Numerische Vorhersage hochfrequenter Schallemissionen von Schiffen basierend auf der Energie-Finite-Elemente-Methode und der Energie-Boundary-Elemente-Methode

Henning Lohmann[1], Anton Homm[2], Boris Dilba[1], Olgierd Zaleski[1]
[1] *Novicos GmbH, Veritaskai 8, 21079 Hamburg, Deutschland, Email: lohmann@novicos.de*
[2] *Wehrtechnische Dienststelle - WTD 71; 24340 Eckernförde, Deutschland, Email: AntonHomm@bundeswehr.org*

Einleitung

Mit klassischen Berechnungsmethoden ist die Prognose hochfrequenter Schallemissionen von großen Strukturen aufgrund der hohen Anzahl an Freiheitsgraden und dem damit einhergehenden hohen Speicher- und Rechenkapazitätsbedarf oft nicht mehr möglich. Zudem können bereits kleine Abweichungen in der geometrischen Modellierung sowie den Material- und Kontakteigenschaften zu großen Veränderungen der errechneten Lösung führen. In diesen Fällen können stochastische Methoden wie die Energie-Finite-Elemente-Methode (EFEM), Energie-Boundary-Elemente-Methode (EBEM), oder auch die Statistische Energie Analyse (SEA) eingesetzt werden um trotzdem eine Vorhersage des Schalldruckpegels durchführen zu können. Diese Methoden basieren auf der Energiedichte, einer über Ort und Zeit gemittelten Größe. Phaseninformationen werden hier nicht aufgelöst und die Energiedichte ist proportional zu Amplitude und Frequenzgehalt der abzubildenden Schallwelle oder Vibration. Damit weist die Energiedichte räumlich einen deutlich glatteren Verlauf auf, als es der Fall bei der Abbildung der phasenbehafteten akustischen oder strukturellen Schwingung wäre. Dies ermöglicht eine gröbere Diskretisierung, die zu weniger Einträgen im Gleichungssystem führt. Die EFEM im besonderen unterscheidet sich hier in der Art der Diskretisierung von der SEA. Bei der SEA wird der Energieaustausch zwischen Subsystemen, wie Platten oder akustischen Volumen berechnet, während bei der EFEM zudem die Energiedichteverteilung auf Basiselementen, wie Balken oder Platten, berücksichtigt wird und somit auch eine präzisere Beschreibung des Energietransfers zwischen Subsystemem zulässt. Die ersten Ansätze der EFEM wurden von Rybak und Belov, sowie von Nefske entwickelt und resultierten in einer Beschreibung des Energieflusses auf Basis der FEM für einfache Basiselemente [1] [2] [3]. Diese Ansätze wurden von Bouthier um die Beschreibung von Platten und Membranen weiterentwickelt [4]. In diesem Beitrag wird ein Ansatz vorgestellt, wie die EFEM mit der EBEM gekoppelt werden kann, um eine effizientere Berechnung der Schallabstrahlung von großen Strukturen durchführen zu können. Die Berechnungsergebnisse werden abschließend mit Messdaten verglichen.

Dieser Beitrag ist in einem Forschungsprojekt entstanden, welches von der WTD-71 beauftragt wurde. Von der WTD-71 wurden Modelle und Messdaten zur Verfügung gestellt, mit denen eine Validierung der gekoppelten EFEM/EBEM-Berechnung möglich gemacht wurde.

Grundlagen von EFEM und EBEM

Die Grundgleichung der EFEM ergibt sich aus der Energiebilanz von Energieflüssen über ein begrenztes Volumen. Unter der Annahme eines stationären Zustandes, bei dem die Energiedichte in dem betrachteten Volumen konstant ist, wird hier die eingehende Leistungsdichte, π_{in}, die dissipierte Leistungsdichte, π_{diss} und der Energiefluss über die Grenzen des Volumens hinweg, q bilanziert.

$$\pi_{in} = q + \omega\eta e \quad , \tag{1}$$

mit der Energiedichte e, dem Dämpfungskoeffizienten η, sowie der Kreisfrequenz ω. Hier kann nun der Energietransport über die Grenzen des betrachteten Volumens hinweg, analog zur Wärmeleitungsgleichung, über einen Proportionalitätsfaktor, $q = a \cdot \Delta e$ ausgedrückt werden. Die resultierende Gleichung beschreibt den Energietransport auf Basiselementen wie Platten, Balken oder in akustischen Volumen. Der Energietransport zwischen diesen Basiselementen wird über Transmissionskoeffizienten beschrieben, wobei zwischen reflektiertem und transmittiertem Anteil unterschieden wird. Die Transmissionskoeffizienten für die Fluid-Struktur-Kopplung wurden insbesondere von Bitsie ausführlich behandelt [5]. Der Transmissionskoeffizient, τ_{str-fl} der den von der Struktur in das Fluid transmittierten Anteil beschreibt, wird berechnet über

