

Strömungsinduzierter Lärm von Ansaug- und Abgassystemen von Verbrennungsmotoren

Fabian Duvigneau¹⁾, Peter Schrader²⁾, Hermann Rottengruber²⁾, Ulrich Gabbert¹⁾

¹⁾Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany

²⁾Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany

Kurzfassung

In den letzten Jahren ist Komfort zu einem wichtigen Faktor bei der Beurteilung moderner Automobile geworden. Dabei spielt die Akustik des Fahrzeugs eine zentrale Rolle. Ein Aspekt, der negative Auswirkungen auf die Wahrnehmung der Qualität hat, ist der vom Fahrzeug erzeugte und emittierte Lärm. Neben dem Verbrennungsmotor an sich sind die Ansaug- und Abgassysteme wesentliche Lärmquellen von Automobilen mit verbrennungsmotorischen Antrieben und stehen ebenfalls im Fokus des Sound Engineering moderner Kraftfahrzeuge. Zur akustischen Optimierung von Ansaug- und Abgassystemen in frühen Stadien des Produktentwicklungsprozesses sind hochwertige Simulationsmodelle erforderlich, mit denen es möglich ist, das vibroakustische Verhalten präzise vorherzusagen. Dafür ist es besonders wichtig, alle potentiellen Erregerquellen in der Simulation zu berücksichtigen. Bei Ansaug- und Abgassystemen kommt der pulsierenden inneren Rohrströmung als Vibrations- und Lärmquelle besondere Bedeutung zu. Im Beitrag wird gezeigt, wie eine realitätsnahe Schwingungsanregung des Ansaug- und Abgassystems ermittelt und davon ausgehend die Schallabstrahlung in die Umgebung berechnet werden kann. Dazu wird zunächst eine numerische Strömungssimulation durchgeführt, mit der die turbulente Strömung im gesamten Ansaug- bzw. Abgassystem berechnet wird. Die aus der Strömungssimulation resultierende Druckverteilung dient in einer anschließenden Schwingungsberechnung als Anregung der Innenkontur des Ansaug- bzw. Abgassystems. Die so ermittelten Oberflächenschnellen werden als Randbedingungen für eine Akustiksimulation genutzt, mit der die Schallabstrahlung in die Umgebungsluft berechnet wird. Mit dieser Simulationskette ist es möglich, den strömungsinduzierten Lärm eines Ansaug- bzw. Abgassystems vorherzusagen und diese Informationen für eine Akustikoptimierung zu nutzen. Die Schwingungsanalyse und die Akustiksimulation werden mit Hilfe der Finiten Elemente Methode durchgeführt. Als Anwendungsbeispiel für ein Ansaugsystem wird in diesem Beitrag der Prototyp eines Ansaugmoduls untersucht, der mit Hilfe einer Schwingrohraufladung die Ladungsmasse und Leistung eines Saug-Dieselmotors erhöhen soll. Die mit dem vorgestellten Ansatz gewonnenen Simulationsergebnisse für sowohl das Ansaug- als auch das Abgassystem werden abschließend durch Versuchsdaten validiert, die an einem laufenden Motor auf einem Akustikprüfstand gemessen wurden. Mit Hilfe des Vergleichs von Simulations- und Messergebnissen wird außerdem gezeigt, dass die Berücksichtigung der inneren Rohrströmung als essentielle Anregungsquelle für strömungsinduzierten Lärm von zentraler Bedeutung ist.

Schlüsselwörter: Motorakustik, Ansaugmodul, Abgasnachbehandlungssystem, Numerische Akustikanalyse

1. Einleitung

Die Automobilhersteller konzentrieren sich beim Design moderner Personenkraftwagen neben Zielgrößen wie Leistung und Verbrauch immer mehr auf visuelle und auditive Aspekte, die durch einen potentiellen Kunden wahrgenommen werden und dessen Kaufentscheidung maßgeblich beeinflussen [1]. Natürlich gibt es noch weitere Beweggründe, wie beispielsweise die gesetzlichen Richtlinien zu den zulässigen Lärmemissionen von Automobilen, die sich in den nächsten Jahren verschärfen werden [2]. Auf Grund dieses Drucks gibt es Bestrebungen, die Akustik von Fahrzeugen bzw. Motoren bereits früh im Entwicklungsprozess zu bewerten und aktiv zu gestalten. Dazu sind ganzheitliche virtuelle Ansätze ideal, da sie erste akustische Analysen und Optimierungen ohne die Verfügbarkeit realer Prototypen ermöglichen [3, 4]. Im Rahmen solcher akustischer Optimierungen verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge wird oft der Verbrennungsmotor an sich und insbesondere die Ölwanne betrachtet, um die abgestrahlte Schallleistung mittels aktiver oder passiver Maßnahmen zu reduzieren [5-7]. Zunehmend werden dabei auch psychoakustische Aspekte berücksichtigt [8, 9], um die auf den Menschen ausgeübte Wirkung der vom Motor emittierten Geräusche zu analysieren und diese aktiv für ein Sound Engineering zu nutzen [10]. Die nachfolgend betrachteten Ansaug- und Abgassysteme eines Verbrennungsmotors sind

¹ Korrespondierender Autor: Fabian Duvigneau, Tel.: +49 391 67 52754, E-Mail: fabian.duvigneau@ovgu.de

ebenfalls wesentliche Lärmquellen, die das von Insassen oder Passanten wahrgenommene Geräusch eines Automobils beeinflussen. Natürlich werden Ansaug- und Abgassysteme heutzutage ebenfalls unter Nutzung von Simulationsmodellen hinsichtlich ihrer Akustik untersucht [11]. Dazu werden üblicherweise Methoden der numerischen Strömungssimulationen genutzt, die die Elastizität der Festkörperstrukturen nicht berücksichtigen, sondern alle Festkörper lediglich als starre Wände modellieren [12]. Im Gegensatz dazu bietet der nachfolgend präsentierte Ansatz die Möglichkeit, die durch die innere Strömung verursachten Strukturschwingungen zu berechnen und die aus diesen Strukturschwingungen resultierende Schallabstrahlung der Ansaug- und Abgassysteme zu ermitteln.

Das in diesem Beitrag untersuchte Ansaugmodul und Abgasnachbehandlungssystem sind Komponenten eines Range-Extender Saug-Dieselmotors eines Elektrofahrzeugs, die so substituiert wurden, dass einerseits die Effizienz verbessert und andererseits die Masse und die resultierende Schallabstrahlung des Range-Extenders minimiert wurde. Aus diesem Grund sollten das Ansaugmodul und das Abgasnachbehandlungssystem aus wenigen und vor allem leichten Komponenten aufgebaut werden, um das Gesamtgewicht des Dieselmotors zu reduzieren. Der Saugbetrieb des Dieselmotors stellt dabei erhöhte Anforderungen an die Abgasnachbehandlung. Durch eine akustische Optimierung und den Einsatz von innovativen Abgasnachbehandlungskonzepten [13, 14], wie beispielsweise ein offener Partikelfilter, konnte ein leichtes, effizientes und leises System entwickelt werden. Der Ansaugmodul wurde mithilfe der Mechanismen der Schwingrohraufladung so gestaltet, dass der Liefergrad des Ansaugsystems für die wenigen für den Range Extender-Betrieb benötigten Betriebspunkte möglichst hoch ist, so dass aufgrund einer höheren Luftmasse das Drehmoment und somit die Motorleistung angehoben werden konnte. Für diese Art der Aufladung sind die Dimensionen der Teilsysteme, d.h. die Länge und die Querschnitte der Rohre, so ausgelegt worden, dass bei einer bestimmten Drehzahl eine am Rohrende durch Reflexion entstandene Druckwelle den Zylinder erreicht, kurz bevor die Einlassventile schließen. Für das Design eines solchen mittels Schwingrohraufladung arbeitenden Ansaugtraktes ist es von essentieller Bedeutung, dass das erzeugte Druckmaximum zum einen örtlich direkt am Einlassventil und zum anderen zeitlich direkt zum Abschluss des Ansaugvorgangs auftritt. Je höher der Druck zum Ende des Ansaugvorgangs ist, desto mehr Luft kann während des Schließens des Einlassventils zusätzlich in den Verbrennungsraum gepresst werden, um den Liefergrad zu erhöhen. Wenn die Drehzahl höher als die Drehzahl ist, für die das System ausgelegt wurde, trifft die Überdruckwelle verspätet bei den Einlassventilen ein, was zu einer Verringerung des Auflade-Effektes führt.

