

Minderung der akustischen Wirksamkeit von Schalldämpfersystemen durch Körperschallausbreitung

Christian Schulze^a, Paul Lindner^a, Jörn Hübelt^a, Mirko Ruhnau^a, Jan Troge^b, Tom Georgi^b,
Dag Levermann^c

^a Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, 01307 Dresden, E-Mail: christian.schulze@akustikforschung.de

^b Fraunhofer IWU, 01187 Dresden

^c Luhe-Stahl GmbH, 21413 Winsen/Luhe

Einleitung

Schalldämpfer von modernen Schiffen müssen den ständig steigenden Anforderungen im Hinblick auf Gewicht, Bauraum, Gegendruck sowie Abgas- und Geräuschemissionen gerecht werden. Zur Reduzierung des Entwicklungsrisikos bei der Auslegung von Schalldämpfern werden möglichst genaue Berechnungswerkzeuge benötigt. Einen wichtigen begrenzenden Faktor stellt hierbei die Übertragung von Körperschall über die Schalldämpferbauteile dar, die aktuell in der Auslegung durch Sicherheitsbeurteilungen berücksichtigt wird.

Ziel des Verbundvorhabens SimDamp zwischen den Verbundpartnern Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Fraunhofer IWU und Luhe-Stahl GmbH ist es, ein Berechnungsverfahren zu schaffen, das den Körperschalleinfluss auf die Luftschalldämpfung eines Schalldämpfers in Abhängigkeit von den Eigenschaften der einzelnen Schalldämpferkomponenten beschreiben kann.

Unterstützt wird das Verbundvorhaben SimDamp von den assoziierten Projektpartnern DNV GL SE, MAN Energy Solutions SE, MEYER WERFT GmbH und Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG.

Im Fokus des Vorhabens steht die Entwicklung skalierbarer SEA-Modelle (statistische Energieanalyse), um die Kopplung zwischen Luft- und Körperschall sowie die Ausbreitung von Körperschall in Schiffsschalldämpfern zu beschreiben. Die dafür notwendigen Modellparameter werden aus den für den Körperschall bedeutsamen Eigenschaften der Schalldämpferbauteile abgeleitet.

Grundlegende Zusammenhänge der SEA sowie Erkenntnisse aus den Untersuchungen zur Bestimmung der Eingangsparameter für das SEA-Modell wurden in [6] bereits beschrieben. Der Fokus dieses Beitrags liegt auf den messtechnischen Untersuchungen am realen Schalldämpfer unter Laborbedingungen und dem Vergleich mit den Simulationsergebnissen. Zudem soll auf die Messung der absoluten Luft- und Körperschalleingangsgrößen am Motorprüfstand sowie deren Auswirkung auf die Berechnungsergebnisse eingegangen werden.

Stand der Wissenschaft und Technik

Als international anerkannte Standardwerke zur Auslegung von Schalldämpfern sollen an dieser Stelle insbesondere die Arbeiten von Munjal [1] und Mechel [3] erwähnt werden. Das grundlegende Problem der Begrenzung der maximal erreichbaren Dämpfung eines Schalldämpfers durch Körperschallnebenwege ist bekannt und wurde bereits

mehrfach untersucht (vgl. [1], [2] u. a.). Im Allgemeinen wird die akustische Wirksamkeit einer Schalldämpferkonstruktion durch die Körperschallleitung der Schalldämpferwandstrukturen speziell bei hohen Frequenzen maßgeblich begrenzt. Das erreichbare Einfügungsdämpfungsmaß ist dabei im Wesentlichen vom Wandmaterial und der Wandstruktur des Schalldämpfers abhängig.

Grundsätzlich basieren die Übertragungspfade auf einer Anregung einer Schalldämpferstruktur durch Luftschall, einer Weiterleitung der Körperschallenergie und einer erneuten Luftschalleinkopplung an anderer Stelle. Der Dämpfungsverlust der Einfügungsdämpfung aufgrund Längsleitung über den Kulissenrahmen kann signifikant sein. Für die Auslegung eines Schalldämpfers wird die akustische Wirksamkeit eines Schalldämpfers derzeit durch eine maximal zulässige längenbezogene Dämpfung begrenzt. Die Begrenzung der längenbezogenen Dämpfung stellt jedoch lediglich eine Abschätzung mit erheblicher Sicherheitsbeurteilung dar.