$$\tau_{str-fl} = \frac{2\beta\sigma_{rad}}{2 + \beta\sigma_{rad}}. \tag{2}$$

Der vom Fluid in die Struktur transmittierte Anteil wird berechnet über

$$\tau_{fl-str} = \frac{\beta c_0^2 \sigma_{rad}}{c_B f h}, \tag{3}$$

mit dem Verhältnis der charakteristischen Impedanzen β, der Schallgeschwindigkeit c_0, der Gruppengeschwindigkeit der Biegewelle c_B, der Frequenz f, sowie der Dicke der abstrahlenden Elemente h.

Die Transmissionskoeffizienten hängen neben Geometrie- und Materialeigenschaften insbesondere ab vom Abstrahlgrad σ_{rad}. In dieser Arbeit wurde die analytische Abstrahlgradberechnung nach Rumerman verwendet, welche bereits die Wechselwirkung von Fluid und Struktur enthält [7]. Wenn nötig, kann der Abstrahlgrad auch über eine FEM-Berechnung von kleineren Teilmodellen bestimmt werden.

Die EBEM unterscheidet sich von der EFEM in der Form der Diskretisierung. Während für die EFEM das gesamte Berechnungsgebiet inklusive dem akustischen Volumen diskretisiert wird, muss im Fall der EBEM lediglich die abstrahlende Oberfläche diskretisiert werden. Die Lösung des EBEM-Gleichungssystems

$$K\sigma = P_{in} \tag{4}$$

ist die akustische Quellstärke σ auf der Oberfläche der abstrahlenden Struktur. Jedem abstrahlenden Element wird eine akustische Quellstärke zugewiesen. Die rechte Seite der Gleichung, P_{in} beinhaltet die Eingangsleistungen.

In den Einträgen der Systemmatrix K werden die akustischen Wechselwirkungen der Elemente der abstrahlenden Struktur berücksichtigt. Diese hängen ab von Orientierung, Geometrie-, und Materialeigenschaften der abstrahlenden Elemente, sowie den Abständen der Elemente zueinander. Da hier jeweils die Wechselwirkung eines jeden abstrahlenden Elementes zu jedem anderen Element der abstrahlenden Struktur berücksichtigt wird, resultiert daraus eine vollbesetzte Systemmatrix. Die Einträge der Systemmatrix der EBEM berechnen sich über

$$K_{ij} = \begin{cases} \int_{S_i}\int_{S_j} \frac{k^2\rho c}{32\pi^2 r(\xi,\eta)^2} E_r \cdot n_i dS \text{ , i} \neq j \\ A_i \frac{k^2\rho c}{16\pi}, i = j \end{cases} , \tag{5}$$

mit der Wellenzahl k, dem Abstand zwischen zwei Elementen r, dem normierten Normalenvektor E_r, dem Richtungsvektor zwischen den Elementen n und der Elementfläche A.

Nach Aufstellen des Gleichungssystem wird dieses frequenzweise gelöst. Aus den berechneten Quellstärken kann anschließend die Energiedichte an beliebigen Positionen im Fluid über

$$e_{Fluid} = \int_S \sigma(\frac{\rho_0}{64\pi^2 r_i^4} + \frac{k^2\rho_0}{32\pi^2 r_i^2})dS \tag{6}$$

ausgewertet werden.

Kopplung von EFEM und EBEM

Eine gekoppelte Berechnung von EFEM und EBEM bietet den Vorteil die strukturmechanischen Eigenschaften der Struktur im hohen Frequenzbereich mit der EFEM berücksichtigen zu können, jedoch ohne eine Diskretisierung des Fluidvolumens durchführen zu müssen, was die Anzahl der Freiheitsgrade des Gesamtgleichungssystems stark reduziert. Zur Kopplung der beiden Methoden wird eine Systemmatrix aufgebaut, welche sich aus den Systemmatrizen der einzelnen Methoden zusammensetzt [6]. Dabei entfällt für den Fall der EFEM der Anteil der das akustische Volumen repräsentiert. Stattdessen wird die Systemmatrix der EBEM verwendet um die Energieausbreitung im Fluid zu beschreiben. Der Energieaustausch zwischen Fluid und Struktur wird auch in diesem Fall über die vorgestellten Transmissionkoeffizienten beschrieben. Diese werden in den Koppelmatrizen, D und W zusammengefasst.

