernfeldmikrofones in 10° Winkelintervallen jeweils auf Höhe der Plattenmitte der jeweiligen Probe aufgenommen wurde (siehe Bild 7).

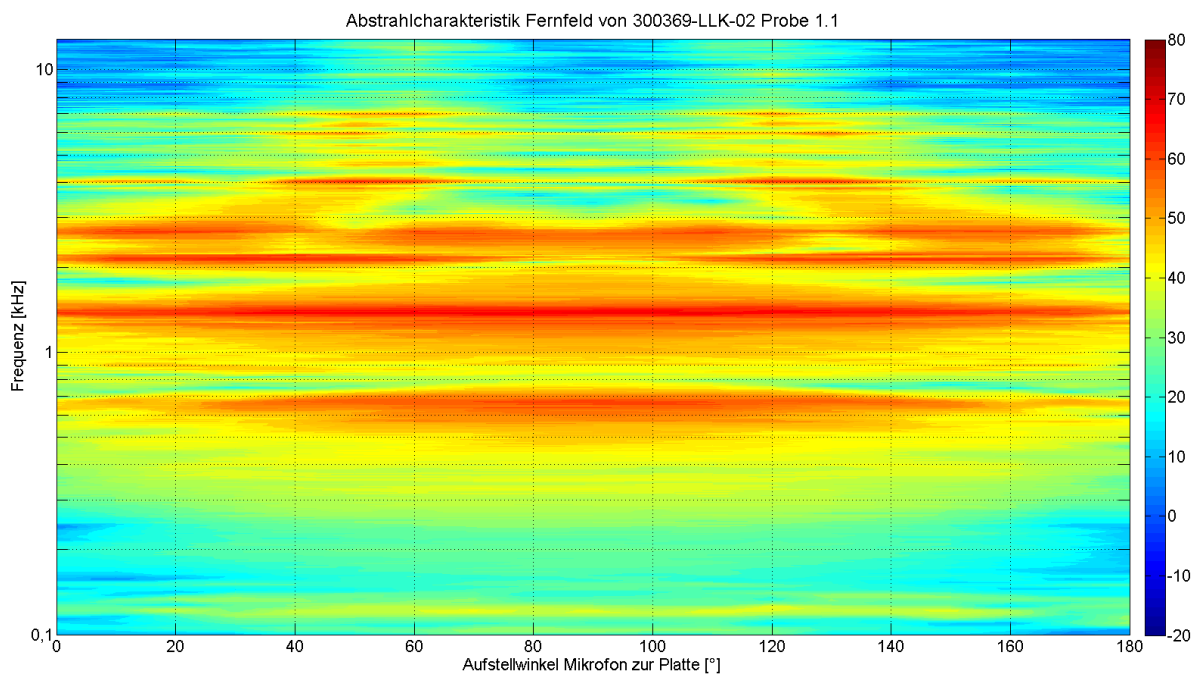


Bild 12: Mit Fernfeldmikrofon in 10° Intervallen aufgenommene Richtcharakteristik der akustisch günstigsten Materialprobe

Die gemessenen Abstrahlcharakteristiken der unterschiedlichen Materialsysteme zeigen ebenfalls ein sehr ähnliches Verhalten. Aus diesem Grund ist in Bild 12 exemplarisch lediglich die Abstrahlcharakteristik der Probe 1.1 abgebildet. In Bild 12 lässt sich deutlich erkennen, dass die Abstrahlung in Abhängigkeit von der Frequenz nicht immer omnidirektional erfolgt und insbesondere im höheren Frequenzbereich eine klare Ausbildung von Abstrahlkeulen vorliegt. In diesem Zusammenhang unterstreicht das Bild 12, dass eine alleinige akustische Bewertung auf Basis eines Fernfeldmikrofones, das direkt vor der Materialprobe steht (90°-Richtung), zu fehlerhaften Schlussfolgerungen führen kann. Für die 90°-Richtung treten in Bild 12 für Frequenzen ab 3 kHz keine sehr hohen Amplituden mehr auf; die Keulen befinden sich offensichtlich in der 50°- und der 130°-Richtung. Folglich ist eine directionale Messung in verschiedenen Aufstellwinkeln zum schallabstrahlenden Objekt für eine aussagekräftige Fernfeldbetrachtung unabdingbar.

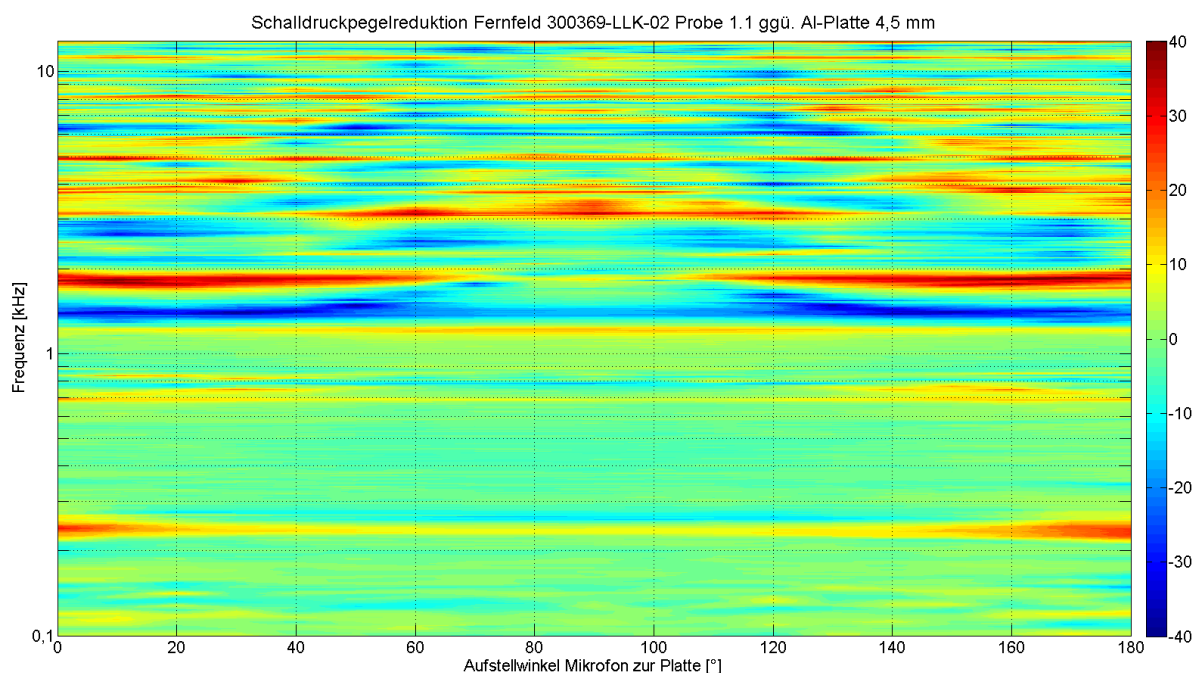


Bild 13: Richtungsaufgelöste Schallpegelreduktion der akustisch günstigsten Materialprobe im Vergleich zur 4,5 mm dicken Aluminiumreferenzplatte

