



STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN

TAGUNGSBAND DER STATUSTAGUNG 2017

SCHRIFTENREIHE PROJEKTRÄGER JÜLICH

STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN

TAGUNGSBAND DER STATUSTAGUNG 2017

SCHRIFTENREIHE PROJEKTRÄGER JÜLICH

GRUSSWORT



Mit einem jährlichen Umsatzvolumen von rund 50 Milliarden Euro und 400.000 Arbeitsplätzen ist die maritime Wirtschaft einer der wichtigsten Wirtschaftszweige im Land. Die Unternehmen gelten als hochinnovativ und exportorientiert. Maritime wissenschaftliche Forschungseinrichtungen genießen auch international einen exzellenten Ruf. Diese Wettbewerbsposition wollen wir erhalten und ausbauen.

Das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) unterstützt mit dem maritimen Forschungsprogramm Forschungs- und Technologievorhaben mit einer Anwendung in der maritimen Branche am Standort Deutschland. Damit unterstreicht die Bundesregierung ihr Ziel, die Innovationskraft der maritimen Branche im internationalen Wettbewerb zu stärken, wichtige Arbeitsplätze am Standort zu sichern sowie auszubauen und gleichzeitig den Schutz von Klima und Umwelt voranzutreiben.

Die enge Zusammenarbeit zwischen Politik, Forschung und der Industrie ist unerlässlich, damit die maritime Wirtschaft ihre Potentiale ausschöpfen kann. Die Gelegenheit zur Vernetzung bietet die Statustagung „Maritime Technologien“. In diesem Jahr treffen wir uns noch einmal in der Laufzeit des Forschungsprogramms „Maritime Technologien der nächsten Generation“, in dessen Rahmen wir 485 Vorhaben mit einem Fördervolumen von 225 Millionen Euro in sieben Jahren gefördert haben.

Bei der diesjährigen Statustagung wird es Akzente in den Bereichen umweltschonende maritime Technologien und maritime Ressourcen geben. Forschung und Entwicklung in der maritimen Branche leben vom Austausch der beteiligten Verbände, Unternehmen und Forschenden. Deshalb freue ich mich über Ihre Teilnahme an der diesjährigen Statustagung und bin gespannt auf anregende Diskussionen.

Anne Jacobs-Schleithoff

Leiterin des Referats Maritime Wirtschaft
im Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek.

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte Bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Für den Inhalt und das Bildmaterial der einzelnen Beiträge tragen die Autoren die Verantwortung.

Alle Vorhaben, zu denen im vorliegenden Band Beiträge veröffentlicht sind, wurden im Programm „Maritime Technologien der nächsten Generation“ des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert. Der Tagungsband wurde aus Projektfördermitteln des BMWi finanziert.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Herausgeber und Vertrieb

Forschungszentrum Jülich GmbH
Zentralbibliothek, Verlag
D-52425 Jülich
Telefon 02461 61 - 53 68
Telefax 02461 61 - 61 03
E-Mail zb-publication@fz-juelich.de
Internet www.fz-juelich.de/zb

Satz und Layout

Projekträger Jülich

Bildnachweis

Verbundprojekt BOSS

Druck

Schloemer und Partner GmbH, Düren

Schriftenreihe Projekträger Jülich

ISBN 978-3-95806-277-1

Vollständig frei verfügbar im Internet auf dem Jülicher Open Access Server (JUWEL)
unter www.fz-juelich.de/zb/juwel

Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie oder in einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

INHALTSVERZEICHNIS

FOULPROTECT –

BEWUCHSSCHUTZ UND VERMEIDUNG VON BOKORRISION IN DER MARITIMEN TECHNIK

11

Andreas Brinkmann (Fraunhofer IFAM, Bremen)
Bernd Daehne (LimnoMar, Norderney)
Sascha Buchbach (Fraunhofer IFAM, Bremen)