Das gesamte, vollständig gekoppelte Gleichungssystem besitzt damit die folgende Form

$$\begin{bmatrix} K_{EFEM} & -D \\ -W & K_{EBEM} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \\ \sigma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{in}^{EFEM} \\ P_{in}^{EBEM} \end{bmatrix} . \tag{7}$$

Modellierung

Als Anwendungsbeispiel wird die Schallabstrahlung des Forschungsschiffes Planet für verschiedene Anregungszustände berechnet. Das Berechnungsmodell des Forschungsschiffes wurde von der WTD-71 zur Verfügung gestellt. In Abbildung 1 ist das verwendete Strukturnetz des Schiffes dargestellt. Die Diskretisierung ist geeignet für statische Berechnungen, also für eine Auflösung und Berechnung des Schwingungsverhaltens der Struktur mit der klassischen FEM auch bei niedrigen Frequenzen nicht geeignet. In der EFEM kann dieses Berechnungsnetz jedoch ohne Überarbeitung verwendet werden. Zur Erstellung der Joint-Elemente an den entsprechenden Koppelstellen wird der sogenannte Netzaufbereiter verwendet. Ein Programm, welches aus den Geometrie- und Materialeigenschaften des Modells Plattenstöße lokalisiert und hier die entsprechenden Koppeleigenschaften hinterlegt. Das EFEM-Strukturmodell beinhaltet 332.603 Freiheitsgrade.

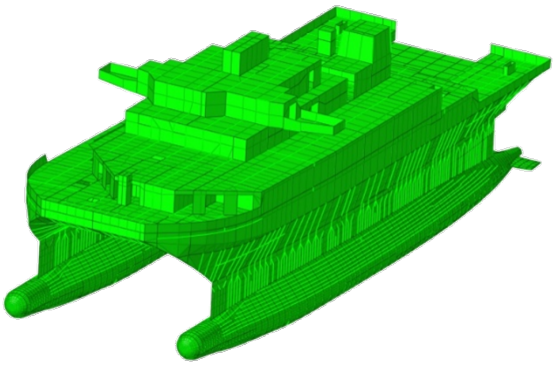

Abbildung 1: Strukturnetz des Forschungsschiffes Planet für EFEM-Berechnung

Für den Anteil der EBEM in der gekoppelten Berechnung wird das in Abbildung 2 dargestellte Berechnungsnetz verwendet. Hier handelt es sich um den getauchten Teil der Struktur. Auch hier ist keine händische Nachbearbeitung notwendig, es muss lediglich definiert werden, welche Elemente in der Berechnung der Schallabstrahlung mit der EBEM berücksichtigt werden sollen. Das EBEM-Akustikmodell beinhaltet 15.084 Freiheitsgrade.

Die Berechnung wird gekoppelt durchgeführt. Hierbei wird die Wasseroberfläche über eine Halbraumformulierung berücksichtigt, welche in dem EBEM-Anteil implementiert ist. An der Ebene der angenommenen glatten Wasseroberfläche wird keine Energie transmittiert und dissipiert. Die Berechnung wurde für die Terzmittenfrequenzen im Frequenzbereich bis $6 KHz$ durchgeführt. Für

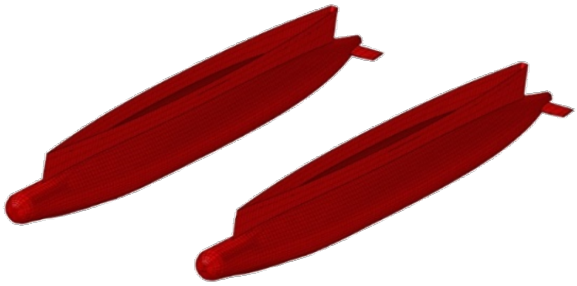

Abbildung 2: Berechnungsnetz des Forschungsschiffes Planet für die EBEM-Berechnung

die Berechnung einer jeden Frequenz muss ein gekoppeltes Gleichungssystem gelöst werden. Die Rechenzeit pro Frequenz beträgt für die gekoppelte Berechnung ca. 20 Minuten. Im Vergleich dazu steht die Berechnung mit der EFEM, bei der das akustische Volumen vollständig diskretisiert werden muss. Hier betragen die Rechenzeiten ca. 40 Minuten.