Um eine gute Vergleichbarkeit zu erreichen, wurden alle Materialproben mit der 4,5 mm dicken Aluminiumreferenzplatte verglichen und die Schalldruckpegeländerung in Bezug auf die Referenzmessung berechnet. Das Bild 13 zeigt beispielhaft die richtungsabhängige Pegelreduktion der Materialprobe 1.1 im Fernfeld im Vergleich zur Aluminiumplatte. Dabei sind in den Bereichen der hohen Schalldruckpegel (Bild 12) gerade keine hohen Reduktionen zu finden (Bild 13).

Unter Berücksichtigung aller Nah- und Fernfeldergebnisse lässt sich schlussfolgern, dass das Ersetzen homogener Metallstrukturen durch Metallschaum-Kunststoffverbunde drei wesentliche Effekte bewirkt:

- (1) Es kommt zu Änderungen des strukturellen Schwingungsverhaltens. Dies beinhaltet Frequenzverschiebungen sowie das Verschwinden und Auftauchen von Eigenschwingungsformen.

- (2) Die Anwendung von Sandwichstrukturen mit Aluminiumschaumkern kann mess- und hörbare Schalldruckreduktionen von etwa 2 dB(A) bewirken. Allerdings zeigen die identisch hergestellten Proben 1.1, 1.2 und 1.3, dass eine Reproduzierbarkeit des Ergebnisses nicht gegeben ist. Die im positiven Sinne herausstechende Probe 1.1 wies im Vergleich sowohl eine geringere Masse als auch eine geringere Steifigkeit auf. Dies lässt auf eine höhere Porosität in der Aluminiumschaumschicht schließen, die sich offenbar akustisch vorteilhaft auswirkt.
- (3) Eine verbessernde Wirkung der dünnen zusätzlichen EPDM-Beschichtung der Probe 3 lag im vorliegenden Testfall lediglich im wenig relevanten Frequenzbereich oberhalb von 3 kHz vor (siehe Bild 9).

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass der finanzielle und produktions-technische Mehraufwand zur Herstellung komplexer Sandwichstrukturen aus akustischer Sicht nicht gerechtfertigt erscheint; insbesondere im Hinblick auf die nicht ausreichend beherrschbaren Fertigungstoleranzen. Demzufolge gilt es zu klären, ob andere Vorteile, wie beispielsweise eine geringere Masse, ein günstigeres thermisches Verhalten oder positive Aspekte hinsichtlich der elektromagnetischen Verträglichkeit, zu erreichen sind, die den Einsatz dieser Materialsysteme dennoch rechtfertigen.

5. Numerische Analyse von Versteifungskonfigurationen

Auf Basis der entwickelten und bereits validierten Simulationsmodelle wurden unterschiedliche Verrippungsstrategien hinsichtlich ihrer Auswirkung auf das vibroakustische Verhalten verglichen. In vorangegangenen Studien [8, 9] wurden diese Untersuchungen bereits für einen Radnabenmotor durchgeführt, dessen Rotor aus Aluminium besteht. Einige der untersuchten Versteifungskonfigurationen des Aluminiumrotors sind in Bild 14 dargestellt. Die numerischen Analysen in [8, 9] ergaben, dass die Version 7 aus Bild 14 als Rippenmuster am vorteilhaftesten ist und lediglich eine geringe Zusatzmasse erfordert. Detailliertere Informationen sind in den zugehörigen Veröffentlichungen zu finden [8-10].

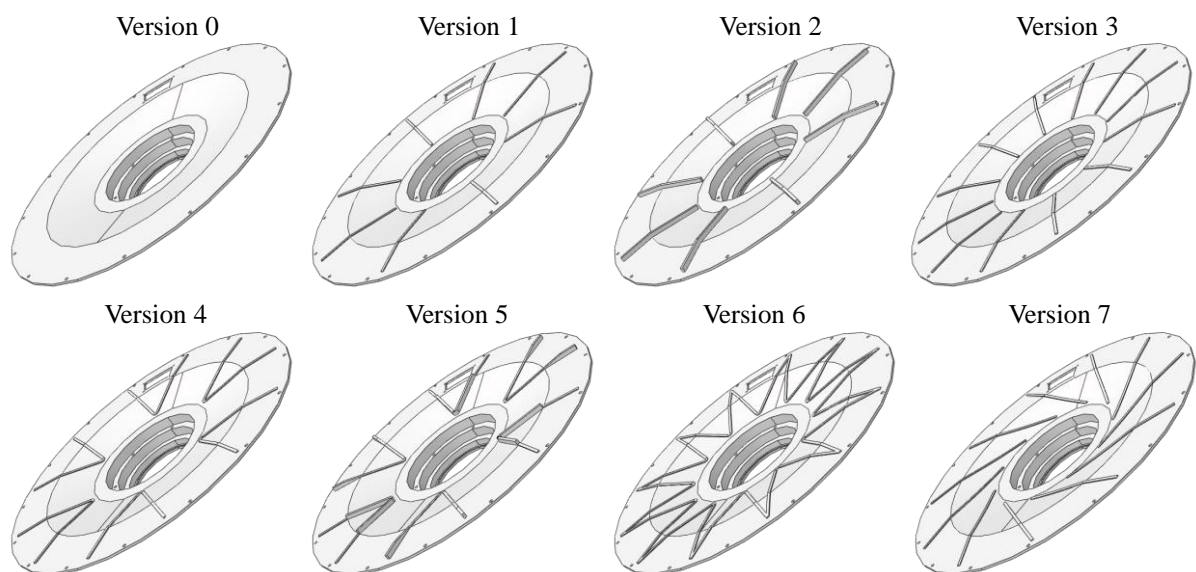


Bild 14: Versteifungsvarianten der Seitendeckel des Radnabenmotors

In diesem Beitrag soll nun das vibroakustische Verhalten eines Rotors aus Faserverbundwerkstoffen analysiert und verbessert werden. Aufgrund der vorliegenden Erfahrungen wird auf das gleiche Muster zur Anordnung der Versteifungselemente zurückgegriffen (siehe Bild 15). Die im Simulationsmodell definierten Randbedingungen, die Geometrie sowie die Anregung des Seitendeckels aus Faserverbundwerkstoff sind in den Bildern 15 und 16 dargestellt.