WHR-MARINE –

RESTWÄRMENUTZUNG BEI SCHIFFSANTRIEBEN

27

M. Sc. Mathias Müller (MTU Friedrichshafen GmbH)
Dr.-Ing. Gerald Fast (MTU Friedrichshafen GmbH)
Dr.-Ing. Philippe Gorse (MTU Friedrichshafen GmbH)
Dipl.-Ing. Jens-Patrick Springer (Orcan Energy AG)
Dr.-Ing. Andreas Schuster (Orcan Energy AG)

HTS –

ENTWICKLUNG VON ENERGIEEFFIZIENTEN WÄRMEÜBERTRAGERN FÜR SCHIFFSMOTOREN ZUR REDUKTION DES PRIMÄRENERGIEBEDARFS

43

Dr. Boris Kerler (MAHLE Industrial Thermal Systems GmbH & Co. KG)
Industrieller Partner: MTU Friedrichshafen GmbH

FLIPPER –

FLOW IMPROVEMENT THROUGH COMPLIANT HULL COATINGS FOR BETTER SHIP PERFORMANCE

55

Volkmar Stenzel (Fraunhofer IFAM, Bremen)
Lars-Uve Schrader (HSVA GmbH, Hamburg)
Christian Janssen (TUHH, Hamburg)

NO-WELLE –

NUMERISCHE OPTIMIERUNG VON SCHIFFEN MIT HOHEM WELLENWIDERSTAND

67

Lars-Uve Schrader (HSVA, Hamburg)
Julia Springer, MICHAEL PALM (Voith Turbo, Heidenheim)
Stefan Harries (Friendship Systems, Potsdam)
Jörn Kröger (TUHH, Hamburg)
Thomas Rung (TUHH, Hamburg)

KESS –

"KOMPAKTE UND EFFIZIENTE ABGASNACHBEHANDLUNG ZUR MINIMIERUNG VON STICKOXIDEN UND SCHALLEMISSIONEN"

81

Dr. Bernhard Urban (Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG)
Birk Pake (Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG)
Jürgen Hemsing (Nießing Anlagenbau GmbH)
Thomas Nießing (Nießing Anlagenbau GmbH)
Uwe Schmidt (HUG Engineering)
Mathias Lindt (HUG Engineering)

SIMDAMP –

SIMULATIONS- UND OPTIMIERUNGSWERKZEUG ZUR AUSLEGUNG DER KÖRPERSCHALL- UND LUFTSCHALLMINDERUNG VON SCHALLDÄMPFERN IM MARITIMEN BEREICH

97

Dr. Christian Schulze
(Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH)

FUTURIA –

FUTURE TOOLS FOR MARINE LIGHTWEIGHT CONSTRUCTION MATERIALS

117

Dr. Jörg Neumatnn (Laser Zentrum Hannover e.V., Hannover)
Dr. Samir Lamrini (LISA laser products OHG, Katlenburg-Lindau)
Prof. Arif Demir (BEAM Ar-Ge Ltd, Kocaeli, Türkei)
Oktay Celenk, (Durmazlar Makina A.S., Bursa, Türkei)
Iskender Demir (Sirena Marine Den. San. Tic. A.S., Bursa, Türkei)

IMOSCAN –

REGELGEOMETRIEBASIERTES IST-MODELL FÜR DEN INNENAUSBAU VON MEGAYACHTEN

129

Dr. Bernhard Urban (Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG)
Marc Jessing (Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG)
Dipl.-Ing. (FH) Michael Geist (Fraunhofer-Einrichtung IGP)
M.Eng. Lisa Knaack (Fraunhofer-einrichtung IGP)