Für die Realisierung alternativer Aufladungskonzepte gibt es bereits einige Anwendungsbeispiele. Beispielsweise nutzt Porsche die Resonanzaufladung seit den 1980er Jahren, um die maximale Motorleistung bei allen als Saugmotoren ausgelegten Varianten generieren zu können [15]. Des Weiteren kam für die Konstruktion des 60°-V6-Motors von Mercedes Benz aus dem Jahr 2010 ein Resonanzsaugrohr als eine Auslegungsvariante in die engere Auswahl [16]. Zusätzlich konnte bei diesem Motor die Masse des Ansaugsystems durch den Einsatz von thermoplastischem Kunststoff anstelle von Aluminium um 2,2 kg reduziert werden. Im vorliegenden Beitrag wird für die Komponenten des entwickelten Ansaugmoduls ebenfalls vorwiegend auf Kunststoffe zurückgegriffen. Außerdem wurde bei der Entwicklung des 8-Zylinder V-Motors von BMW die weltweit erste stufenlos verstellbare Sauganlage realisiert [17]. Mit Hilfe eines drehbaren Läufers wird dabei der luftführende Kanal in seiner Länge und teilweise auch in seinem Querschnitt in Abhängigkeit von der Motordrehzahl variiert. Alle in der Literatur zu findenden Schwingrohr- und Resonanzansaugsysteme sind entweder nur in einem bestimmten Drehzahlbereich wirksam oder ermöglichen lediglich durch eine aufwändige Konstruktion eine Erhöhung der Zylinderfüllung im gesamten Drehzahlbereich. Die beim Range-Extender-Einsatz mögliche Vereinfachung ist durch den Betrieb des Motors bei einer einzigen Drehzahl gegeben, durch die sich eine Schwingrohraufladung optimal gestalten lässt. Der vorliegende Beitrag geht nachfolgend ausschließlich auf die akustischen Untersuchungen des Ansaugmoduls und des Abgasnachbehandlungssystems ein und zeigt dabei sowohl Ergebnisse der numerischen Schwingungs- und Akustikanalysen, die mit Hilfe der Finiten Elemente Methode [18] (FEM) ermittelt wurden, als auch experimentelle Ergebnisse, die auf einem Motorprüfstand an einem laufenden Zweizylinder-Dieselmotors gemessen wurden. Dabei wird aus Gründen der Übersichtlichkeit zunächst in Abschnitt 2 das Ansaugmodul und anschließend in Abschnitt 3 das Abgasnachbehandlungssystem diskutiert, bevor die Ergebnisse und Erkenntnisse abschließend noch einmal zusammengefasst werden.

2. Ansaugmodul

Die Abbildung 1 zeigt den Entwurf des Ansaugmodulprototyps und die Abbildung 2 zeigt den verbauten Prototyp am realen Prüfstand. Die drei Komponenten Sammelbehälter, Trichterplatte und Zylinderkopfflansch wurden mittels Laserstrahlschmelzverfahren aus glasgefülltem Feinstpolyamid gefertigt. Die Ansaugtrichter wurden in die Trichterplatte integriert, welche vom Sammelbehälter getrennt werden kann. So wurde es möglich, Trichter mit unterschiedlichen Trichterwinkeln (siehe Abbildung 1, rechts) hinsichtlich der resultierenden Effizienz des Verbrennungsprozesses zu untersuchen, wobei sich ein Trichterwinkel von 90° als optimal herausgestellt hat. Als Schwingrohre und als Resonanzrohr dienen mit Stahldraht verstärkte Schläuche mit einem konstanten Durchmesser von 32 mm bzw. 40 mm, einer Länge von 1200 mm und einer sehr glatten Innenfläche. Das Ziel

dieser Entwicklung war es, eine möglichst laminare Strömung zu erzeugen und Turbulenzen zu vermeiden. Aus diesem Grund wurde die Krümmung der Schwingrohre minimal ausgeführt. Die optimale Länge der Schwingrohre von 1200 mm wurde für den konkreten Anwendungsfall iterativ mittels numerischer und experimenteller Untersuchungen unterschiedlicher Längenvariationen ermittelt.

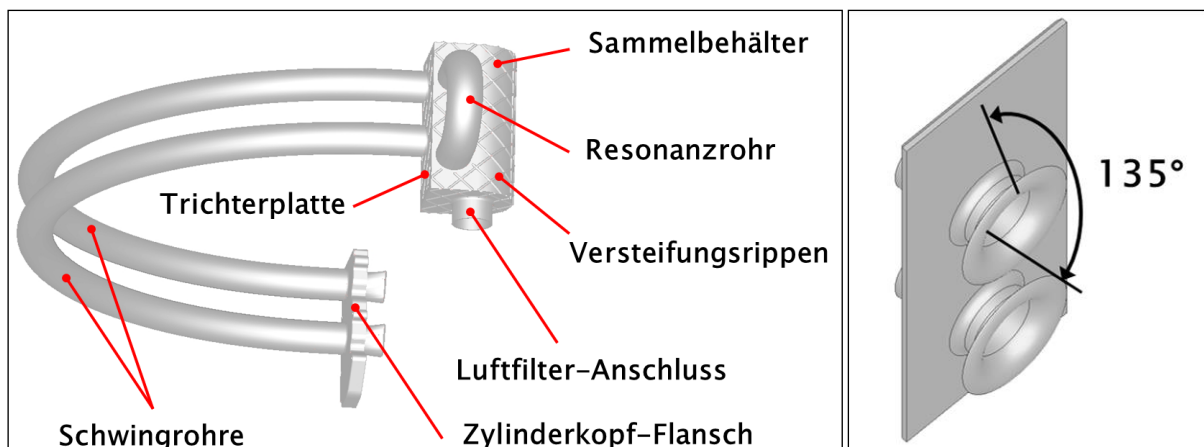


Abbildung 1: CAD-Entwurf des Ansaugmodulprototyps (links), Detailansicht Trichterplatte (rechts)

Der Ansaugmodulprototyp wurde am Prüfstand so positioniert, dass Körperschallpfade vom Motor zum Sammelbehälter möglichst vermieden werden und der großflächige und daher akustisch relevante Sammelbehälter somit von den Schwingungen des Motors nahezu unbeeinflusst bleibt (siehe Abbildung 2). Eine weitere Maßnahme zur Reduktion des vom Ansaugmodul abgestrahlten Motorgeräuschs ist die zusätzliche Versteifung des Sammelbehälters mit Hilfe von Rippen, welche sowohl in Abbildung 1 als auch Abbildung 2 deutlich zu erkennen sind.

