

Untersuchungen zur gezielten Beeinflussung der akustischen Signatur an einem Schiffmodell

Steffen Ungnad¹, Hendrik Brüggemann¹, Andreas Müller², Carsten Zerbs², Delf Sachau¹, Anton Homm³

¹ *Helmut-Schmidt-Universität, 22043 Hamburg, E-Mail: ungnads@hsu-hh.de*

² *Müller-BBM GmbH, 22305 Hamburg, E-Mail: carsten.zerbs@mbbm.com*

³ *Wehrtechnische Dienststelle für Schiffe und Marinewaffen, Maritime Technologie und Forschung, WTD 71, 24340 Eckernförde, E-Mail: antonhomm@bundeswehr.org*

Einleitung

Unter der akustischen Signatur eines Schiffes fasst man die spektralen Eigenschaften des Wasserschalls zusammen, die von Geräuschquellen des Schiffes verursacht werden. Hierzu gehören beispielsweise Geräuschanteile von Maschinen, strömungsinduzierte und Kavitationsgeräusche. Die akustische Signatur eines Schiffes kann mittels passiver Sonare oder Sensoren und geeigneter signalanalytischer Verfahren zur Detektion und Identifikation eines Schiffes verwendet werden.

Maßgebliche Signaturmerkmale sind hierbei die Spektrallinien, d. h. schmalbandige Geräuschanteile im Spektrum, die (mehr oder weniger) deutlich aus dem Signalhintergrund hervortreten. Diese Geräuschanteile werden meist durch Maschinen mit rotierenden Bauteilen oder Baugruppen (Motoren, Generatoren, Umformer, Verdichter, Pumpen) bzw. durch rotierende Bauteile (Propeller, Wellen) erzeugt und als Körperschall in die schiffbauliche Struktur auf die Außenhaut des Schiffes übertragen, von wo aus sie in das umgebende Wasser abgestrahlt werden [1].

Die auftretenden Frequenzen der Spektrallinien sind meist Grundfrequenz und Harmonische der entsprechenden Drehzahlen der Aggregate oder Bauteile. Die Kombination der Frequenzen mehrerer Linien in einem Muster kann zu einer Klassifikation führen und sogar Informationen über den Schiffszustand (Fahrtgeschwindigkeit, Maschinenlast) enthalten.

Problemstellung

Um die Detektion eines Schiffes zu erschweren, muss dessen Signatur durch geeignete schalltechnische Maßnahmen reduziert werden. Diese sind beispielsweise elastische Entkopplungen der an Bord befindlichen Geräuscherzeuger, Verwendung kavitationsarm designter Propeller und Optimierung der Rumpfform. Um die Klassifikation eines Schiffes anhand seiner akustischen Signatur zu erschweren oder sogar zu verhindern, müsste diese Signatur durch geeignete Maßnahmen verfremdet werden, indem Schallanteile reduziert, verstärkt oder hinzugefügt werden. Hierzu stehen allerdings keine Standardverfahren zur Verfügung.

Zielstellung

Im Rahmen eines Forschungsvorhabens soll die oben beschriebene Fragestellung, inwieweit eine vorhandene akustische Signatur mit Hilfe weiterer Geräuschquellen geeignet modifiziert und verfremdet werden kann, zunächst

anhand des Schiffmodells (Maßstab 1:8) in der Abbildung 1 untersucht werden.

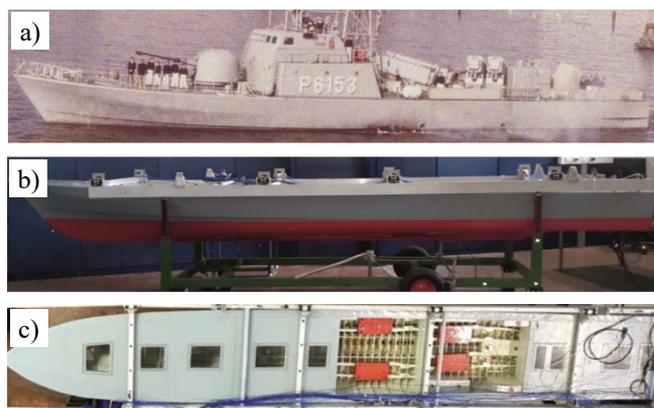


Abbildung 1: a) Großausführung Schnellboot-Klasse 148; Seite 39 in [2] b) Schiffmodell Seitenansicht c) Schiffmodell Draufsicht mit Verkabelung und rot gefärbten Motormassen