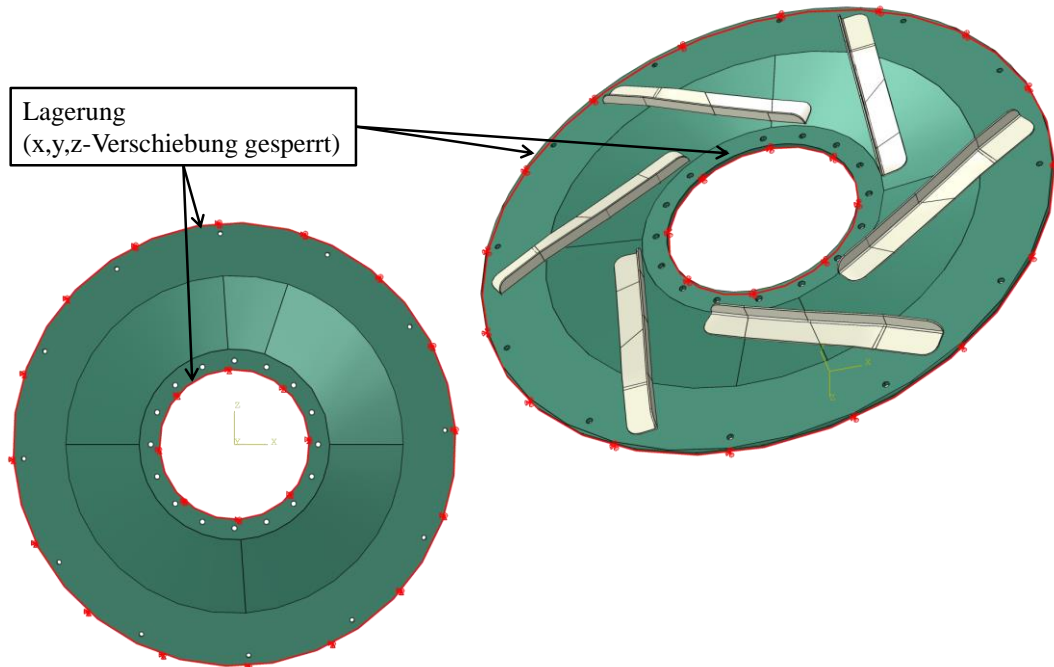


Bild 15: Randbedingungen im Simulationsmodell des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff (Deckel und Rippen weisen einen unterschiedlichen Lageraufbau auf)

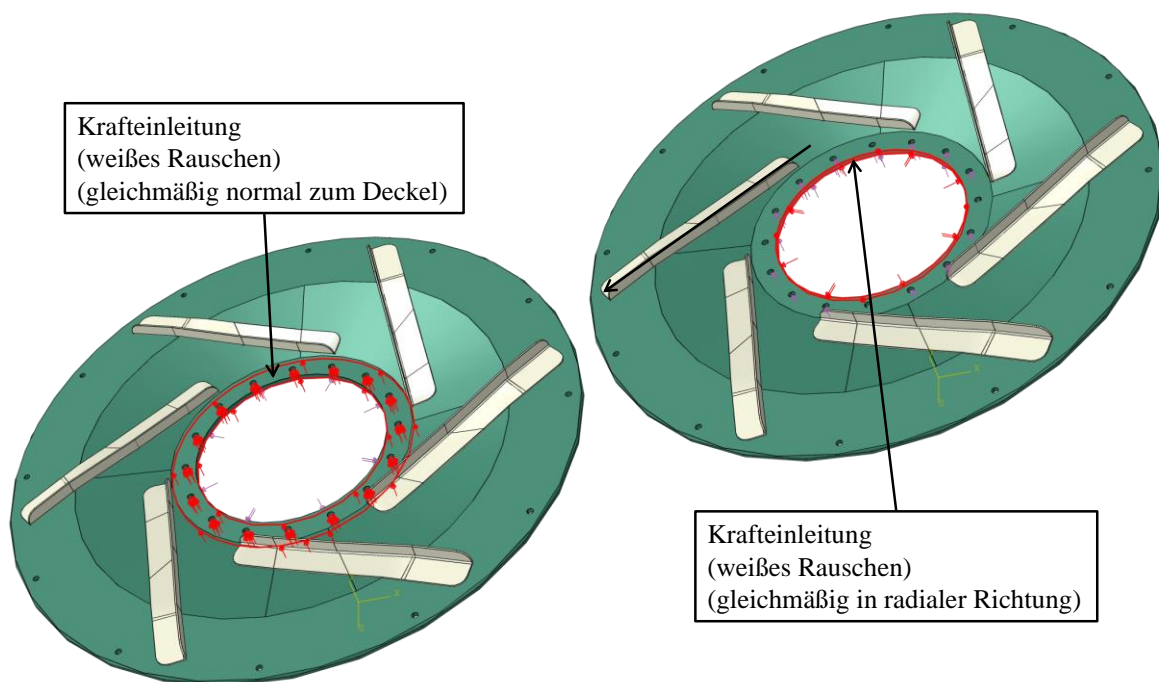


Bild 16: Kraftanregung im Simulationsmodell des Deckels aus Faserverbund

Aufgrund der Faserverbundbauweise ist es im Gegensatz zu Metalllösungen nicht möglich, den Deckel und die Versteifungselemente als ein Bauteil zu fertigen. Daher werden die Rippen aus Faserverbundwerkstoff nachträglich mit Hilfe adhäsiver Bindemittel dauerhaft appliziert. Um die Funktionsfähigkeit der Klebeverbindung garantieren zu können, ist eine ausreichend große Klebefläche notwendig. Aus diesem Grund ist der Fuß der Versteifungen wesentlich breiter ausgeführt als es in der Aluminiumvariante der Fall ist. Die Rippenform mit dem einseitigen Fuß wurde aus Gründen der Herstellbarkeit gewählt. Die Frage, die mittels numerischer Studien geklärt werden soll, ist, wie viele Rippen aus akustischer Sicht vorteilhaft sind. Die Geometrie der einzelnen Rippen ist aus Kostengründen nicht modifizierbar und das Muster wurde auf Basis der Ergebnisse der vorangegangenen Studien festgelegt.