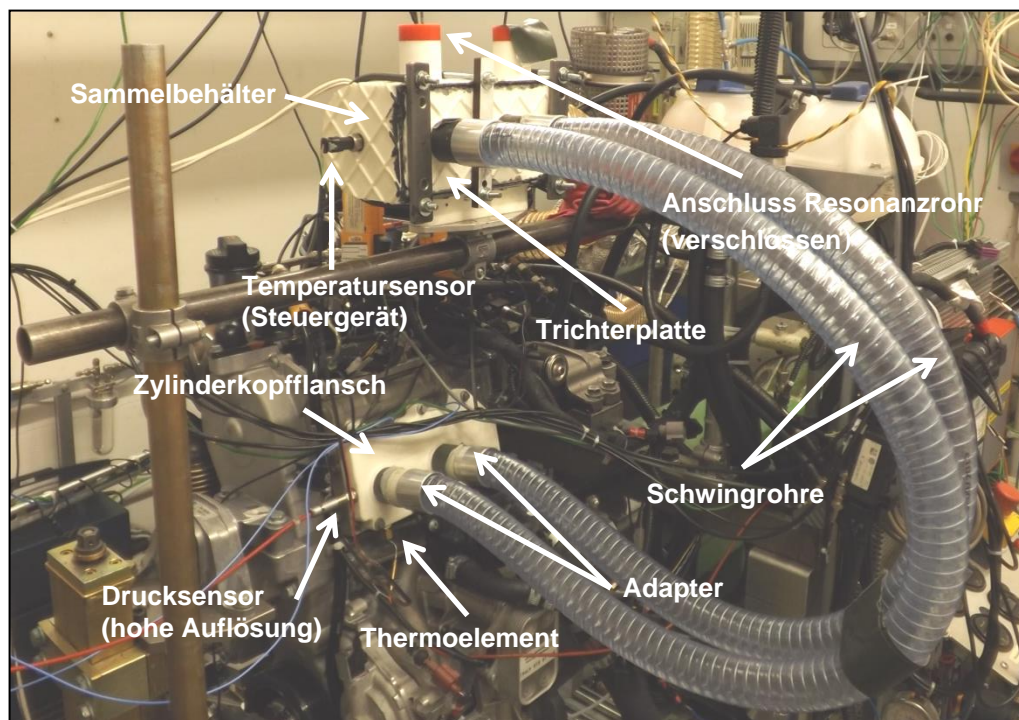


Abbildung 2: Am Prüfstand montierter Ansaugmodulprototyp

Die Schallabstrahlung des Ansaugmodulprototyps wurde experimentell am Sammelbehälter und den Schwingrohren untersucht. Dabei wurde ein 4x8 Mikrofonarray mit dem Rastermaß 50 mm eingesetzt. Der Aufnahmeabstand zum Sammelbehälter und den Schwingrohren war mit 100 mm genauso gewählt worden wie bei dem originalen Ansaugmodul, welches zuvor ebenfalls am Motorprüfstand vermessen wurde und in Abbildung 3 zum Vergleich des resultierenden Schalldruckpegels der beiden Varianten dient. Dazu wurde ein identischer Be-

triebspunkt mit einer Drehzahl von 2000 U/min und einer Last von 47 Nm vermessen. Die Abbildung 3 zeigt die A-bewerteten Summenpegel für den Frequenzbereich von 0-12,5 kHz.

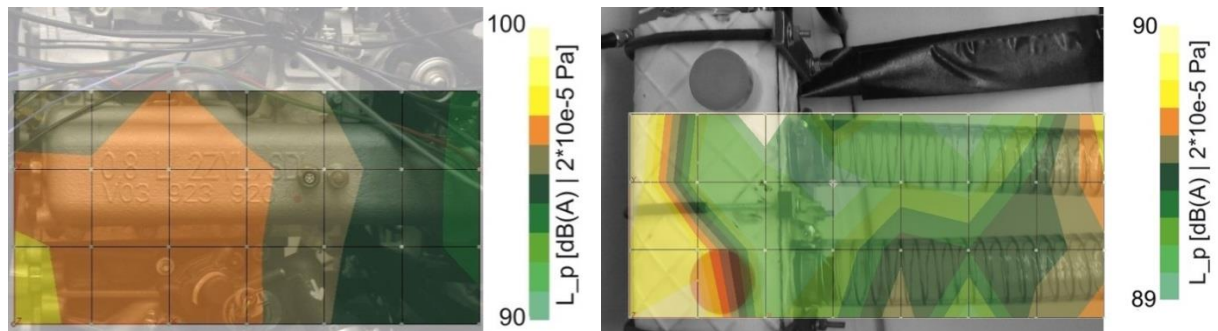


Abbildung 3: Schalldruckverteilung des originalen Ansaugmoduls (links) und des entwickelten Prototyps (rechts)

Abbildung 3 verdeutlicht, dass das entwickelte Ansaugmodul gegenüber dem originalen Bauteil eine deutliche Schalldruckreduktion aufweist. Die Abbildung 4 zeigt zusätzlich das über alle Arraymikrofone gemittelte Terzspektrum. Dabei zeigt sich, dass das originale Ansaugmodul im Bereich von 1-4 kHz, in dem das Hörempfinden des Menschen am empfindlichsten ist, deutlich höhere Schalldrücke emittiert als der entwickelte Prototyp. Somit wurde mit Hilfe des Prototyps zur Schwingrohraufladung neben der Erhöhung des Ladeluftvolumens auch das akustische Abstrahlverhalten des Ansaugmoduls signifikant verbessert. Zusätzlich wurde durch die fast ausschließliche Nutzung von Kunststoffmaterialien für die Herstellung der Einzelkomponenten eine minimale Masse des Ansaugmoduls erreicht.

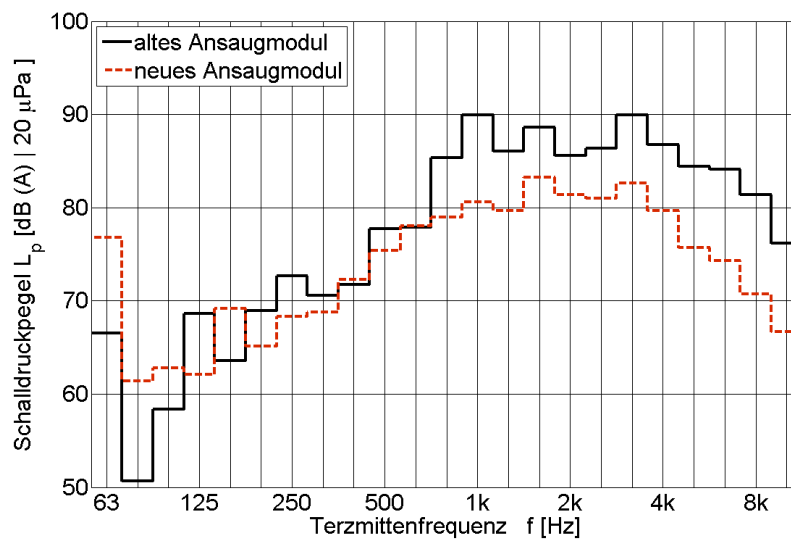


Abbildung 4: Terzspektrum des originalen (schwarz) Ansaugmoduls und des Prototyps (rot)