Statistische Energieanalyse

In der SEA wird die zu untersuchende Struktur als Modell, das aus miteinander gekoppelten Subsystemen besteht, beschrieben (vgl. z. B. [4]). Die interessierenden Größen sind die zeitlich, räumlich und innerhalb eines Frequenzbandes spektral gemittelten Energien der Subsysteme W_i , die zwischen ihnen übertragenen Energien $\eta_{ij}W_i$ sowie die in die Subsysteme eingebrachten Energien $W_{in,i}$. Kennzeichnend für die Dissipation und Übertragung von Energie sind die Eigen- bzw. Kopplungsverlustfaktoren η_i bzw. η_{ij} .

Abbildung 1 zeigt das entwickelte SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung in einem Schalldämpfersystem bestehend aus einem eingangsseitigen Rohr, einem Schalldämpfer und einem ausgangsseitigen Rohr. Innerhalb dieses Modells wird zwischen Luftschall- und Körperschall-Subsystemen unterschieden. Dies ermöglicht die separate Betrachtung der Ein- und Auskopplung sowie der Weiterleitung von Körperschall. Die Subsysteme 1 und 4 werden durch die Luft- und Körperschallenergien $W_{in,1}$ und $W_{in,4}$ direkt angeregt. Eine indirekte Anregung in Form von Energieübertragung erfolgt durch die Kopplung der Subsysteme. Aus den berechneten Luftschallenergien vor und hinter dem Schalldämpfer ergibt sich das Gesamt-Durchgangs-dämpfungsmaß $D_{ts,ges}$ (unter Berücksichtigung der Körperschallübertragung) zu

$$D_{ts,ges} = 10 \lg \frac{W_1}{W_3} \text{ dB.} \quad (1)$$

Dieses verringert sich gegenüber dem Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ aufgrund der Körperschallanregung von Subsystem 4 durch einerseits $W_{in,4}$ und andererseits die Kopplung zwischen den Subsystemen 1 und 4 in Verbindung mit der Körperschallweiterleitung über Subsystem 5 zu Subsystem 6 und die anschließende Auskopplung in Form von Luftschall zwischen den Subsystemen 6 und 3.

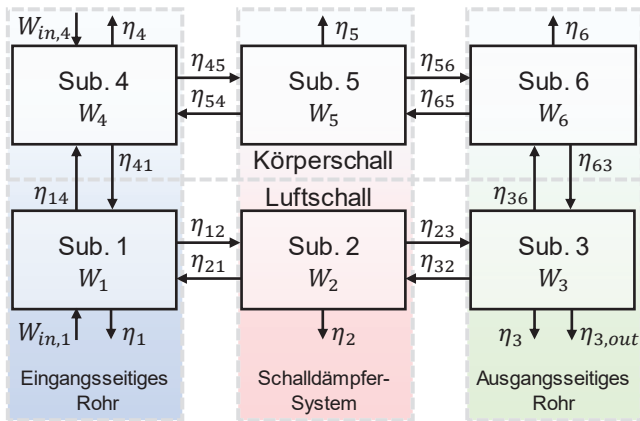


Abbildung 1: SEA-Modell zur Beschreibung der Luft- und Körperschallausbreitung und Einteilung in entsprechende Subsysteme; eingebrachte Energien $W_{in,i}$, Energien W_i , Eigen- bzw. Kopplungsverlustfaktoren η_i bzw. η_{ij}

Messtechnische Untersuchungen

Nachdem bei der Anwendung des SEA-Modells auf Test-Schalldämpfersysteme kleinerer Dimensionen positive Ergebnisse erzielt werden konnten, wurden messtechnische Untersuchungen an einem Schiffsschalldämpfer in Originalgröße durchgeführt, um die Skalierbarkeit des Modells zur Anwendung auf Bauteile großer Dimensionen zu validieren. In Abbildung 2 und Abbildung 3 ist der Versuchsaufbau für die Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes dargestellt. Es wurden Mikrofone im Innern und am Mantel der ein- und ausgangsseitigen Rohre positioniert. Außerdem fand eine Messung der Körperschall-Beschleunigung an den ein- und ausgangsseitigen Rohrmänteln statt. Um den Einfluss der Körperschalleinleitung durch einen Motor zu untersuchen,

wurde zusätzlich zur Luftschallanregung Körperschall mittels eines Shakers in das eingangsseitige Rohr eingebracht.