Bild 17: Diskretisiertes Modell des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff

In Bild 17 ist die Finite Elemente Diskretisierung des Seitendeckels des Rotors aus Faserverbundwerkstoff beispielhaft für die Konfiguration mit sechs Rippen dargestellt. Insgesamt besteht das Modell je nach Rippenanzahl aus 145.000-155.000 Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen, die eine maximale Kantenlänge von 3 mm besitzen. Die strukturdynamischen Analysen wurden aus Gründen der Rechenzeit im Modalraum durchgeführt und die Strukturschwingungen im Frequenzbereich 0-5 kHz ausgewertet. Für die modale Superposition wurden alle Eigenformen im Frequenzbereich bis 10 kHz berücksichtigt (insgesamt etwa 250 Stück).

Die Auswertung der numerischen Analysen erfolgte hinsichtlich zweier Größen, dem Summenpegel der Oberflächenschnelle bzw. dessen Verteilung und dem ERP (Equivalent Radiated Power), einer frequenzabhängigen Energiegröße. Diese wird häufig als Äquivalent der abgestrahlten Schallleistung genutzt, obwohl sie Abstrahleffekte wie den akustischen Kurzschluss nicht berücksichtigen kann. Der Vorteil der ERP-Betrachtung besteht darin, dass keine Berechnung des Fluidraumes erforderlich ist. Die Berechnung der ERP-Werte Φ_{ERP} erfolgte ausschließlich unter Nutzung der berechneten Oberflächenschnellen v_n in Kombination mit der Schallgeschwindigkeit c und der Dichte ρ des Fluids gemäß

$$\Phi_{ERP} = \frac{1}{2} c \rho \int v_n^2 dA \quad . \quad (1)$$

Das Bild 18 zeigt den Summenpegel der Oberflächenschnelle im Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz für verschiedene Versteifungskonfigurationen. Dieser Frequenzbereich beinhaltet alle Einzelfrequenzen, die sich bei der experimentellen Untersuchung der Vorgängerversionen des Radnabenmotors als hörakustisch relevant erwiesen haben. Die Frequenzen, die das Geräusch des hier untersuchten Radnabenmotors klar dominieren, liegen unterhalb von 4 kHz. Die in der Simulation genutzte Frequenzauflösung beträgt 5 Hz. Um den Summenpegel der Schnelleverteilung im Frequenzbereich von 0 bis 5 kHz zu berechnen, werden die komplexen Beträge der Schnelleverteilungen der Einzelfrequenzen genutzt. Aus dem Vergleich der Summenpegel wird klar, dass die Konfiguration mit acht Rippen am günstigsten ist. Die dargestellten Verteilungen legen nahe, die Variante mit vier Rippen als die nächstbeste Alternative anzusehen.