Für die numerische Simulation wurde das in Abbildung 5 gezeigte FE-Modell aufgebaut. Eine besondere Herausforderung stellten dabei die 1200 mm langen gekrümmten Kunststoffschläuche dar, die mit Stahldraht verstärkt sind, der schraubenförmig in der Kunststoffschicht verläuft. Aufgrund der sehr unterschiedlichen Steifigkeiten dieser beiden Materialien war es notwendig, den Stahldraht in der Modellierung zu berücksichtigen. Allerdings lagen für die gesamten Ansaugrohre keine CAD-Daten vor, weshalb der Aufbau dieses Teils des FE-Modells mit Hilfe eines Matlab-Programms auf Basis analytischer Beschreibungen erfolgte. Dies hatte den Vorteil, dass eine sehr regelmäßige Diskretisierung aus quadratischen Hexaederelementen erzeugt werden konnte, die im Vergleich zu einer Tetraeder-Diskretisierung dieser Geometrie wesentlich weniger Elemente und eine höhere Lösungsgenauigkeit liefert. Insgesamt beinhaltet das Simulationsmodell 496141 Tetraederelemente für den Sammelbehälter, die Trichterplatte und den Zylinderkopfflansch sowie 60794 Hexaederelemente für die beiden Schwingrohre und das Resonanzrohr. Für die vibroakustischen Simulationen wurde das in Abbildung 5 gezeigte FE-Modell am Luftfilter-Anschluss und am Zylinderkopf-Flansch gelagert, um die mechanischen Randbedingungen des Motorprüfstandes abzubilden.

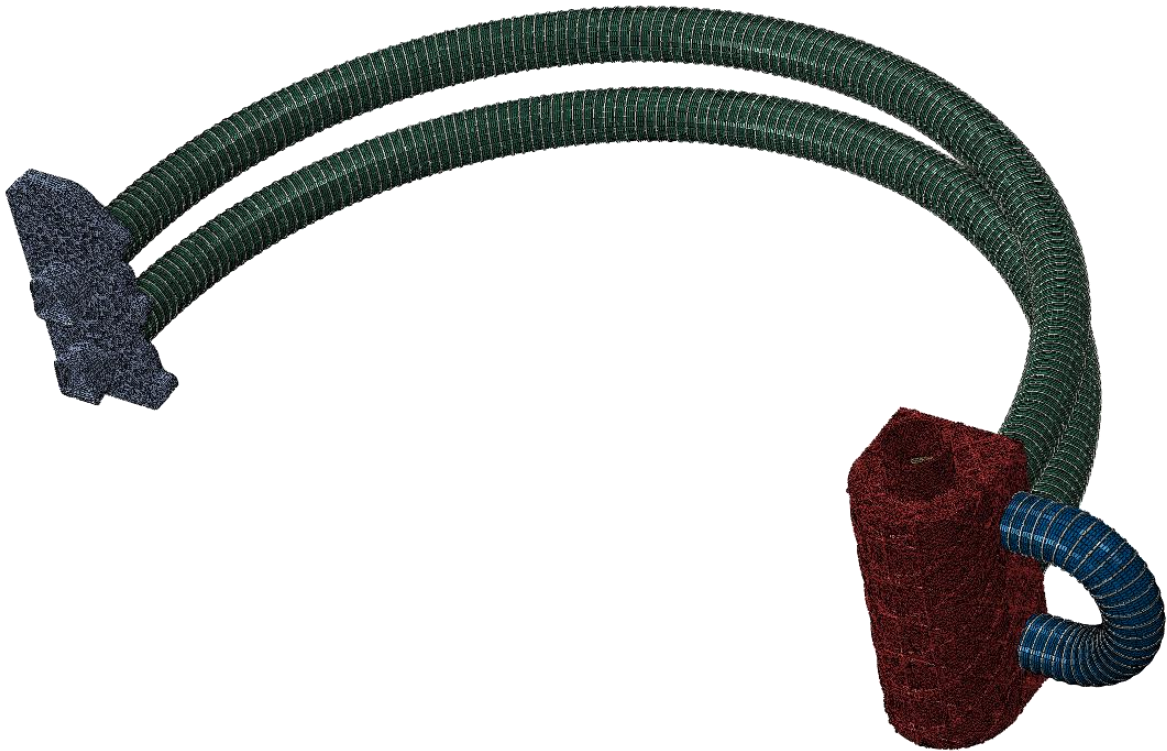


Abbildung 5: FE-Modell des entwickelten Prototyps des Ansaugmoduls

Einige beispielhafte Ergebnisse der Untersuchung des Eigenschwingverhaltens sind in Abbildung 6 dargestellt. Zunächst ist die sehr hohe Anzahl von Moden auffällig; im Frequenzbereich von 0-2000 Hz treten weit über 100 Eigenformen auf. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Schläuche in den tieferen Frequenzbereichen im Vergleich zu den restlichen Bauteilen wesentlich mehr zu Schwingungen neigen. Dies entspricht aufgrund der material- und längenbedingten sehr viel geringeren Steifigkeit der Resonanzrohre auch den Erwartungen. Die erste Eigenfrequenz (Abbildung 6 links), bei der fast ausschließlich die Resonanzrohre schwingen, tritt bereits im Infrarotbereich bei 17,23 Hz auf. Wie in Abbildung 6 klar zu erkennen ist, treten bei den anderen Bauteilen erst bei höheren Frequenzen signifikante Schwingungen auf. Die 125. Eigenform dient hier als Beispiel einer Eigenform, bei der fast ausschließlich der Resonanzbehälter schwingt, die Resonanzrohre hingegen kaum.

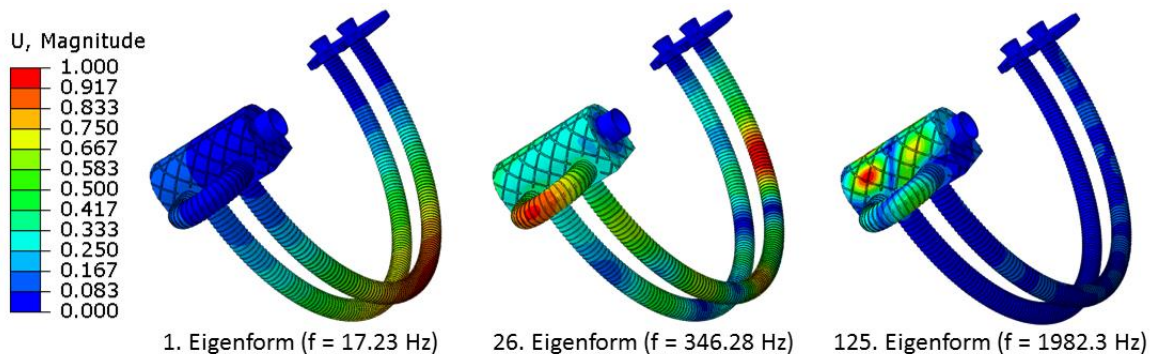


Abbildung 6: Ausgewählte Eigenformen des Prototyps des Ansaugmoduls

Für die Strömungssimulation wurde das kommerzielle CFD-Programmsystem ANSYS-CFX genutzt. Als Turbulenzmodellierung kam das k- ϵ -Modell zur Anwendung. Die Wände wurden als hydraulisch glatt und das Strömungsmedium Luft als ideales Gas modelliert. Die Berechnung der elastischen Verformungen des Prototyps infolge der Druckpulsationen wurde anschließend mit Hilfe einer nachgeschalteten FE-Analyse durchgeführt. Die Vorgehensweise bei der numerischen Analyse ist für das Ansaugmodul und für das Abgasnachbehandlungssystem identisch und wird erst im nächsten Abschnitt an Hand des Abgasnachbehandlungssystems detaillierter erläutert.