Zur Durchführung der SEA-Simulationen fand das SEA-Modell aus Abbildung 1 unter Verwendung analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren Anwendung. Um die Vergleichbarkeit der Mess- und Simulationsergebnisse zu gewährleisten, wurde die gemessene Luftschallenergie im eingangsseitigen Rohr W_1 in der Simulation durch $W_{in,1}$ nachgebildet. Zudem fand die Messung von Beschleunigung und Kraft am Eintragsort statt, womit die mittels des Shakers eingetragene Körperschall-Energie $W_{in,4}$ berechnet und als Eingangsgröße in das SEA-Modell übernommen werden konnte.

Im Folgenden werden die drei Fälle

- L: nur Luftschallanregung durch Lautsprecher,
- S: nur Körperschallanregung durch Shaker und
- C: gleichzeitige Luft- und Körperschallanregung durch Lautsprecher und Shaker

unterschieden.

In Abbildung 4 ist der Pegel der Körperschallenergie L_{E6} bzw. der Luftschallenergie L_{E3} des ausgangsseitigen Rohres aus der Messung den Ergebnissen der SEA-Simulation gegenübergestellt. Hierbei geben die roten Kurven die SEA-Simulationsergebnisse wieder, während die grünen Kurven die Messergebnisse darstellen. Die durchgezogenen bzw. gestrichelten Kurven beschreiben die Mess- und Simulationsergebnisse bei ausschließlicher Luftschallanregung mittels des Lautsprechers (Fall L) bzw. bei ausschließlicher Körperschallanregung mittels des Shakers (Fall S). Dabei ist zu beachten, dass die zur Anwendung der SEA notwendige Mindestanzahl von Moden je Terzband von 4 für die betrachteten Bauteile ab einer Frequenz von 500 Hz gegeben ist.

Es ist erkennbar, dass bei L_{E6} für beide Fälle L und S eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen herrscht. Bei L_{E3} zeigt sich vor allem für Fall L eine noch bessere Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, doch auch im Fall S weichen Mess- und Simulationsergebnisse nur um wenige Dezibel voneinander ab.

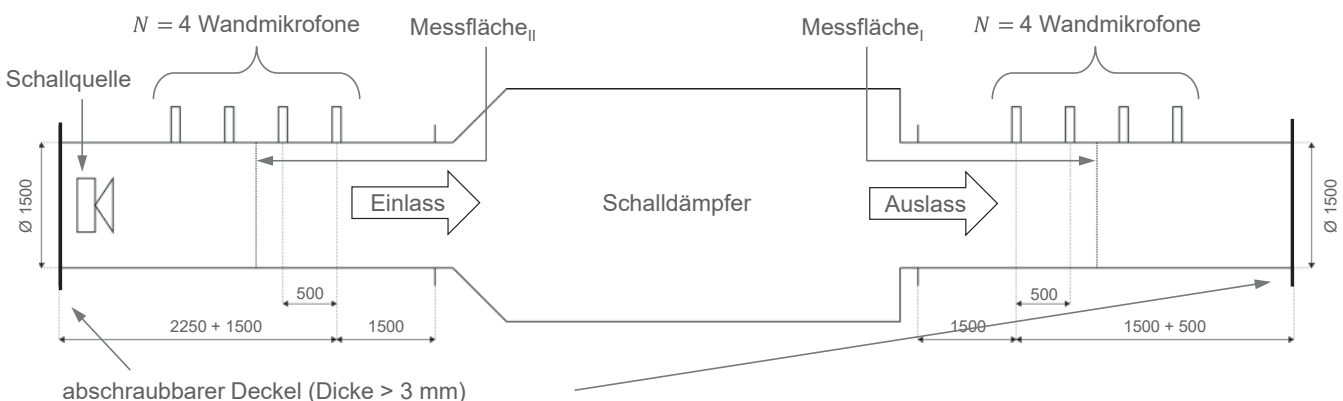


Abbildung 2: Versuchsaufbau zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes des Schiffsschalldämpfers unter Laborbedingungen