Methode

Lösungsansatz

Im Rahmen des Vorhabens soll ein aktiv regelbares System implementiert werden, das mittels Aktuatoren, die auf der Außenhaut installiert werden, diese veränderten Signaturanteile erzeugt. Das System basiert auf den an Bord gemessenen, aktuellen akustischen Daten.

Als Lösungsansatz werden dazu Methoden aus der aktiven Schwingungs- und Lärminderung nach Kapitel 9.4 in [3] herangezogen. Demnach werden Inertialschwingerreger und Beschleunigungssensoren auf der Außenhaut des Schiffmodells befestigt. Des Weiteren werden Sensoren im akustischen Fluid positioniert, um sowohl die erzeugte Ist-Signatur als auch die Frequenzgänge zwischen allen verbauten Inertialschwingerregern und allen Sensoren im Rahmen eines Systementwurfs messen zu können. Im ersten Schritt werden an Land Mikrofone zur Messung der Schalldruckreduktion verwendet. Mit den gemessenen Daten erfolgt das Aufstellen eines quadratischen Optimierungsproblems für das resultierende überbestimmte Gleichungssystem nach Kapitel 4.2.1 in [4], welches zur frequenzabhängigen Berechnung der bestmöglichen Schalldruckreduktion an Mikrofonpositionen verwendet wird.

Modelleigenschaften und Großausführung

Typische akustische Signaturen von Schiffen liegen etwa im Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 500 Hz, manchmal auch darüber, beispielsweise wenn sie von Getrieben (Zahneingriffsfrequenzen) oder drehzahlgesteuerten Motoren verursacht werden.

Für die Modellversuche wurde von der WTD 71 ein Schiffsmodell aus Stahl zur Verfügung gestellt, welches der Schnellboot-Klasse 148 nachgebildet ist, siehe Abbildung 1. Es stammt von der ehemaligen Fraunhofer-Forschungsgruppe für Hydroakustik und wurde anhand der Originalpläne nachgebaut [5]. Die Schiffsstruktur (Rumpf, also Außenhaut samt Spanten und Maschinenfundamente) wurde sorgfältig nachgebildet, um geometrische und akustische Ähnlichkeit zwischen Großausführung und Modell zu erreichen, wobei auch die Dämpfung der Struktur - soweit möglich - mit einbezogen wurde. Ein Foto vom Inneren des Schiffsmodells findet sich in der Abbildung 2. Es handelt sich um ein reines Strukturmodell, bei dem die Decksaufbauten, Aggregate und der Antrieb fehlen. Allerdings sind Massen integriert, die die zusätzliche Massenlast von Maschinen darstellen sollen, siehe Abbildung 1 c).



Abbildung 2: Foto vom Innenraum des Schnellbootmodells

Bei akustischen bzw. hydroakustischen Modellversuchen müssen beim Arbeiten mit geometrisch verkleinerten Modellen (geometrische Ähnlichkeit) die verwendeten physikalischen Messgrößen entsprechend skaliert werden (akustische Ähnlichkeit). Beim vorhandenen Modell liegen die gleichen Materialien vor wie bei der Großausführung: Zum einen das umgebende Medium (Wasser, Luft) und zum anderen das Material der Schiffsaußenhaut (gleicher Stahl).

Beziehungen zwischen den akustisch relevanten Größen der Großausführung und des Modells (Modellgesetze) lassen sich mit Hilfe ähnlichkeitstheoretischer Betrachtungen herleiten, so gilt beispielsweise die Beziehung

$$\frac{l_M}{l_G} = \frac{\lambda_M}{\lambda_G} = \frac{c_M \cdot \omega_G}{c_G \cdot \omega_M} \quad (1)$$

für die charakteristischen Längen l , die Schallgeschwindigkeit im Fluid c , die Wellenlänge λ und die Kreisfrequenz ω . Die Indizes M und G bezeichnen das Modell bzw. die Großausführung. Im betrachteten Fall bestehen beide aus Stahl und das umgebende Fluid ist Wasser. Es folgt

$$n = \frac{l_M}{l_G} = \frac{\lambda_M}{\lambda_G} = \frac{f_G}{f_M} \quad (2)$$

mit dem Längenverhältnis $n = 1:8$.