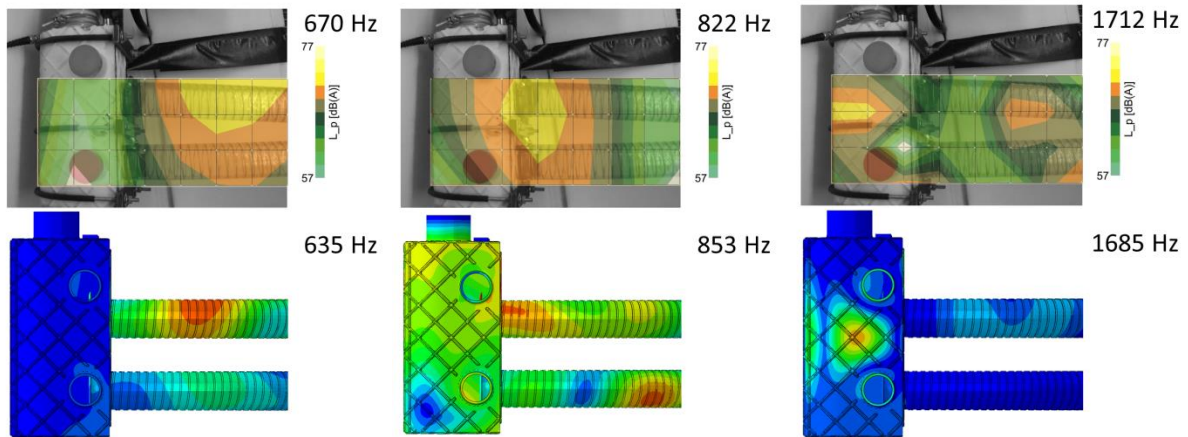


Abbildung 7: Vergleich der Ergebnisse von Simulation und Messung des Ansaugmodulprototyps

Die Abbildung 7 zeigt, dass das mit Hilfe der Simulation berechnete Schwingungsverhalten des entwickelten Ansaugmoduls gut mit den bei der Mikrofonarraymessung ermittelten Schalldruckverteilungen an den signifikanten Frequenzen übereinstimmt. Die Messergebnisse sind dabei wieder in 10 cm Entfernung vom Ansaugmodul ermittelt worden. In Abbildung 7 ist zu erkennen, dass der Sammelbehälter erst bei hohen Frequenzen selbst zu schwingen beginnt, wodurch die Beobachtungen aus der Eigenschwingungsanalyse aus Abbildung 6 bestätigt werden.

3. Abgasnachbehandlungssystem

In diesem Abschnitt wird das vibroakustische Verhalten des Abgasnachbehandlungssystems analysiert. Das zugehörige CAD-Modell einschließlich des Katalysators und des Dieselpartikelfilters ist in Abbildung 8 dargestellt. Aufgrund der enormen Größe der Gesamtkonstruktion mussten zu Gunsten des numerischen Gesamtaufwandes kleinere Geometriedetails vernachlässigt werden. Das resultierende FE-Modell wird in Abbildung 9 gezeigt; es weist etwas mehr als 5 Millionen Freiheitsgrade auf. Für eine effiziente Modellierung wurde das Abgasnachbehandlungssystem so diskretisiert, dass die resultierende Vernetzung vorwiegend aus kaum verzerrten Hexaeder-Elementen mit quadratischen Ansatzfunktionen besteht.

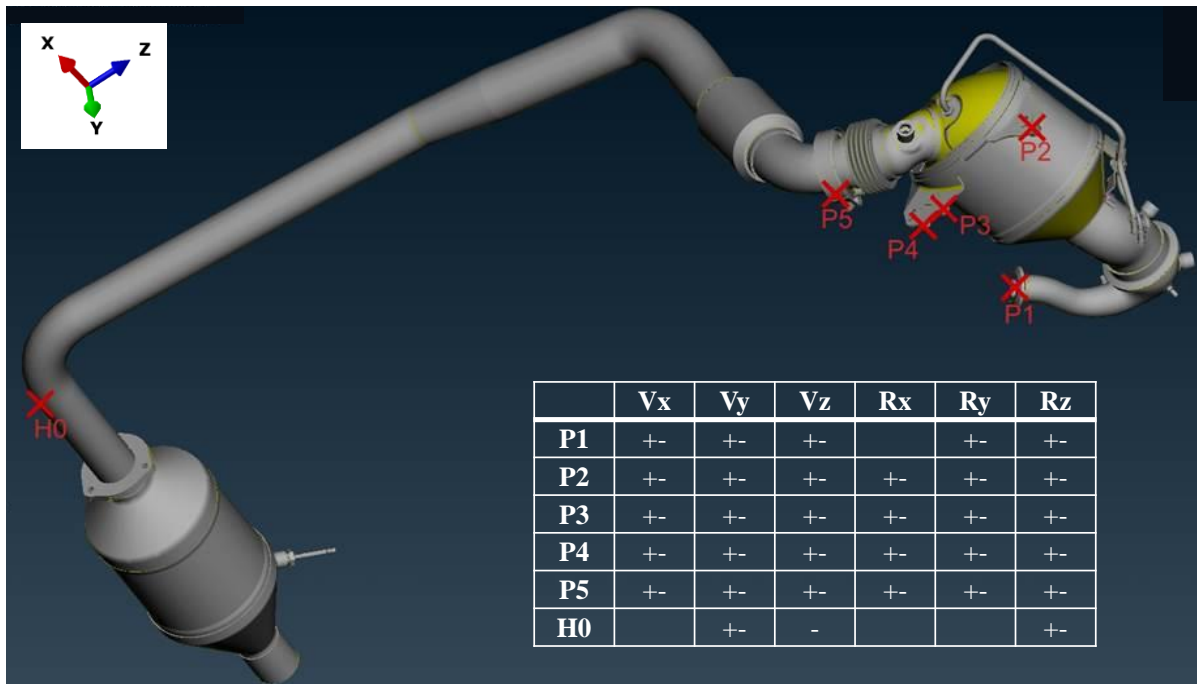


Abbildung 8: CAD-Modell des Abgasnachbehandlungssystems mit Fixierungspunkten des Prüfstandes

Die Randbedingungen wurden in der Simulation analog zu den Gegebenheiten am realen Prüfstand umgesetzt. Die Abbildung 8 zeigt die Positionen, an denen ein oder mehrere Freiheitsgrade des Abgasnachbehandlungssystems gefesselt sind. In der Tabelle unten rechts in der Abbildung 8 ist zusammengefasst, welche Freiheitsgrade an welcher Position gefesselt sind. Das zugehörige Koordinatensystem für die jeweiligen Richtungen der gesperrten Freiheitsgrade befindet sich in der linken oberen Ecke. Dabei geben die Größen V_x , V_y und V_z die Verschiebungen in Richtung der x-, y- bzw. z-Achse an und R_x , R_y und R_z repräsentieren die Rotationen um die jeweilige Koordinatenachse. Das + bzw. - gibt an, ob der jeweilige Freiheitsgrad in positiver oder negativer Richtung gesperrt ist.