IMGAM –

INTELLIGENTES MONITORING VON KLIMASCHÄDLICHEN CO₂/CH₄ GASAUSTRITTEN IM MEER

143

Alexander Stavenhagen, Max Abildgaard, Heinrich Brinker,
Aneta Nikolovska (ATLAS ELEKTRONIK GmbH, Bremen)
Gerhard Bohrmann, Miriam Römer, Jan-Hendrik Körber, Hanno Keil,
Stefan Wenau, Volkhart Spieß, Gerrit Meinecke
(MARUM - Center for Marine Environmental Sciences and
Department of Geosciences, Universität Bremen)
Lars Mogensen, Morten Nielsen, Claus Eriksen, Marco Jacobi
(ATLAS MARIDAN Aps, Rungsted, Dänemark)

QS-M-GROUT –

QUALITÄTSSICHERUNG UND STRUCTURAL HEALTH MONITORING VON GROUT-VERBINDUNGEN AN UNTERWASSER- TRAGSTRUKTUREN VON OFFSHORE-WINDENERGIEANLAGEN

155

Dr. Herbert Friedmann (Wölfel Engineering GmbH + Co. KG)
Jens Eppler (BALTIC Taucherei- und Bergungsbetrieb Rostock GmbH)
Dr. Moritz Häckell (Wölfel Engineering GmbH + Co. KG)
Dr. Holger Huhn (WindMW Service GmbH)
Dr. Martin Kohlmeier
(Fraunhofer-Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik)
Dr. Bianca Weihnacht
(Fraunhofer-Institut für Keramische Technologien und Systeme)

BOSS –

BIONIC OBSERVATION AND SURVEY SYSTEM

179

Dr. Rudolf Bannasch, Dr. Eugen Olenew,
Leif Kniese, Oleksiy Kebkal, Ievgenii Glushko,
Oleksandr Novychenko (EvoLogics GmbH)
Heinz Schelwat, Gerd Seidel (Sea & Sun Technology GmbH)
Prof. Dr. Horst Hellbrück (Fachhochschule Lübeck)

INRETRO –

INNOVATIVE RETROFITTING

193

H. Streckwall (Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt)
T. Luecke (Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt)
Y. Xing-Kaeding (Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt)
T. Goedicke (Mecklenburgische Metallguss GmbH)
R. Correa (Mecklenburgische Metallguss GmbH)

JB-X-CLEAN –

MARITIME DUAL-FUEL REGELUNG

209

R. Burgmair (General Electric)
M. Mattaboni (General Electric)
M. Satria (General Electric)
M. Korkmaz (RWTH AACHEN)
D. Ritter (RWTH Aachen)
M. Willmann (L'Orange)

FOULPROTECT –

BEWUCHSSCHUTZ UND VERMEIDUNG VON BIOKORROSION IN DER MARITIMEN TECHNIK

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX370

ANDREAS BRINKMANN (FRAUNHOFER IFAM, BREMEN)

BERND DAEHNE (LIMNOMAR, NORDERNEY)

SASCHA BUCHBACH (FRAUNHOFER IFAM, BREMEN)

EINLEITUNG

Aktuell werden in der Schifffahrt zu über 90% biozidhaltige Antifoulingbeschichtungen eingesetzt, welche auf Bindemitteln basieren, die sich kontinuierlich auflösen sollen und in Verbindung mit der Erosions- oder Selbstpolierungsprozess die enthaltenen Biozide freisetzen. Die gesamte Schifffahrt ist auf die Applikation, die Unterhaltsarbeiten und den Einsatz dieser Beschichtungen eingestellt, sodass für den gesamten Bereich der Arbeiten am Unterwasserbereich eines Schiffes relative zuverlässige Zahlen für die laufend entstehenden Kosten zu erhalten sind. Hierbei spielt die sogenannte Standzeit der Beschichtungen eine bedeutende Rolle, an denen sich neben anderen Faktoren, die durch die Klassifikationsgesellschaften festgelegt werden, die Dockintervalle bemessen. In der Regel werden hochseegehende Schiffe nach 24, 36 oder 60 Monaten gedockt und überarbeitet. Bei kleineren Einheiten in der Küstenschifffahrt sind Dockintervalle von 12 Monaten üblich.