Für Biegewellen, die sich auf der Schiffsstruktur ausbreiten, und maßgeblich für den abgestrahlten Wasserschall sind,

ergibt sich durch gleichartige Überlegungen für das Verhältnis der Plattendicken von Modell h_M und Großausführung h_G

$$\frac{h_M}{h_G} = n. \quad (3)$$

Fundamentplatten (Topplatten) sind also im Gültigkeitsbereich der Plattenimpedanz (bei Großausführung zwischen 200 Hz und 800 Hz) akustisch ähnlich (Frequenzverschiebung um den Faktor 8), wenn die Topplattendicke auch mit 1/8 skaliert.

Für das Modell ergibt sich ein zu betrachtender Frequenzbereich zwischen 80 Hz und 4 kHz, wenn für die Großausführung ein signaturrelevanter Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 500 Hz betrachtet wird.

Systementwurf

Für den Systementwurf zur Minderung der Schallabstrahlung an Land werden Aktuatoren sowie Sensoren am Versuchsaufbau positioniert. Die grüne Raute in der Abbildung 3 markiert hierbei die Position des im Inneren des Schiffsmodells verbauten Inertialschwingerregers zur Störschallerregung (Primärschwingerregger). Blaue Rauten markieren Inertialschwingerregger auf der Schiffsaußenhaut (Sekundärschwingerregger). Magentafarbene Rauten markieren Positionen von Beschleunigungssensoren und gelbe Rauten markieren Positionen von Mikrofonen. Verwendete Mikrofone sind vom Typ *Brüel & Kjaer 4958*. Die verwendeten Inertialschwingerregger sind vom Typ *The Modal Shop 2002E*. Die mit X60 2-Komponentenkleber aufgeklebten Beschleunigungssensoren vom Typ *Brüel & Kjaer 4507-B-005* und vom Typ *PCB M352C65* sowie die verwendeten Inertialschwingerregger von *Kendrion* sind in der Abbildung 4 zu erkennen.

Gemessen werden frequenzabhängige Störsignale $\mathbf{d} \in \mathbb{C}^{S \times 1}$ in Pascal an allen $S = 12$ Mikrofonen sowie die Frequenzgänge $\mathbf{G} \in \mathbb{C}^{S \times A}$ in Pascal/Volt zwischen der Spannung $\mathbf{u} \in \mathbb{C}^{A \times 1}$ an den $A = 11$ Sekundärschwingerregern in Volt und den gemessenen Schalldrücken an allen Mikrofonen. Demnach ergibt sich der resultierende Schalldruck zu:

$$\mathbf{e} = \mathbf{d} + \mathbf{G}\mathbf{u}. \quad (4)$$

Nach [6] resultiert aus der Kostenfunktion

$$J = \mathbf{e}^H \mathbf{e} + \beta \mathbf{u}^H \mathbf{u} \quad (5)$$

die Ansteuerung der Sekundärschwingerregger zur Minimierung der Summe der Betragsquadrate der Schalldrücke an allen Mikrofonen bei gleichzeitiger Minimierung des gewichteten Stellaufwandes aller Sekundärschwingerregger zu:

$$\mathbf{u}_{\text{opt}} = -(\mathbf{G}^H \mathbf{G} + \beta \mathbf{I})^{-1} \mathbf{G}^H \mathbf{d}, \quad (6)$$

wobei $(\dots)^H$ eine transponiert-konjugierte Matrix kennzeichnet. Die Einheitsmatrix ist mit \mathbf{I} gekennzeichnet. Die Regularisierung der Pseudoinversen in der Gleichung (6) erfolgt mit Hilfe des Regularisierungsparameters β .