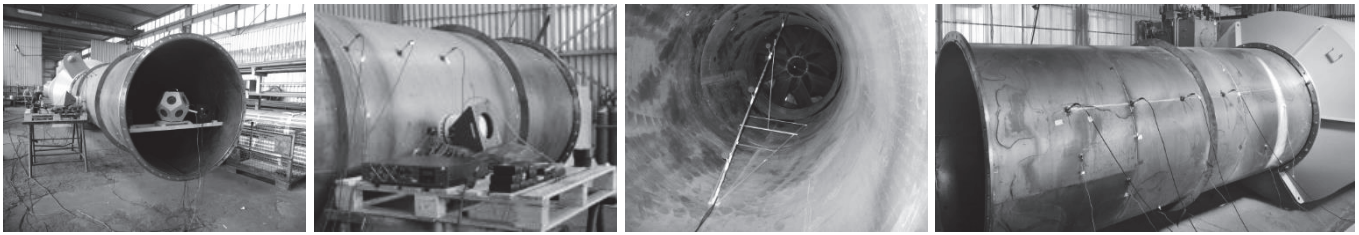


Abbildung 3: Versuchs Aufbau zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes D_{TL} mittels des Two-Load-Verfahrens und D_{ts} gemäß [5] sowie der Luft- und Körperschallenergien vor und hinter dem Schiffsschalldämpfer bei Luft- und Körperschallanregung mittels Lautsprecher und Shaker

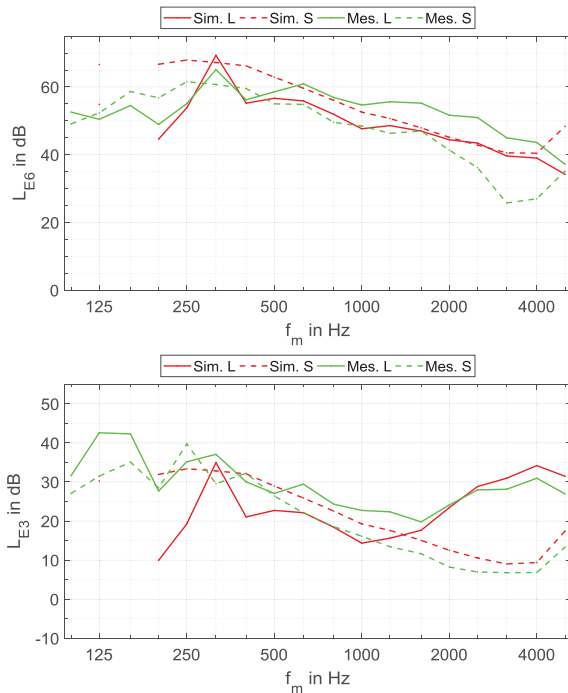


Abbildung 4: Körpererschallenergiepegel L_{E6} bzw. Luftschallenergiepegel L_{E3} hinter dem Schalldämpfer (Subsystem 6 bzw. 3) als Funktion der Terzmittenfrequenz; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gestrichelt: nur Körperschallanregung

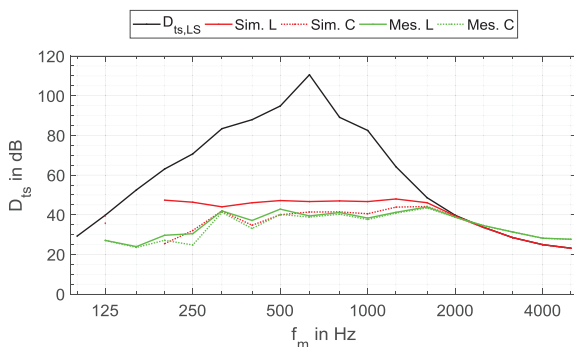


Abbildung 5: Durchgangsdämpfungsmaß D_{ts} des Original-Schalldämpfers als Funktion der Terzmittenfrequenz; schwarz: Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ aus numerischer Simulation; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse des Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaßes $D_{ts,ges}$ auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse des Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaßes $D_{ts,ges}$; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gepunktet: gleichzeitige Luft- und Körperschallanregung