Neben den genannten Antifoulingssystemen, die über die Auflösung und Abgabe von Bioziden wirken, sind zu einem geringen Anteil von geschätzten 5% Antihafsysteme und Hartbeschichtungen in Verbindung mit regelmäßigen Reinigungen am Markt etabliert. Im Forschungsprojekt FoulProtect sollen Beschichtungen entwickelt werden, welche Antihaf-eigenschaften besitzen, aber gleichzeitig so stabil sind, dass sie ebenfalls in längeren Intervallen gereinigt werden können.

Desweiteren führt Biokorrosion zu einer Limitierung der Lebensdauer von Anlagen und Baustoffen, verbunden mit Energieverlusten und Stillstandzeiten bis zu einem Totalverlust der Anlagen. Dieses Problem stellt sich auch für den Schutz von Offshore-Windenergieanlagen und sonstigen Anlagen zur Energiegewinnung im Meer. Daher müssen für diese Bereiche neue Beschichtungskonzepte und -verfahren entwickelt werden, die die zukünftigen Anforderungen im Offshorebereich erfüllen.

AUFGABENSTELLUNG UND ZIELE DES PROJEKTES

Bewuchs oder auch „Fouling“ sowie Biokorrosion sind unvermeidliche und unter Wasser natürlich eintretende Prozesse, von denen alle technischen Oberflächen betroffen sind,

welche sich für längere Zeit im Wasser befinden. Die Folgen für die Schifffahrt und maritime Bereiche wie Energieerzeugung und Gründungsstrukturen liegen vor allem in der Gewichtszunahme und der massiven Erhöhung des Reibungswiderstands sowie der erheblichen Korrosion.

Der Faktor „Treibstoffverbrauch“ wird im Bereich der Schifffahrt zukünftig eine noch entscheidendere Rolle spielen als in der Vergangenheit, da neben den grundsätzlich steigenden Energiekosten, die Bestrebungen höher raffinierte, teurere Treibstoffe einzusetzen und eine deutliche Reduktion der CO₂-Emissionen erklärte Vorgaben der IMO sind. Insbesondere die aus dem Bewuchs resultierende Korrosion ist auch für maritime Bereiche wie Energieerzeugung und Gründungsstrukturen von Bedeutung. Hier erfordert die korrosive Belastung der Tragwerke entsprechende Korrosionszuschläge bei den statischen Berechnungen, die einem nachhaltigen und effizienten Umgang mit den Ressourcen entgegenstehen.

Da herkömmliche, biozidhaltige Antifouling-Technologien und Korrosionsschutzsysteme, die auf der Abgabe von Bioziden und einer Auflösung der Lackmatrix zur Freisetzung beruhen, hier nicht eingesetzt werden können, ohne die Oberflächenstruktur zu nivellieren, sind völlig neue Ansätze zu suchen und zu entwickeln. Mittelfristig wird dieser Schadstoffeintrag für alle wassergängigen Objekte verboten sein. Die Abbildung 1 zeigt Foulingbildung an typischen maritimen Oberflächen und den Einfluss des Bewuchses.



Abbildung 1: Fouling auf maritime Oberflächen (Quelle LimnoMar)

Neben den oben geschilderten Folgen des Bewuchses, sind mikrobiell induzierte Korrosion (MIC), Qualitätsverlust und verkürzte Wartungsintervalle sowie erhöhte Wartungskosten von entscheidender Bedeutung. Dies gilt insbesondere für Gründungsstrukturen und für Offshore-Plattformen. Bei Strukturen wie z. B. im Offshore-Bereich ist Biokorrosion ein natürlicher, überall auftretender Vorgang, welcher auf die unerwünschte Ablagerung und

Vermehrung von Mikroorganismen zurückzuführen ist. Können Biofilme sich ungehindert ausbreiten und vermehren, werden die besiedelten Materialien nach und nach zerstört. So sind Oberflächen, die von einem Biofilm aus säureproduzierenden Bakterien besiedelt sind, dem biogenen Lochfraß ausgesetzt. Biokorrosion führt zu einer Limitierung der Lebensdauer von Anlagen und Baustoffen, verbunden mit Energieverlusten und Stillstandszeiten bis zu einem Totalverlust der Anlagen. Probleme dieser Art führen jedes Jahr allein in Deutschland zu Kosten in zweistelliger Milliardenhöhe.