Ergebnisse

Ergebnis der EFEM/EBEM-Berechnung sind zum einen die Energiedichteverteilungen für die einzelnen Wellentypen Longitudinal-, Scher- und Biegewelle auf der Struktur, sowie die Energiedichteverteilung des Schalldrucks im Fluid. In den Abbildungen 3 bis 6 sind die Energiedichteverteilungen für die Anregung mit $1W$ des Dieselgenerators auf der Backbordseite 3, des Dieselgenerators auf der Steuerbordseite 4, des E-Motors auf der Backbordseite 5 und des Drucklagers auf der Backbordseite 6 dargestellt. In Abbildung 7 ist zudem die Energiedichteverteilung unter Anregung des Dieselmotors auf der Backbordseite abgebildet. Zu erkennen ist die erhöhte Energiedichte im Bereich der eingeleiteten Energie, sowie der Verlauf und das Abklingen mit der sich ausbreitenden Strukturschwingung. Zudem sind deutlich die Sprünge der Energiedichte an Stoßstellen zu erkennen, an denen Platten in einem Winkel aufeinander treffen.

Zudem wurden die Transferfunktionen von den einzelnen schallverursachenden Komponenten zu einem Hydrophon berechnet. Das Hydrophon befindet sich $35m$ unter der Wasseroberfläche in einem Abstand von $50m$ zur Symmetrieachse des Schiffes. In Abbildung 8 ist die Hydrophonposition relativ zum Schiff dargestellt. Die aus einer Anregung mit $1W$ resultierenden Energiedichten für die Terzmittenfrequenzen im Bereich von $100Hz$ bis $6kHz$ sind in Abbildung 9 dargestellt. Zu erkennen ist deutlich die erhöhte Sensitivität von Drucklagern und E-Motoren im gesamten Frequenzbereich. Diese Komponenten befinden sich in unmittelbarer Nähe der schallabstrahlenden, getauchten Platten. Aufgrund des kürzeren strukturseitigen Transferpfades wird hier weniger Energie dissipiert. Im unteren Frequenzbereich wird der Verlauf der Transferfunktionen insbesondere durch die Abstrahleigenschaften dominiert, während im höheren Frequenzbereich die Strukturdämpfung einen Abfall der Transferfunktionen

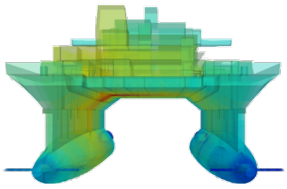

Abbildung 3: Energiedichteverteilung der Biegewelle für die Anregung des Diesel-Generators (Bb)

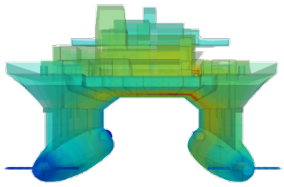

Abbildung 4: Energiedichteverteilung der Biegewelle für die Anregung des Diesel-Generators (Stb)

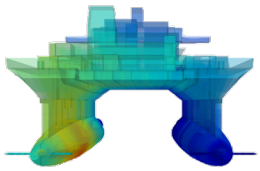

Abbildung 5: Energiedichteverteilung der Biegewelle für die Anregung des E-Motors (Bb)

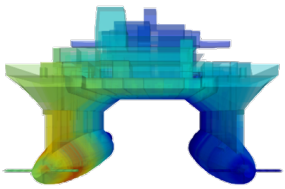

Abbildung 6: Energiedichteverteilung der Biegewelle für die Anregung des Drucklagers (Bb)

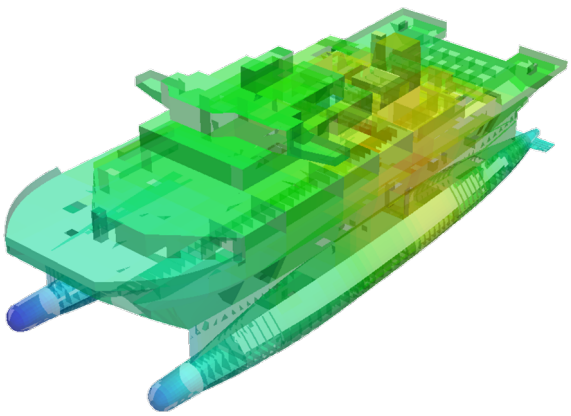

Abbildung 7: Energiedichteverteilung der Biegewelle für die Anregung des Diesel-Generators (Bb)

erzeugt.