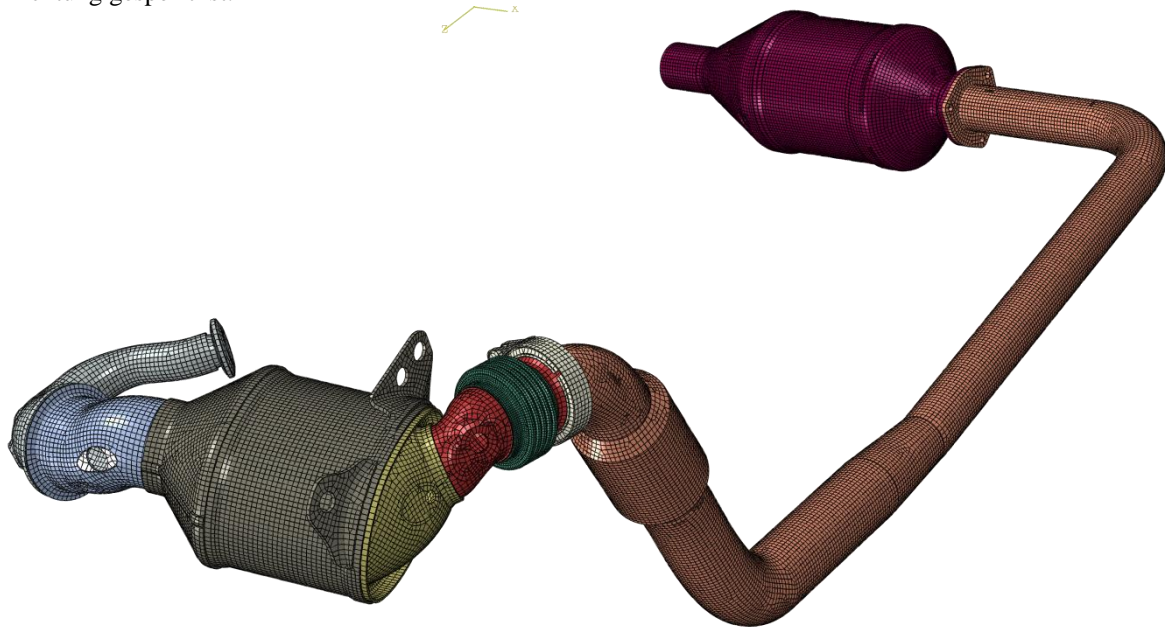


Abbildung 9: FE-Modell des Abgasnachbehandlungssystems zur Schwingungsanalyse

Mit Hilfe des aufgebauten FE-Strukturmodells des Abgasnachbehandlungssystems, welches der realen Baugruppe am Prüfstand entspricht (inklusive Randbedingungen und verwendeter Materialien), wurde die vibroakustische Analyse durchgeführt, die aus Rechenzeitgründen im Frequenzbereich erfolgte. Um die Ergebnisse aus der numerischen Simulation und den Experimenten gut vergleichen zu können, war es notwendig, eine möglichst realitätsnahe Schwingungsanregung des Gesamtsystems zu realisieren, weshalb es wichtig war, alle potentiellen Erregerquellen einzubeziehen. Bei Abgassystemen kommt der inneren Rohrströmung als Vibrations- und Lärmquelle besondere Bedeutung zu. Aus diesem Grund wurde mit Hilfe einer numerischen Strömungssimulation zunächst die turbulente Rohrströmung im gesamten Abgasnachbehandlungssystem berechnet, die aus dem Motorbetrieb mit konstanter Drehzahl von 2000 U/min und 47 Nm Drehmoment resultiert. Als Anregung für die anschließende vibroakustische Analyse wurde die in der Strömungssimulation berechnete Druckverteilung auf der Innenkontur des Abgasnachbehandlungssystems verwendet. Die Rückwirkung der Strukturschwingungen auf die innere Rohrströmung wurde auf Grund des dafür notwendigen immensen zusätzlichen numerischen Aufwandes nicht berücksichtigt. Für alle Knoten der Innenkontur wurden die Druckverläufe für einen gesamten und somit repräsentativen Arbeitszyklus des Motors übergeben. Diese Druckverläufe lagen im Zeitbereich vor. Außerdem waren die Knoten der Diskretisierungen, die in der Strömungssimulation und der Strukturanalyse verwendet wurden, nicht identisch. Eine koinzidente Vernetzung am gemeinsamen Interface der beiden Simulationsmodelle war aufgrund der Anforderungen der sehr verschiedenen numerischen Verfahren, welche innerhalb der beiden Analysen Verwendung finden, nicht sinnvoll. Für die Erzeugung realitätsnaher Anregungen für das FE-Strukturmodell war es somit notwendig, eine Schnittstelle zu programmieren, welche einerseits die Zeitsignale in den Frequenzbereich transformiert und andererseits die nicht konformen Vernetzungen überwindet, ohne dabei zusätzliche Abweichungen in den Druckwerten aufgrund von Interpolationen zu verursachen.

Zur Abbildung der Ergebnisse der Strömungssimulation auf die FE-Vernetzung wurde die Nearest Neighbour Methode [19] als konsistente Methode für Fluid-Struktur Kopplungen verwendet [20]. Insgesamt wurden 43708 frequenzabhängige Druckverläufe als Anregung für die vibroakustische Analyse definiert. Die Abbildung 10 beinhaltet auf der linken Seite eine Schnittansicht, die die Innenseite des Dieselpartikelfilters zeigt. Die violetten Pfeile repräsentieren jeweils eine dieser frequenzabhängigen Anregungen für einen bestimmten Knoten. Die blauen Pfeile zeigen gesperrte Bewegungsrichtungen der jeweiligen Knoten an. Auf der rechten Seite von Abbildung 10 ist das umgebende Luftvolumen dargestellt, das um den Dieselpartikelfilter kugelförmig modelliert wurde. Dieses besteht aus Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen, die zur Peripherie hin größer werdende Elementabmessungen aufweisen. Die Schallabstrahlung wird ausschließlich für den Dieselpartikelfilter berechnet, da sich dieser sowohl in den Messungen als auch den numerischen Schwingungsanalysen des

gesamten Abgasstrangs als akustisch auffälligste Komponente zeigte. Die Rückwirkung der schwingenden Umgebungsluft auf die sehr viel steifere metallische Struktur des Dieselpartikelfilters wurde nicht berücksichtigt. Zur Vermeidung von unrealistischen Reflexionen am Rand des diskretisierten Fluidgebietes wurden auf der gesamten Kugeloberfläche absorbierende Randbedingungen definiert, die die Sommerfeldsche Abstrahlrandbedingung erfüllen.