Abbildung 5 zeigt in Analogie zu den vorherigen Darstellungen die Mess- und Simulationsergebnisse des Durchgangsdämpfungsmaßes des Original-Schalldämpfers. Zusätzlich zu den Kurven der gemessenen und simulierten Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaße $D_{ts,ges}$ (mit Berücksichtigung der Körperschallübertragung) ist in schwarz das berechnete Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ (ohne Berücksichtigung der Körperschallübertragung) abgebildet. Anstelle der zuvor betrachteten gestrichelten Kurven für Fall S finden sich hier die gepunkteten Kurven für Fall C, in dem sowohl eine Luft- als auch eine Körperschallanregung des eingangsseitigen Rohres stattfand. Es ist zu erkennen, dass im Bereich unterhalb von 1600 Hz eine deutliche Verringerung der Durchgangsdämpfung des Schalldämpfers gegenüber der Luftschallauslegung vorhanden ist. Dies spiegelt sich sowohl im Simulations- als auch im Messergebnis wider. Der Unterschied zwischen $D_{ts,ges}$ und $D_{ts,LS}$ vergrößert sich gegenüber Fall L, wenn zusätzlich eine Körperschallanregung stattfindet (Fall C). Für beide Fälle ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen im Frequenzbereich oberhalb von 250 Hz.

Zur Ermittlung der im Einsatzfall auf dem Schiff auf den Schalldämpfer einwirkenden Luftschalleistung und Körperschalleistung wurden messtechnische Messungen an einem Motor auf dem Motorenprüfstand durchgeführt. Dazu fand die Messung des Schalldruckpegels im Abgaskanal des Motors mittels zweier Mikrofone für verschiedene Betriebszustände und Klappenstellungen statt. Die Messergebnisse des Schallleistungspegels des Motors sind in Abbildung 6 dargestellt.

Zusätzlich zur Messung der Luftschallemissionen wurden Messungen der durch den Motor im Bereich der Flansche mechanisch eingetragenen spektralen Körperschalleistung durchgeführt. Die Messergebnisse in radialer bzw. axialer Richtung sind in Abbildung 7 dargestellt.

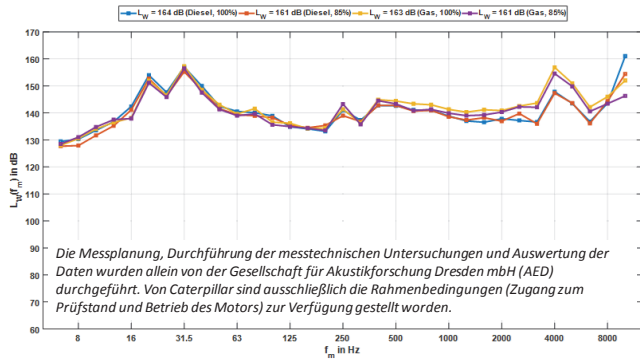


Abbildung 6: messtechnisch bestimmter Schallleistungspegel als Funktion der Terzmittenfrequenz für verschiedene Betriebsarten und Lastpunkte des Motors

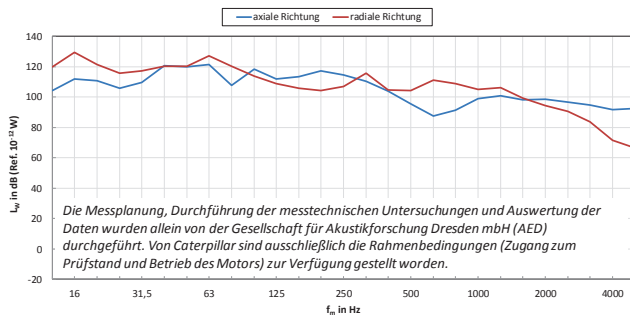


Abbildung 7: messtechnisch bestimmter eingetragener Körperschallleistungspegel als Funktion der Terzmittenfrequenz für verschiedene Betriebsarten und Lastpunkte des Motors in radialer bzw. axialer Richtung