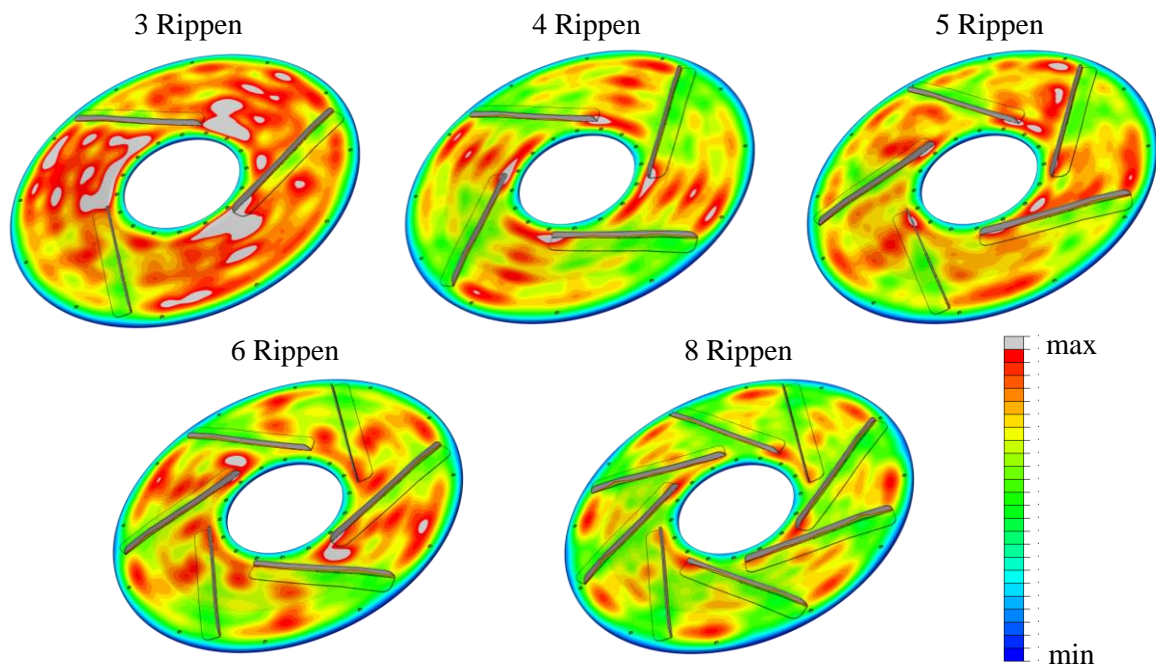


Bild 18: Summenpegel der Schnelleverteilungen im Frequenzbereich 0-5 kHz

Für die Interpretation der Ergebnisse ist es wichtig, dass die Auswertegrößen nicht von der Diskretisierung oder der gewählten Frequenzschrittweite abhängen. Andernfalls können Konfigurationen als vibroakustisch unauffälliger eingeschätzt werden, obwohl lediglich dominante Eigenfrequenzen aufgrund der Frequenzauflösung nicht berücksichtigt und stattdessen deren wesentlich unkritischere Nachbarn ausgewertet wurden. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurde für die ERP-Berechnung der untersuchten Designvarianten ausschließlich die in Bild 20 rot hervorgehobene Deckelfläche ausgewertet. Diese Fläche unterhalb der Rippen ist unabhängig von der Rippenanzahl immer identisch und auch deren Diskretisierung ist für alle untersuchten Konfigurationen konstant, da die Rippen nur appliziert werden und demzufolge die Geometrie des Deckels an sich nicht beeinflussen. Darüber hinaus wurde für die ERP-Berechnung eine sehr feine Frequenzschrittweite von 1 Hz gewählt, um zu vermeiden, dass auffällige Frequenzen nicht erfasst werden. Der Berechnungsaufwand steigt zwar linear mit der Anzahl der zu berechnenden Frequenzen, ist aber aufgrund der Nutzung modal reduzierter Modelle im vorliegenden Fall unproblematisch.

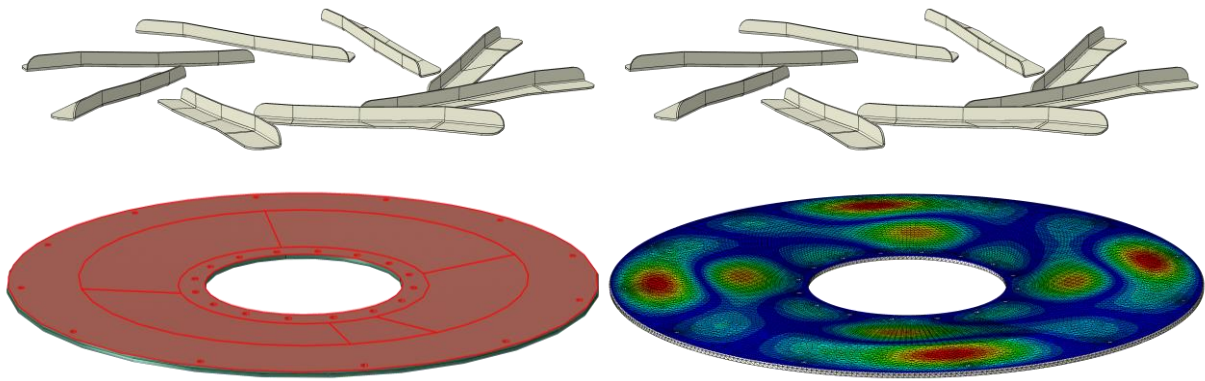


Bild 19: Explosionsdarstellung des Faserverbunddeckels mit acht Rippen (links), beispielhaftes Simulationsergebnis (rechts)

In den Bildern 20-23 wird wieder der Frequenzbereich 0-5 kHz ausgewertet. Das Bild 20 zeigt den Einfluss des Dämpfungsfaktors auf den resultierenden ERP-Verlauf des seitlichen Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff. Eine höhere Dämpfung reduziert die Maximalamplituden und verbreitert die Resonanzpeaks. Als Faserverbundwerkstoff des Rotordeckels wurde E-Glas verwendet. Dessen Dämpfungseigenschaften sind unbekannt. Aus diesem Grund wurde der Einfluss der Dämpfung separat untersucht, um sicherzustellen, dass eine gute Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen Konfigurationen gegeben ist. Die Idee bestand darin, durch eine geeignete Dämpfung die Abhängigkeit der Lösung von der Frequenzauflösung weiter zu reduzieren, da die Resonanzpeaks sowohl flacher als auch breiter werden. In Kombination mit einer Frequenzauflösung von 1 Hz wurde ein modaler Dämpfungsfaktor von 0,005 gewählt, um die Amplituden der Resonanzpeaks nicht zu stark zu reduzieren.

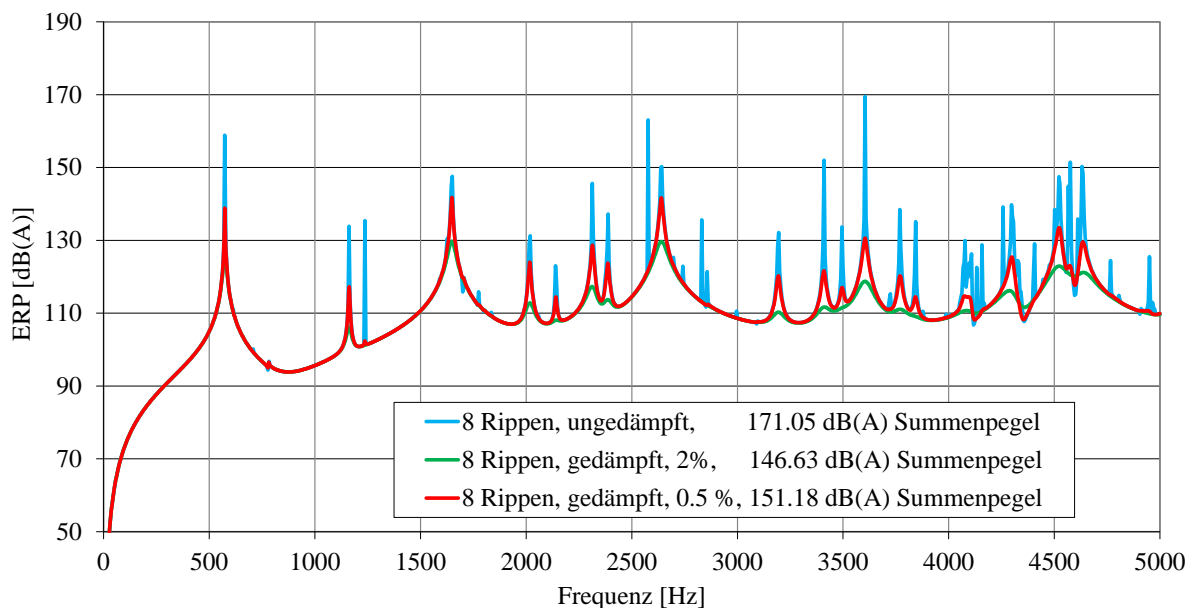


Bild 20: Einfluss des Dämpfungsfaktors auf den resultierenden ERP-Verlauf des seitlichen Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff

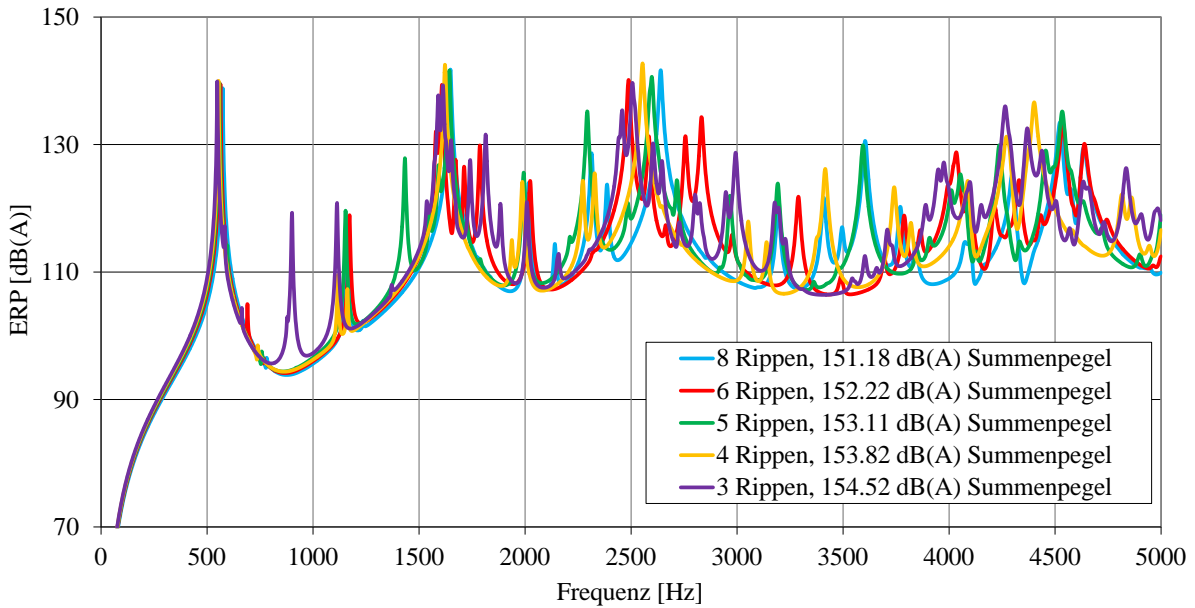


Bild 21: Berechnete ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit unterschiedlicher Anzahl von Versteifungsrippen

In Bild 21 ist der Vergleich der berechneten ERP-Verläufe der verschiedenen Konfigurationen des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff dargestellt. Zusätzlich sind in der Legende der Bilder 21-23 jeweils die Summenpegel des ERP mit angegeben. Es ist zu erkennen, dass die Versteifung durch zusätzliche Rippen die Eigenfrequenzen der zugehörigen Eigenformen erhöht, wodurch auch die Modendichte im betrachteten Frequenzbereich deutlich reduziert wird.

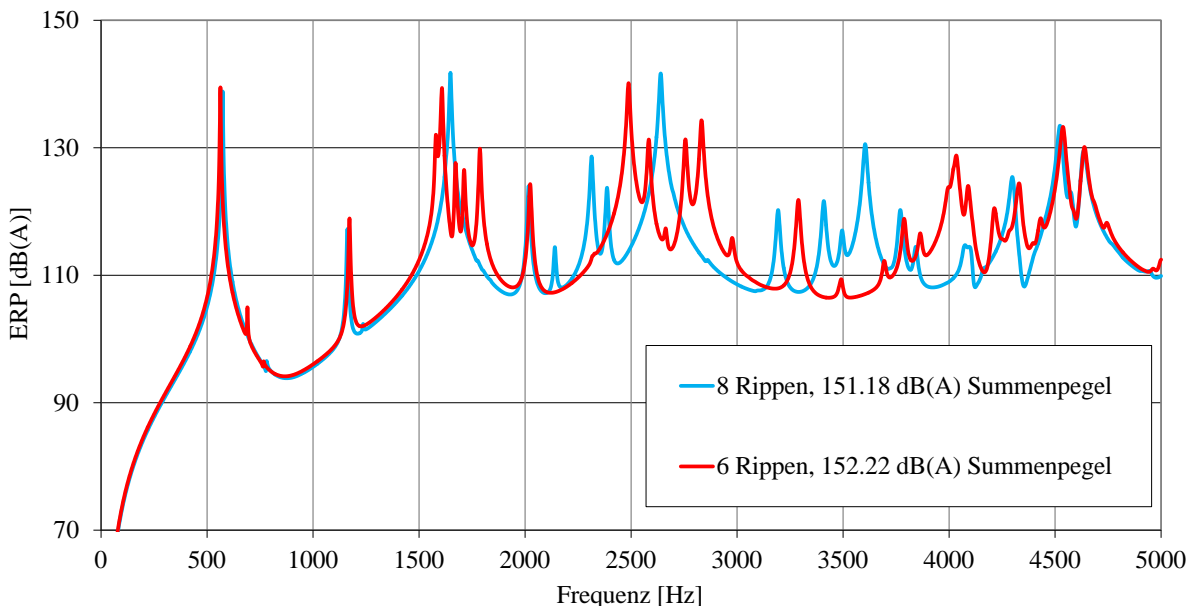


Bild 22: Isolierte Ansicht der berechneten ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit sechs und acht Versteifungsrippen

Das Bild 22 beinhaltet der Übersichtlichkeit halber lediglich zwei verschiedene Konfigurationen, um die angesprochenen Unterschiede einfacher erkennen zu können.

Die Gegenüberstellung aller berechneten ERP-Verläufe zeigt, dass die Verwendung von acht Rippen am vorteilhaftesten ist. Natürlich führt diese Konfiguration auch zur größten Zusatzmasse. Im Unterschied zu den aufsummierten Schnelleverteilungen in Bild 18, bei denen die Nutzung von vier Rippen als zweitbeste Lösung erscheint, ergibt sich aus Bild 23, dass die Konfiguration mit sechs Rippen besser als diejenige mit vier Rippen ist, insbesondere wenn der Summenpegel betrachtet wird.