Dieser berechnet sich für die hier durchgeführten Untersuchungen mit:

$$\beta = \frac{\|G\|_2}{100}. \quad (7)$$

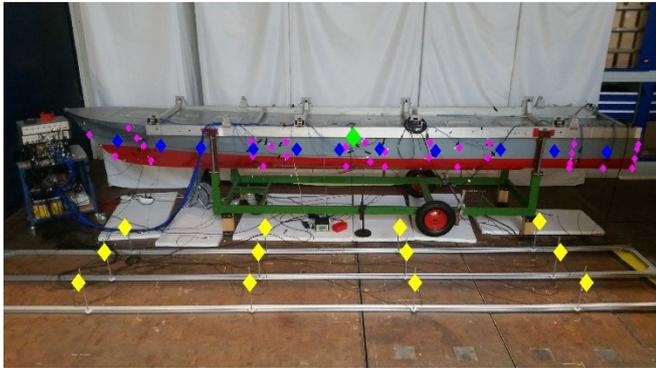


Abbildung 3: Schiffmodell auf einem Fahrgestell gelagert; grün - Primärschwingerreger; blau - Sekundärschwingerreger; magenta - Beschleunigungssensoren; gelb - Mikrofone.

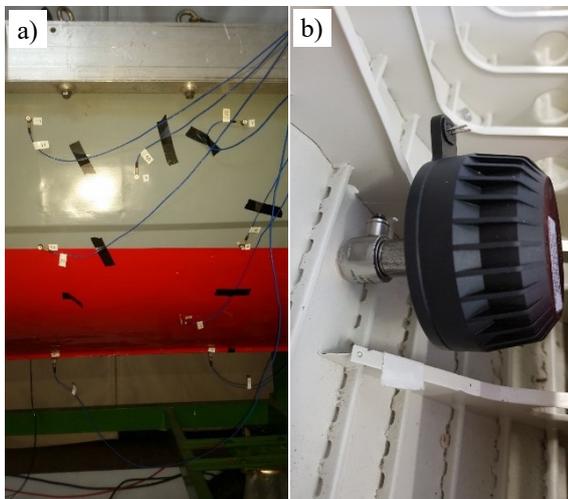


Abbildung 4: a) Beschleunigungssensoren auf der Bootsaußenhaut b) Sekundärschwingerreger im Bootsinnen.

Ergebnisse

Erzielte Resultate zur Minderung des Schalldrucks an allen Mikrofonen werden für die Betriebsschwingform bei der Frequenz 86 Hz in der Abbildung 5 dargestellt. Die hierbei erzeugte Schalldruckminderung beträgt 10 dB. Eine Verringerung des Schwingenchnellepegels an den Positionen der Beschleunigungssensoren durch die berechnete Ansteuerung der Sekundäraktuatorik ist erkennbar. Die Schwingenchnelle wird nicht zwischen Sensorpositionen interpoliert.