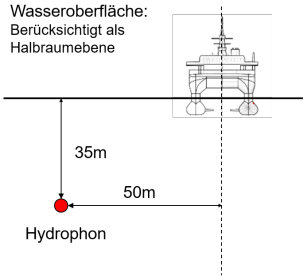

Abbildung 8: Position des Hydrophons

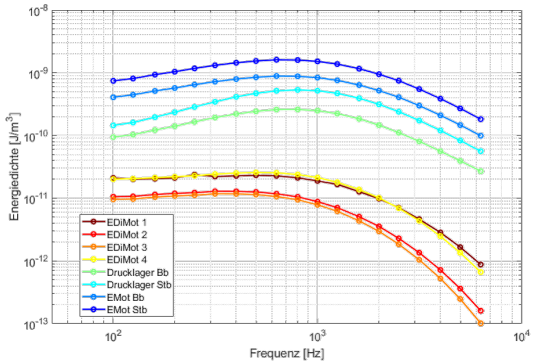

Abbildung 9: Darstellung der Transferfunktionen unter Einheitsanregung mit $1W$ von den schallverursachenden Komponenten zur in Abbildung 8 dargestellten Hydrophonposition

Ein Abgleich mit Messdaten konnte durchgeführt werden, nachdem die Transferfunktionen mit den entsprechenden Eingangsleistungen multipliziert wurden. Die Eingangsleistungen wurden hier aus Messdaten ermittelt. In Abbildung 10 sind die Schalldruckpegel der EFEM-Simulation im Vergleich zu den Schalldruckpegeln der gekoppelten Berechnung und der Messung dargestellt. Die Charakteristik von EFEM/EBEM- und EFEM-Berechnung stimmt aufgrund der identischen Eingangsleistung überein. Jedoch unterscheiden sich die Schalldruckpegel in ihrem Niveau, was auf die abweichende Beschreibung der Schallausbreitung zurückzuführen ist.

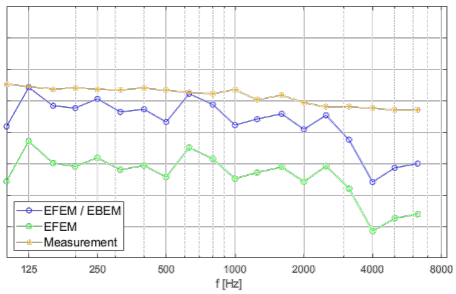

Abbildung 10: Vergleich der Simulationsergebnisse von EFEM, EBEM zu gemessenen Schalldruckpegeln

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde die Methodik der gekoppelten EFEM/EBEM-Berechnung vorgestellt. Eine besondere Bedeutung kommt auch bei diesem Fluid-Struktur-Problem der Berechnung der Abstrahlungseigenschaften über den Abstrahlgrad zu. Die Anzahl der Freiheitsgrade kann im Vergleich zur EFEM durch Kopplung von EFEM und EBEM stark reduziert werden, jedoch weist die EBEM-Submatrix eine vollbesetzte Struktur auf, was eine Lösung mit numerischen Methoden anspruchsvoller macht. Dennoch lässt sich die Rechenzeit durch diese Methodik in etwa halbieren. Für die Berechnung des Forschungsschiffes Planet hat sich dabei eine direkte Lösung des Gleichungssystems als vorteilhaft herausgestellt. Die Energiedichteverteilung kann nach Lösung des Gleichungssystems auf der Struktur ausgewertet werden und es können damit unvorteilhafte Transferpfade erkannt werden. Zudem konnte die Energiedichte im Fluid ausgewertet werden und es konnten die schallverursachenden Komponenten mit der höchsten Sensitivität identifiziert werden. Der Schalldruck an einer bestimmten Hydrophonposition wurde zudem mit Messungen verglichen, wobei die Übereinstimmung mit den Messdaten gegenüber einer EFEM-Berechnung verbessert werden konnte.

Literatur

[1] V.D. Belov and S. A. Rybak: Applicability of the Transport Equation in the one dimensional Wave-Propagation Problem. Soviet Physics-Acoustics 21(2) (1975), 110-114

[2] S. A. Rybak: Randomly Coupled Flexural and Longitudinal Vibrations of Plates. Soviet Physics-Acoustics, 18(1) (1972), 76-79

[3] D. J. Nefske and S. H. Sung: Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems: Basic Theory and Applications to Beams. J. Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design 111(1) (1987), 47-54

[4] O. M. Bouthier: Energetics of vibrating systems. Dissertation, Purdue University, USA, (1992).

[5] F. Bitsie: The structural-acoustic energy finite element method and energy boundary method. Dissertation, Purdue University, USA, (1996)

[6] M. Xie, Y. Li and H. Chen: Prediction of High-frequency Vibro-acoustic Coupling in Anechoic Chamber Using Energy Finite Element Method and Energy Boundary Element Method. CMES 85(1) (2012), 65-78

[7] M. L. Rumerman: The effect of fluid loading on radiation efficiency. J Acoust Soc Am. 111(1) (2002), 75-79