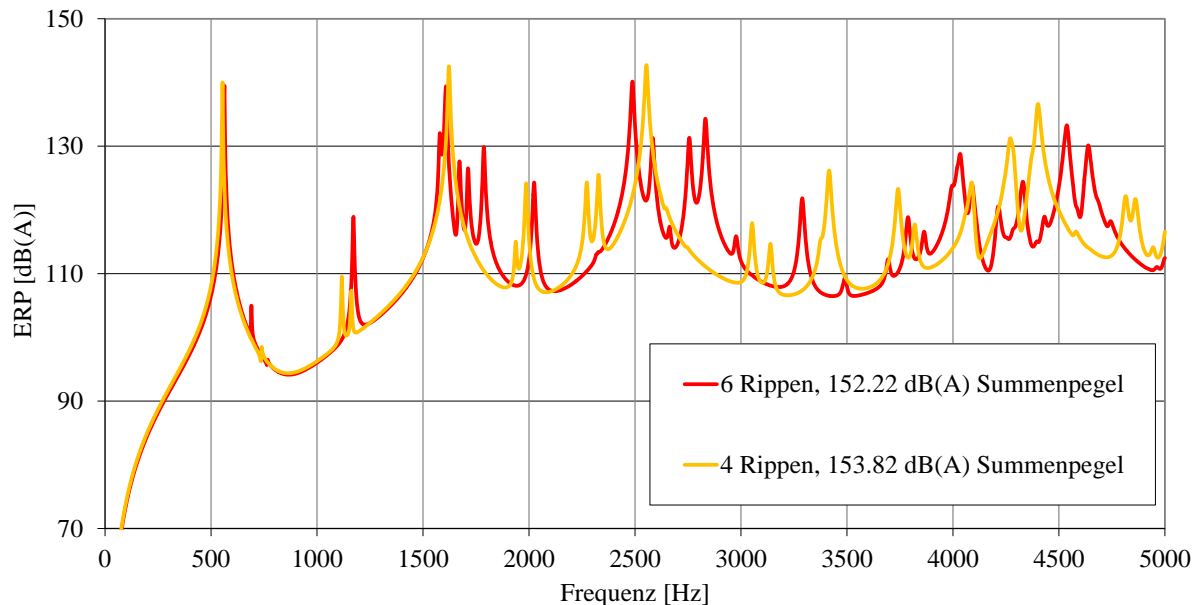


Bild 23: Isolierte Ansicht der berechneten ERP-Verläufe des Rotordeckels aus Faserverbundwerkstoff mit vier und sechs Versteifungsrippen

Allerdings ist in Bild 23 zu erkennen, dass die Konfiguration mit vier Rippen eine deutlich geringere Modendichte aufweist. Dies stellt natürlich einen Vorteil dar. In weiten Frequenzbereichen ist der Deckel mit vier Rippen akustisch unauffälliger als der Deckel mit sechs Rippen, aber insbesondere bei den drei höchsten Resonanzpeaks im gesamten ausgewerteten Spektrum liegen die Amplituden des Deckels mit vier Rippen höher, wodurch sich der höhere Summenpegel erklärt. Welche Konfiguration aus akustischer Sicht geeigneter ist, hängt demzufolge von den Frequenzen ab, die im Betrieb besonders stark angeregt werden.

Abschließend kann unter Berücksichtigung aller Ergebnisse zusammengefasst werden, dass von den untersuchten Konfigurationen die Variante mit acht Rippen aus akustischer Sicht am besten ist. Sollte dies aufgrund anderer Entscheidungsgrößen, wie Masse, Kosten oder Produzierbarkeit, eine ungünstige Konstellation darstellen, kann alternativ auf die Variante mit vier Rippen zurückgegriffen werden. Sechs Rippen erscheinen anhand der erzielten Ergebnisse ebenfalls als eine mögliche Option, wohingegen die Nutzung von drei Rippen unvorteilhaft ist.

6. Anwendung granularer Dämpfer zur Schwingungsberuhigung

Eine weitere Idee zur Verbesserung des akustischen Verhaltens des Radnabenmotors aus Aluminium bestand darin, die Seitendeckel des Rotorgehäuses mit Hohlräumen zu versehen und diese mit absorbierenden Materialien zu füllen, um den re-

sultierenden Pegel der Oberflächenschwingungen bzw. des abgestrahlten Schalldrucks zu reduzieren [10]. Darüber hinaus reduzieren zusätzliche Hohlräume natürlich die Gesamtmasse. Zudem kann es durch ein geschicktes Design gelingen, die Steifigkeit des Gesamtsystems nahezu nicht zu beeinflussen. Somit lassen sich durch diese Maßnahme die beiden Ziele, Leichtbau und akustische Optimierung, vereinen, ohne negative Auswirkungen auf andere wesentliche Eigenschaften des Gesamtsystems zu verursachen. Für die Füllung der Kavitäten wurden verschiedene Materialien, wie Schaumstoffe, Faservliese und imprägnierte Schaumstoffe, die bereits in [11] bezüglich ihrer akustischen Dämpfungseigenschaften charakterisiert wurden, verwendet. Außerdem wurde zum Vergleich das in [12] vorgestellte Dämpfungskonzept an den Seitendeckeln des Radnabenmotors erprobt. Das Konzept beruht auf der Dissipation von Schwingungsenergie aufgrund von Reibung und wechselseitigen Stößen zwischen den Körnern des in die Hohlräume eingefüllten Granulates. In [13] wurde gezeigt, dass eine Konstruktion mit innen liegenden Kavitäten eine ideale Ausgangsbasis für den Einsatz granularer Medien zur Schwingungsreduktion darstellt. In [10] zeigten die imprägnierten Schäume und das untersuchte Granulat die größte Schwingungsdämpfung. Allerdings verursachte das Granulat aufgrund der wesentlich höheren Dichte eine sehr viel größere Zusatzmasse. Demzufolge wurde in [10] die Anwendung der imprägnierten Schäume empfohlen. Als Weiterentwicklung zu den in [10] veröffentlichten Ergebnissen sind in diesem Zusammenhang die Resultate einer Folgestudie [14] zu nennen, bei der ein Granulat aus einem Gummierwerkstoff sehr große Pegelreduktionen bei vergleichsweise geringer Zusatzmasse erzielte. Durch die geringe Dichte und die guten Dämpfungseigenschaften stellt dieses Material eine Alternative zu den imprägnierten Schaumstoffen dar, die beim Vergleich in [10] am besten abgeschnitten haben. Es ist jedoch anzumerken, dass die Assemblierung der Seitendeckel wesentlich einfacher ist, wenn die Kavitäten mit zugeschnittenen Schaumhalbzeugen gefüllt werden. Eine saubere und reproduzierbare Herstellung bei einer Füllung mit Granulat ist wesentlich schwieriger.