Abbildung 2: Vergleich eines gegen biogene Schwefel-Korrosion widerstandsfähigen mit einem wenig widerstandsfähigen Beton (Quelle Uni Duisburg Essen)

Dieses Problem stellt sich auch für den Schutz von Offshore-Windenergieanlagen und sonstigen Anlagen zur Energiegewinnung im Meer und im Süßwasser. Der entstehende Bewuchs kann sowohl die Standsicherheit und die Standzeit negativ beeinflussen, als auch die notwendigen Wartungsarbeiten drastisch erhöhen. Zudem sind die notwendigen Wartungsarbeiten mit sehr hohen Arbeitssicherheitsmaßnahmen und großen finanziellen Aufwendungen verbunden. Bei Offshore-Installationen ist der Einsatz von biozidhaltigen Beschichtungen durch die zu geringen Standzeiten (maximal 5 Jahre) und durch gesetzliche Vorgaben ausgeschlossen. Die mit Beschichtungssystemen erreichbaren Standzeiten von 5 Jahren sind angesichts angestrebter Lebensdauern der Strukturen von bis zu 25 Jahren bei möglichst wartungsfreiem Betrieb nicht akzeptabel.

Aus dieser Situation heraus wurden die folgenden wissenschaftlichen und technischen Ziele definiert:

- › Entwicklung und Validierung eines Beschichtungskonzepts für die Schifffahrt, welches einen langfristigen Schutz der Oberfläche vor Bewuchs (Mikro- und Makrobewuchs) bietet. Hier sollen lackseitig Oberflächen mit ausgeprägten bewuchsabweisenden Eigenschaften entwickelt werden.
- › Adaption/Validierung der entwickelten Fouling-Release Technologie auf den Bereich Offshore-Gründungsstrukturen

- › Entwicklung und Validierung von Beschichtungskonzepten zur Reduzierung von Biokorrosion für Stahl- und Betonkonstruktionen.
- › Adaption und Entwicklung einer Reinigungstechnik, welche das kostengünstige Abreinigen des Bewuchses erlaubt ohne den Lack und seine Struktur zu beschädigen.

ENTWICKLUNG VON BESCHICHTUNGSSYSTEMEN FÜR DEN FOULINGSCHUTZ

Es wurden zwei grundsätzlich unterschiedlichen Lösungsansätzen (hydrophobe und hydrophile Beschichtung) und an einer Kombination der beiden Ansätze für den Foulingschutz im Rahmen des Projektes entwickelt.

Hydrophober Ansatz mit quasi-flüssigen Domänen

Neue Ansätze im Bereich der silikonmodifizierten Polymere erscheinen besonders interessant. Diese Technologie beruht auf chemisch mit einem harten Polymer verbundenen Silikonketten, die an der Oberfläche einen quasi-flüssigen Silikonfilm bilden.