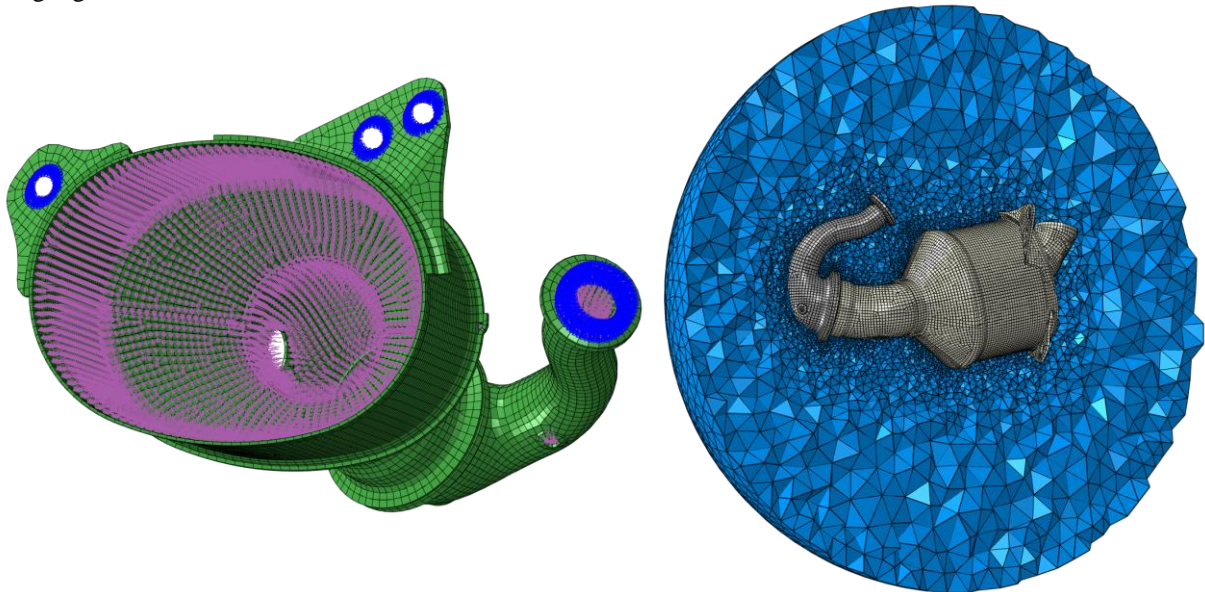


Abbildung 10: Detailausschnitt zur Visualisierung der Anregung und Randbedingungen (links), FE-Modell des Abgasnachbehandlungssystems für die Akustikanalyse (rechts)

Der gesamte soeben beschriebene Ansatz zur Akustiksimulation unter Berücksichtigung einer realitätsnahen Schwingungsanregung, die aus der inneren Rohrströmung resultiert und mit Hilfe einer numerischen Strömungssimulation gewonnen wird, wurde analog für das Ansaugmodul in Abschnitt 2 durchgeführt. Die Abbildung 11 zeigt das am Prüfstand verbaute Abgasnachbehandlungssystem.

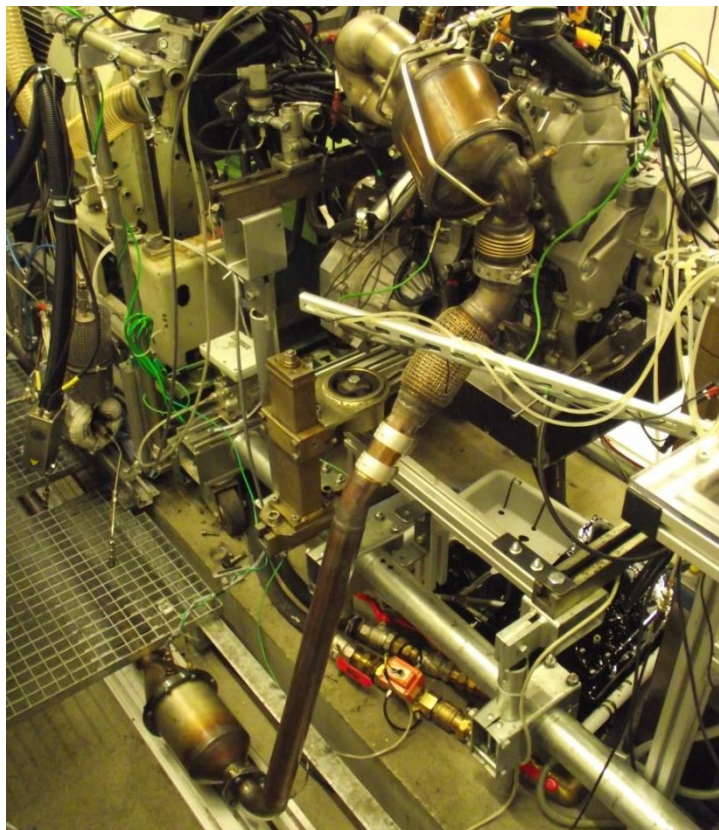


Abbildung 11: Am Prüfstand montiertes Abgasnachbehandlungssystem

In Abbildung 12 sind die Ergebnisse der Messung und der Simulation des Abgasnachbehandlungssystems am Beispiel von drei dominanten Schwingungsformen des Dieselpartikelfilters gegenübergestellt. Auf der linken Seite ist die A-bewertete Schalldruckverteilung dargestellt, die mit Hilfe eines 8x4 Mikrofon-Arrays im Nahfeld gemessen wurde. Auf der rechten Seite von Abbildung 12 sind die aus der numerischen Analyse resultierenden Strukturschwingungen im gleichen Ausschnitt des Abgasnachbehandlungssystems dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Berücksichtigung der inneren Rohrströmung als essentielle Anregungsquelle hinsichtlich der Übereinstimmung mit den Messergebnissen zu sehr guten Ergebnissen der vibroakustischen Analyse führt. Die Frequenzen, bei denen die dominanten Schwingungsformen auftreten, sind im Experiment und der Simulation nahezu identisch. Außerdem stimmen auch die Schwingungsformen trotz Vernachlässigung einiger kleinerer Geometriedetails qualitativ sehr gut überein.

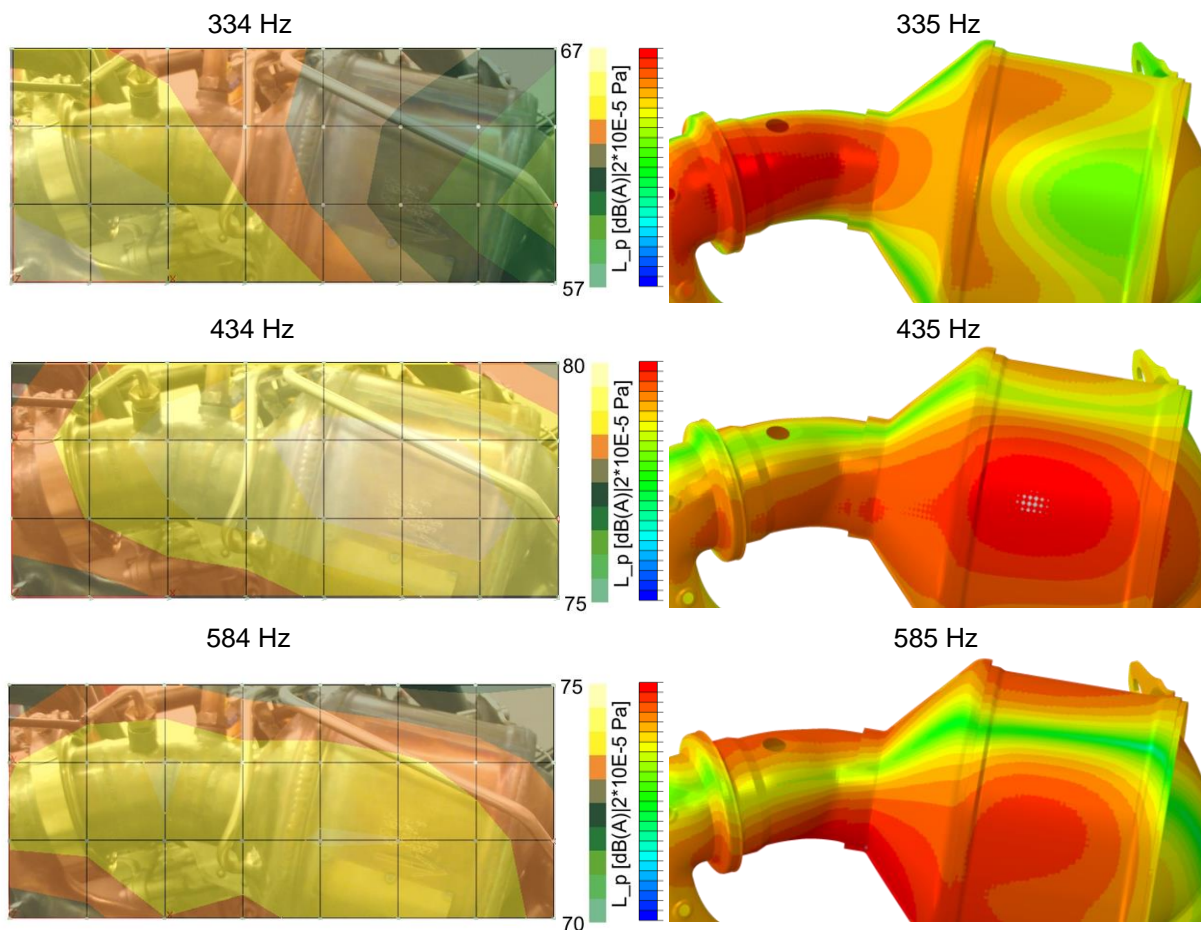


Abbildung 12: Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse des Abgasnachbehandlungssystems

4. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorgestellten Simulationskette ist es möglich, den strömungsinduzierten Lärm eines Ansaug- bzw. Abgassystems unter Berücksichtigung der Elastizität der Festkörperstrukturen vorherzusagen und diese Informationen für eine Akustikoptimierung zu nutzen. Die mit dem präsentierten Ansatz gewonnenen Simulationsergebnisse wurden sowohl für das Ansaug- als auch für das Abgassystem durch Versuchsdaten validiert. Mit Hilfe des Vergleichs von Simulations- und Messergebnissen wurde außerdem gezeigt, dass die Berücksichtigung der inneren Rohrströmung als essentielle Anregungsquelle für strömungsinduzierten Lärm von zentraler Bedeutung für die vibroakustische Analyse von Ansaug- und Abgassystemen ist. In zukünftigen Untersuchungen sollte der mögliche Einfluss der Rückwirkung von Strukturschwingungen auf die innere Rohrströmung im Detail untersucht werden.

Im vorliegenden Beitrag wurde ein Ansaugsystem zur Schwingrohraufladung entwickelt und präsentiert, das vorwiegend aus sehr leichten Kunststoffmaterialien gefertigt ist und zum einen durch die gezielte Nutzung von Resonanzeffekten die Ladeluftmasse erhöht und zum anderen auf Grund der hinsichtlich der Akustik optimierten Bauweise bei gleicher Motoranregung eine sehr viel geringere Schallabstrahlung verursacht als das originale Ansaugmodul.

Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen der „Landesinitiative Elektromobilität und Leichtbau – ELISA“, welches mit Geldern des Bundeslandes Sachsen-Anhalt und der Europäischen Union gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung. Außerdem möchten sich die Autoren recht herzlich bei Dr. Ralf Praetor von der Firma IraTec für die Bereitstellung der Anregungsdaten des Ansaugmodulprototyps und bei Herrn Christian Markl von der Firma IGS Development für die Bereitstellung der Anregungsdaten des Prototyps des Abgasnachbehandlungssystems bedanken. Des Weiteren danken die Autoren der Firma qtec für die Auslegung und die Konstruktion des Ansaugmodulprototyps und der Firma Citim für die Fertigung des Ansaugmodulprototyps. Für die Realisierung des hier vorgestellten Abgasnachbehandlungssystems danken die Autoren der Firma IGS-Development für die Auslegung und der Firma WTZ Roßlau für die Fertigung.

Literaturverzeichnis

- [1] Bodden, M.; Heinrichs, R.: Diesel Sound Quality analysis and evaluation, Proceedings of the Forum Acusticum. Budapest, Hungary: European Conference on Acoustics, 2005, pp. 1161-1164.
- [2] Tschöke, H.; Witzel, F.: Akustik von PKW mit elektrifizierten Antrieben, MTZ Wissen, 2013, pp. 786-792
- [3] Duvigneau, F.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.; Gabbert, U.: Virtual engineering approach for the analysis of the acoustic behavior of an engine, 22nd International Congress on Sound and Vibration – ICSV 22, Florence, 2015
- [4] Duvigneau, F.; Luft, T.; Rottengruber, H.; Gabbert, U.: Simulation of a thermo-acoustically encapsulated engine, 21st International Congress on Sound and Vibration – ICSV 21, Beijing, 2014
- [5] Schrader, P.; Duvigneau, F.; Luft, T.; Gabbert, U.; Rottengruber, H.: 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 – Inter-Noise 2015, San Francisco, 2015
- [6] Ringwelski, S.; Luft, T.; Gabbert, U.: Piezoelectric Controlled Noise Attenuation of Engineering Systems, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 49, Issue 3, 2011, pp. 859-878
- [7] Duvigneau, F.; Gabbert, U.: Numerical study of a thermo-acoustically encapsulation, 11th World Congress on Computational Mechanics - WCCM, Barcelona, 2014
- [8] Duvigneau, F.; Luft, T.; Hots, J.; Verhey, J.L.; Rottengruber, H.; Gabbert, U.: Entwicklung, Simulation und psychoakustische Bewertung einer motornahen thermoakustischen Vollkapselung, 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, 2014
- [9] Duvigneau, F.; Liefold, S.; Höchstetter, M.; Verhey, J.L.; Gabbert, U.: Engine Sound Weighting using a Psychoacoustic Criterion based on Auralized Numerical Simulations, 10th European Congress and Exposition on Noise Control Engineering - EuroNoise, Maastricht, ISSN: 2226-5147, 2015
- [10] Liefold, S.; Duvigneau, F.; Höchstetter, M.: Sound quality of engine encapsulations, ATZ worldwide, Volume 117, Issue 6, pp 20-23. DOI: 10.1007/s38311-015-0020-2, 2015
- [11] Hanisch, R.: Turboladergeräusche und deren Auswirkungen im Ansaugsystem von Verbrennungsmotoren, 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, 2014
- [12] Rose, T.; Krüger, J.; Neuhierl, B.: Strömungsakustische Simulation von Abgasanlagen, 8. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg, 2014
- [13] Maus, W.; et al.: Die Zukunft der Katalysorteknik für elektrifizierte Antriebsstränge; MTZ-Artikel 01/2012; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 2012
- [14] Zikorida, G.: Konzeptstudie zur Realisierung einer Abgasnachbehandlung beim Betrieb eines Range Extenders unter Verwendung von Biokraftstoffen; Vortrag Automotive Cluster Ostdeutschland (A-COD); Innovationsforum feinstaubarmes Fahrzeug 14.-15. Februar 2011; Klettwitz 2011
- [15] Becker, D. F. et al.: History of Porsche flat engines with ex-works power kit, 13 th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, 2013
- [16] Herold, A. et al: Das Ansaugsystem des neuen V6-Direkteinspritzmotors von Mercedes-Benz, Vortrag bei der MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, 2010
- [17] Borgman, K. et al.: Der Antrieb des neuen BMW 7er, in: der neue BMW 7er, MTZ/ATZ-Sonderausgabe, Wiesbaden 2001
- [18] Bathe, K.-J.: Finite-Elemente-Methoden, 2. Aufl. Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-66806-3, 2002.
- [19] de Boer, A., van Zuijlen, A. H., Bijl, H. (2007): Review of coupling methods for non-matching meshes. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., 196(8), pp. 1515–1525.
- [20] Farhat, C., Lesoinne, M., LeTallec, P. (1998): Load and motion transfer algorithms for fluid/structure interaction problems with non-matching discrete interfaces: Momentum and energy conservation, optimal discretization and application to aeroelasticity. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., 157(1–2), pp. 95–114.