Die am Motorprüfstand gemessene absolute emittierte Schallleistung bzw. Körperschallleistung wurde anschließend als $W_{in,1}$ bzw. $W_{in,4}$ des SEA-Modells verwendet, um den Einfluss der vom Motor eingetragenen Körperschallleistung auf die Wirksamkeit des Schalldämpfers im realen Einsatzfall zu untersuchen. Hierzu ist in Abbildung 8, analog zu Abbildung 5, das auf Grundlage der gemessenen Eingangsgrößen berechnete Durchgangsdämpfungsmaß des Schalldämpfers unter Berücksichtigung der Körperschallübertragung für die zwei Fälle reine Luftschallanregung (Fall L) und kombinierte Luft- und Körperschallanregung (Fall C) dem numerisch simulierten Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß ohne Einfluss von Körperschall gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass durch die Berücksichtigung der Körperschallübertragung eine deutliche Verringerung des Durchgangsdämpfungsmaßes gegenüber der reinen Luftschallauslegung stattfindet. Der zusätzliche direkte Eintrag von Körperschall durch den Motor besitzt hingegen oberhalb von 250 Hz keinen wesentlichen Einfluss auf die Wirksamkeit des Schalldämpfers.

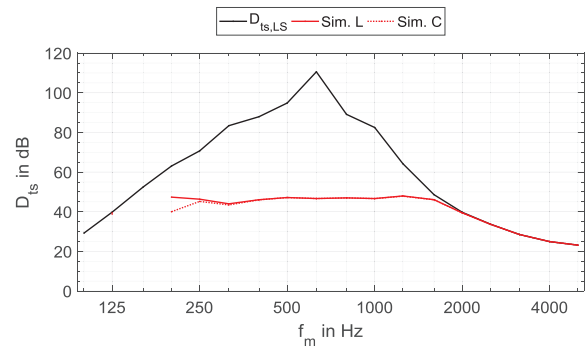


Abbildung 8: Durchgangsdämpfungsmaß des Schalldämpfersystems als Funktion der Terzmittenfrequenz; schwarz: Luftschall-Durchgangsdämpfungsmaß $D_{ts,LS}$ aus numerischer Simulation; rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse des Gesamtdurchgangsdämpfungsmaßes $D_{ts,ges}$ auf Grundlage analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; durchgezogen: nur Luftschallanregung; gepunktet: gleichzeitige Luft- und Körperschallanregung

Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass das entwickelte SEA-Modell auf die Simulation der Körperschallübertragung an einem Schalldämpfersystem in Originalgröße angewendet werden kann und Ergebnisse liefert, die in sehr guter Übereinstimmung mit Messergebnissen stehen. Die Beeinflussung des Durchgangsdämpfungsmaßes durch Körperschall ist hierbei vom Verhältnis der direkt von der Quelle eingetragenen absoluten Luft- und Körperschallenergie abhängig. Um zu untersuchen, wie groß der Einfluss der vom Motor in den Abgasstrang eingetragenen Körperschallenergie tatsächlich ist, wurden Luft- und Körperschallleistungen als Eingangsgrößen für die Simulation verwendet, die zuvor in situ am Motorprüfstand gemessen worden sind. Es zeigte sich eine deutliche Reduzierung der Wirksamkeit des Schalldämpfers durch Körperschallübertragung. Derzeit erfolgt die erweiterte Validierung des SEA-Modells anhand von Messungen, die am installierten Original-Schalldämpfer auf dem Schiff durchgeführt wurden.

Das Vorhaben SimDamp ist gefördert mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie.

Literatur

- [1] MUNJAL, M. L.: Acoustics of Ducts and Mufflers, 2nd Edition, Wiley, UK, March 2014
- [2] FUCHS, H.: Schallabsorber und Schalldämpfer, 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 2010
- [3] MECHEL, F. P. (editor): Formulas of Acoustics. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2008
- [4] MÜLLER, G.; MÖSER, M.: Taschenbuch der Technischen Akustik. 3. erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2004
- [5] DIN EN ISO 11820: Akustik - Messungen an Schalldämpfern im Einsatzfall. April 1997
- [6] SCHULZE, C. et. al.: Simulations- und Optimierungswerkzeug zur Auslegung der Körperschall- und Luftschallminderung von Schalldämpfern im maritimen Bereich, Fortschritte der Akustik – DAGA 2018