7. Fazit und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde in Fortführung vorangegangener Studien am Beispiel eines modernen Radnabenmotors gezeigt, wie das akustische Verhalten einer elektrischen Maschine auf Basis virtueller Konstruktionsdaten verbessert werden kann, bevor reale Prototypen verfügbar sind. Zu diesem Zweck wurde eine ganzheitliche Simulationsmethodik vorgestellt [3] und durch schrittweise Geometriemodifikationen und numerische Parameterstudien auf rein virtueller Basis ein akustisch verbessertes Design entwickelt. Dabei wurde neben der erreichbaren Pegelreduktion und Masseersparnis auch die Produzierbarkeit betrachtet. Neben den numerischen Analysen der entwickelten Konstruktionsvarianten wurden auch experimentelle Untersuchungen des Radnabenmotors in verschiedenen Betriebszuständen durchgeführt. Die experimentellen Ergebnisse wurden genutzt, um die verwendeten Simulationsmodelle zu validieren. Außerdem sind die an Prototypen von Vorgängerversionen des Radnabenmotors gesammelten Erfahrungen in die Entwicklung der nachfolgenden Konstruktionsalternativen mit eingeflossen. Darüber hinaus wurden alternative Materialsysteme untersucht, um die Frage zu klären, ob es möglich ist, akustische Vorteile zu erzielen, wenn in einigen Hauptkomponenten des Motors die klassischen Metallwerkstoffe ersetzt werden. Im Fokus standen dabei Faserverbundwerkstoffe und Sandwichstrukturen mit einer Kernschicht aus Aluminiumschaum. Für den Ver-

gleich der unterschiedlichen Materialsysteme wurden akustische Messungen genutzt, die mit Hilfe eines Mikrofonarrays und eines Fernfeldmikrofons in einem Vollfreifeldraum durchgeführt wurden. Es wurde festgestellt, dass durch die untersuchten Materialsysteme im Vergleich zu einer herkömmlichen Aluminiumkonstruktion, die als Referenz diente, lediglich geringe Verbesserungen erzielt werden konnten. Allerdings zeigte sich, dass eine höhere Porosität des Aluminiumschaumkerns akustisch vorteilhaft zu sein scheint. Die experimentelle Untersuchung der vibroakustisch optimierten Prototypen aus Aluminium und Faserverbundwerkstoffen steht noch aus und wird im weiteren Projektverlauf erfolgen.

8. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojektes „Competence in MObility – COMO“, das mit Geldern des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalt gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung. Außerdem gilt Herrn Alexander Falken (INVENT GmbH, Braunschweig) und Herrn Carsten Lies (Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz) Dank für die Bereitstellung der Probekörper aus Aluminiumschaum-Sandwichstrukturen mit Faserverbund-Decklagen.

Literatur

- [1] A. Zörnig, R. Hinzemann, R. Kasper, „Methodische Konstruktion eines Radnabenmotors mit Radialfluss-Luftspaltwicklung für Kleinwagen,“ in 14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, 2016
- [2] R. Kasper and N. Borchardt, “Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types”, in 7th IFAC Symposium on Mechatronic Systems, 2016
- [3] F. Duvigneau, “Ganzheitliche simulationsbasierte Bewertung der Akustik von automobilen Antrieben”, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 20, Nummer 467, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, 2017, ISBN 978-3-18-346720-4
- [4] S. Liefold, F. Duvigneau, M. Höchstetter, “Geräuschqualität von Motorkapselungen”, ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, June 2015, Volume 117, Issue 6, pp 42-47. DOI: 10.1007/s35148-015-0047-0
- [5] 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
- [6] F. Duvigneau, S. Liefold, M. Höchstetter, R. Orszulik, “Richtungscharakteristische Bewertung der Geräuschqualität”, ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, September 2016, Volume 118, Issue 9, pp 42-47. DOI:10.1007/s35148-016-0088-z

[7] F. Duvigneau, S. Koch, R. Orszulik, E. Woschke, U. Gabbert, "About the vibration modes of square plate-like structures", *Technische Mechanik*, Volume 36, Issue 3, 2016, pp. 180-189. <https://doi.org/10.24352/UB.OVGU-2017-004>

[8] F. Duvigneau, S. Perekopskiy, R. Kasper, U. Gabbert, „ Acoustic optimization of an electric wheel hub motor“, 9th Aachen Acoustics Colloquium – AAC 2017, Aachen, 2017

[9] F. Duvigneau, U. Gabbert, „Bewertung konstruktiver Maßnahmen zur Verbesserung der Vibroakustik eines elektrischen Radnabenmotors“, 13. Magdeburger Maschinenbautage: Autonom, Vernetzt, Nachhaltig, 2017, ISBN: 978-3-944722-54-2, DOI: 10.24352/UB.OVGU-2017-085.

[10] F. Duvigneau, U. Gabbert, „Numerische und experimentelle Schwingungsanalyse eines Radnabenmotors zur Entwicklung akustischer Maßnahmen“, 43. Jahrestagung für Akustik - DAGA, Kiel, 2017, ISBN 978-3-939296-12-6

[11] P. Schrader, F. Duvigneau, R. Orszulik, H. Rottengruber, U. Gabbert, "A Numerical and Experimental Study on the Noise Absorption Behavior of Functionally Graded Materials Considering Geometrical and Material Influences", 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering – InterNoise 2016, Hamburg, 2016

[12] 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

[13] S. Koch, F. Duvigneau, R. Orszulik, U. Gabbert, E. Woschke, „Partial Filling of a Honeycomb Structure by Granular Materials for Vibration and Noise Reduction“, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 393, 2017, pp. 30-40. DOI: 10.1016/j.jsv.2016.11.024

[14] S. Koch, F. Duvigneau, S. Duczek, E. Woschke, "Vibration reduction in automotive applications based on the damping effect of granular material", *Automotive Acoustics Conference 2017*, 4. Internationale ATZ-Fachtagung Fahrzeugakustik, Zürich, 2017