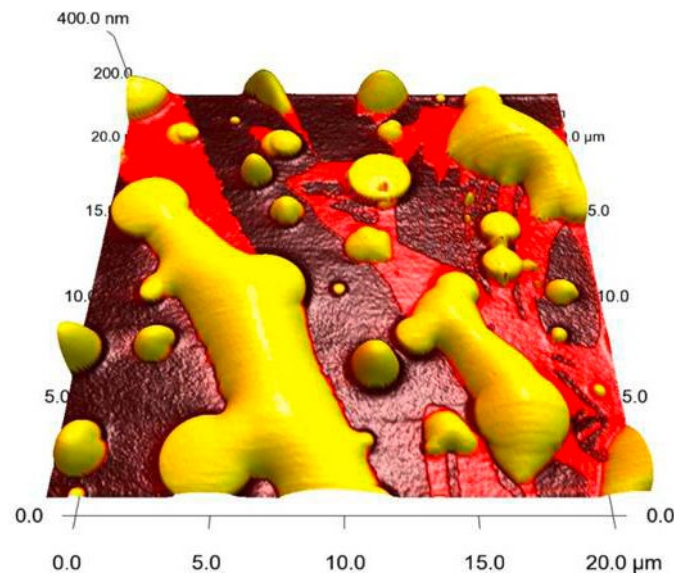


Abbildung 3: 3D AFM Bild Domänenstruktur mit mobilen chemisch gebundenen Silikonsegmente (Quelle Universität Paderborn)

Da dieser Film aber chemisch mit dem harten, widerstandsfähigen Polymergerüst der Beschichtung verbunden ist, kann auf diesem Wege ein System erzeugt werden, dass die Vorteile einer klassischen Silikonbeschichtung (hohe Fouling-Release Wirkung, keine Toxizität) ohne deren Nachteile (geringe mechanische Haltbarkeit, Ausschwitzen von Silikonölen, hoher Preis, aufwändige Applikation) aufweist. Nicht nur die Hydrophobie der Oberfläche an sich, sondern auch ihr quasi-flüssiger Charakter stellt einen lebensfeindlichen Raum für Mikroorganismen dar.

Hydrophiler Ansatz

Eine Alternative sind Beschichtungen mit Hydrogelstruktur sowie an der Schichtoberfläche fixierten lange Polymerketten mit (kontakt)bioziden Eigenschaften. Beide Ansätze lassen sich miteinander kombinieren, da die bioziden Makromoleküle in nicht fixierter Form „wasserquellbar“, d.h., als Bausteine für Hydrogele geeignet sind.

ENTWICKLUNG VON ABREINIGUNGSSYSTEMEN UNTER ERHALT DER OBERFLÄCHENSTRUKTUR

Die bisher vorliegenden Erkenntnisse aus anderen Forschungsprojekten (z. B. HaiTech) haben einerseits gezeigt, dass eine Reinigung der Flächen von Bewuchs (Schleim und ggf. Makrofouler) eine Lösungsmöglichkeit darstellt, andererseits jedoch verdeutlichen sie, dass aggressive Reinigungsverfahren die Oberfläche beschädigen können. Konsequenterweise soll daher eine Oberfläche mit geringer Haftung der Fouling-Organismen (hergestellt nach den oben beschriebenen Ansätzen) kombiniert werden mit einer möglichst schonenden aber wirksamen Reinigungsmethode.