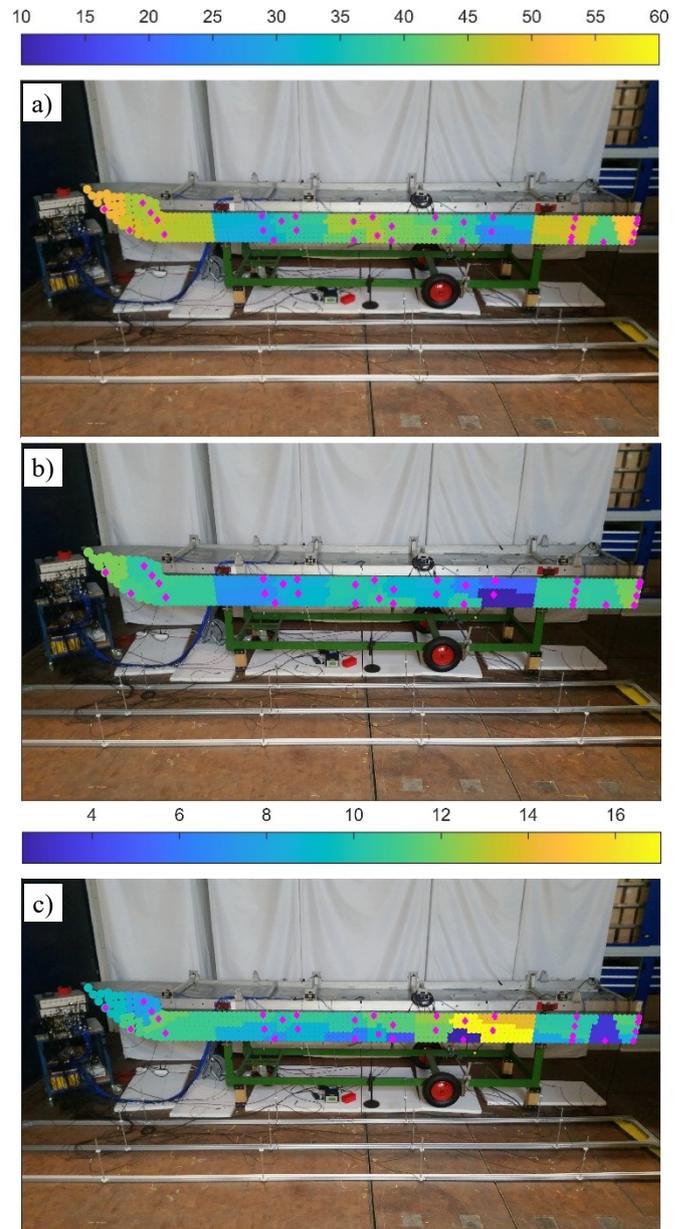


Abbildung 5: a) Störschwingenchnellepegel b) Schwingenchnellepegel nach der Minimierung der Summe der Betragsquadrate der Schalldrücke an allen Mikrofonen; c) Differenz der Teilabbildungen a) und b); magentafarbene Rauten markieren Positionen von Beschleunigungssensoren; Frequenz 86 Hz; Schnellen in dB re $5 \cdot 10^{-8}$ m/s.

Zusammenfassung

Mit dem Ziel der Signaturverschleierung von Booten werden Untersuchungen zur aktiven Beeinflussung der Schallabstrahlung eines Schiffmodells mittels Inertialschwingerreger, Beschleunigungssensoren und Mikrofonen durchgeführt. Anhand der am Versuchsträger gemessenen Frequenzgänge wird die Beeinflussbarkeit der Schallabstrahlung bei einer Frequenz von 86 Hz an Land aufgezeigt.

Ausblick

Im Anschluss an die Untersuchungen am Bootsmodell an Land werden Messungen in der Messstation im Plöner See in der Abbildung 6 durchgeführt. Hierbei erfolgt die Ermittlung der Störschallspaltenmatrix \mathbf{d} und der Frequenzgänge \mathbf{G} mit Hilfe von sechs Hydrophonen, wobei die Anordnung der Inertialschwingerer an die in der Abbildung 3 angelehnt ist. Auf dieser Basis wird die Minderung des abgestrahlten Schalldrucks an Hydrophonen nach den Gleichungen (5) und (6) ermittelt.



Abbildung 6: Messstation im Plöner See

Literatur

- [1] A. Homm, A. Müller, V. Nejedl, R. Schulze, and C. Zerbs, “Lärmbekämpfung auf Schiffen und in See,” in Müller G., Möser M. (eds) Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer Reference Technik. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg., https://doi.org/10.1007/978-3-662-43966-1_25-1.
- [2] H. Karr, Deutsche Marine: Die Schiffe der Bundesmarine 1956-1990: Motorbuch Verlag, Paul Pietsch Verlage GmbH & Co. Kg, 2015.
- [3] F. Fahy and P. Gardonio, Sound and structural vibration. Amsterdam: Elsevier Academic Press, 2007.
- [4] S. J. Elliott, Signal processing for active control. San Diego, CA, USA: Academic Press, 2001.
- [5] G. Wittek, “Measuring facilities and model testing techniques in ship's acoustic research,” in The winter annual meeting of the american society of mechanical engineers: Hydroacoustic facilities, instrumentation, and experimental techniques, Atlanta, Georgia, 1991, pp. 63–68.
- [6] S. J. Elliott, C. C. Boucher, and P. A. Nelson, “The behavior of a multiple channel active control system,” IEEE Transactions on Signal Processing, vol. 40, no. 5, pp. 1041–1052, 1992.