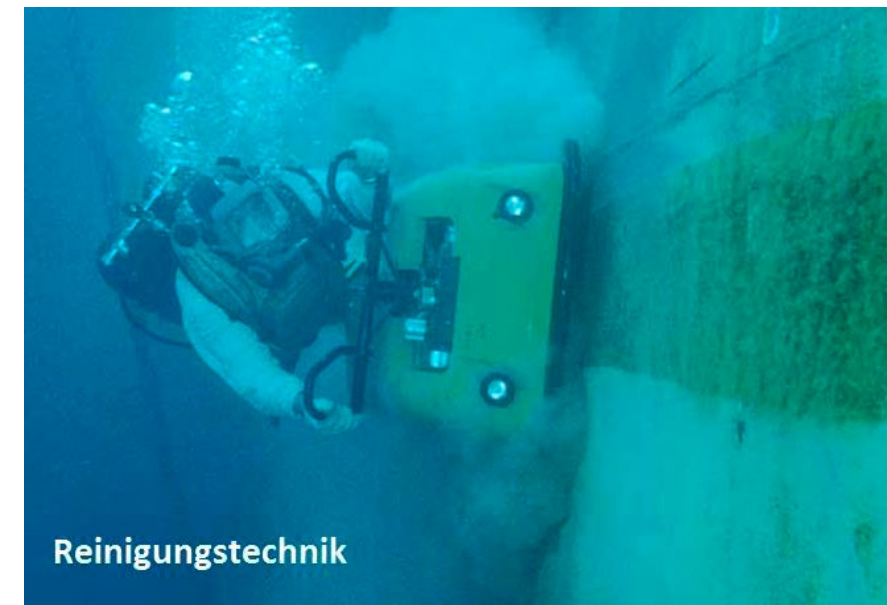


Abbildung 4: Mobile Reinigungseinheit zur Abreinigung von Schiffsrümpfen (Quelle Nordseetaucher)

In diesem Vorhaben wurden neue Technologie für die Unterwasserreinigung von Schiffskörpern und Unterwasserkonstruktionen entwickelt. Die Abreinigungseinheit basiert z. B. auf den Grundsätzen der Kavitation. Neben Ausführungen dieses Systemes für die Großschifffahrt wurden auch kleinere Versionen und Methoden untersucht und zur Anwendung gebracht.

VERHINDERUNG VON BIOROSSION AN STAHL UND BETON DURCH NEUARTIGE UMHÜLLUNGSKONZEPTE

Im Falle der Offshorekonstruktionen standen neue Umhüllungskonzepte im Vordergrund, die konzeptionell auf eine Kombination von Polyolefinumhüllung und Mörtelschicht ausgerichtet sind. Durch geeignete Zusätze sollten Mörtelschichten derart modifiziert werden, dass eine signifikante Reduktion der Korrosion durch Biofouling realisiert werden kann. Solche Ansätze sind aus dem Bereich der abwasserführenden Rohrleitungen bekannt. Hier werden beispielsweise Dispersionen als Mörtelzusatz als Lösung angeboten.

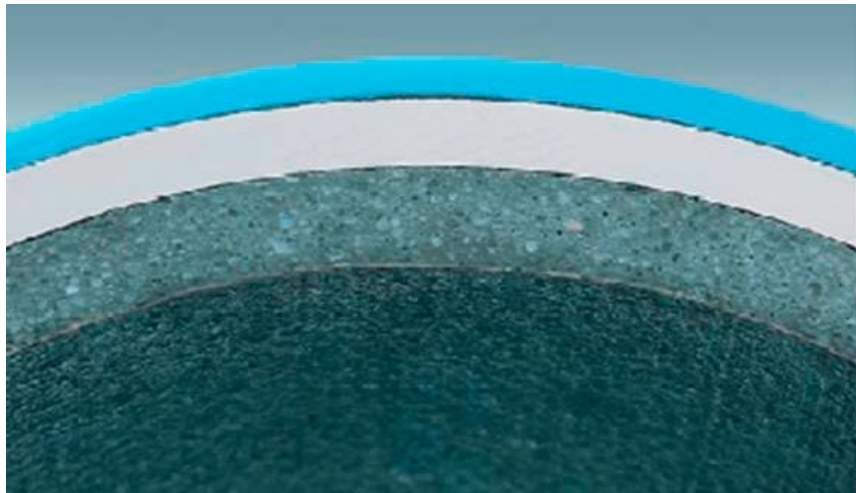


Abbildung 5: Neuartige Umhüllungskonzepte

Diese Umhüllungskonzepte erfordern nicht nur die geeignete Umhüllung der Rohre als Vormaterial für die Tragwerkstrukturen, sondern auch die Entwicklung geeigneter Konzepte für die späteren Rohrverbindungen. Validierung der Projektuntersuchungen mittels Prüfung des mikrobiellen Bewuchses erfolgt anhand der folgenden Punkte:

PROJEKTERGEBNISSE FELDAUSLAGERUNGEN

Simulierte statische Feldtests im Hafen von Norderney

Von 2014 bis 2017 wurden Testplatten der Projektpartner Fraunhofer IFAM, Universität Paderborn, Momerntive Performance Materials und Universität Duisburg-Essen im Nordseewasser bei Norderney unter sublitoral statischen und dynamischen Bedingungen sowie auch eulitoral unter statischen Bedingungen getestet. Bei den besten Testsystemen wurde die Exposition über den Winter und über die nächste Bewuchssaison fortgesetzt, um Ergebnisse zur Langzeitwirkung zu erhalten. Gleichzeitig erfolgten aber auch Weiterentwicklungen über die Winterhalbjahre für die nächste Bewuchssaison.

Im Jahr 2017 wurden die neuen Testplatten gleichzeitig am 27. April ausgelagert. Die Tests erfolgten unter statischen Bedingungen am Auslagerungsponton von LimnoMar im Norderneyer Hafen, an dem die Platten in Gestellen 20cm unter der Wasserlinie positioniert

wurden. In regelmäßigen Abständen wurden die Platten auf ihre Bewuchsbedeckung nach ASTM 6990-03 inspiziert. Die Bewuchsbedeckung wird bei dieser Methode als Fouling Rating (FR) ausgedrückt. Dabei wird eine bewuchsfreie Oberfläche als Optimum mit einem FR von 100 bewertet. Jedes Prozent Bewuchs auf der Testfläche wird von diesem Wert abgezogen. Für den Biofilm wird dabei stets nur der Wert „1“ berechnet, egal wie groß die tatsächliche Biofilmbedeckung ist.

In den Abbildung 6–9 wird ersichtlich, dass mehrere Testsysteme vom Fraunhofer IFAM und Momentive Performance Materials eine ähnlich gute Wirksamkeit erzielten wie das zum Vergleich parallel ausgelagerte Marktprodukt. Bis zum Hochsommer war das Fouling Rating sehr hoch und damit die Bewuchsbedeckung sehr gering. Erst in der zweiten Saisonhälfte nahm das Fouling Rating ab, da die Testplatten wie auch die Referenzplatten von einem ungewöhnlich starken Larvenfall der Zitronen-Seescheide betroffen waren. Die Haftung dieser fragilen Organismen ist aber sehr gering, so dass diese problemlos abgereinigt werden konnten. Gegen Ende der Saison fallen diese Manteltiere auch von alleine wieder ab. Bei der Testbeschichtung 1161a von Momentive hat dies zum Teil schon vor der letzten Inspektion stattgefunden wie man an der Kurve in Abbildung 8 sehen kann.

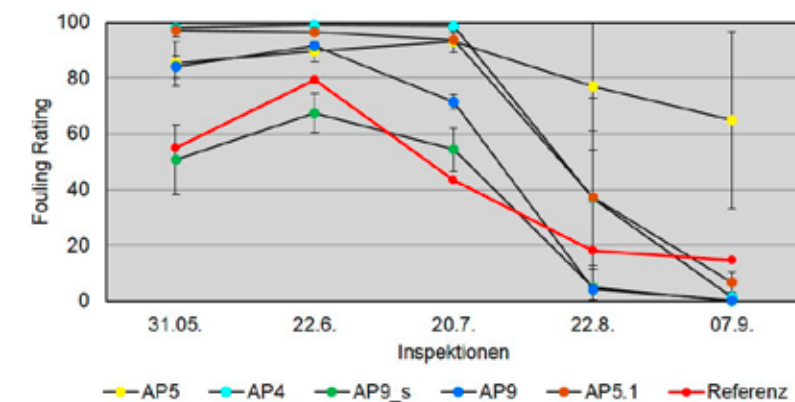


Abbildung 6: Saisonaler Verlauf des Fouling Ratings (Mittelwert & STD) auf Testplatten vom IFAM im Vergleich zum Marktprodukt.

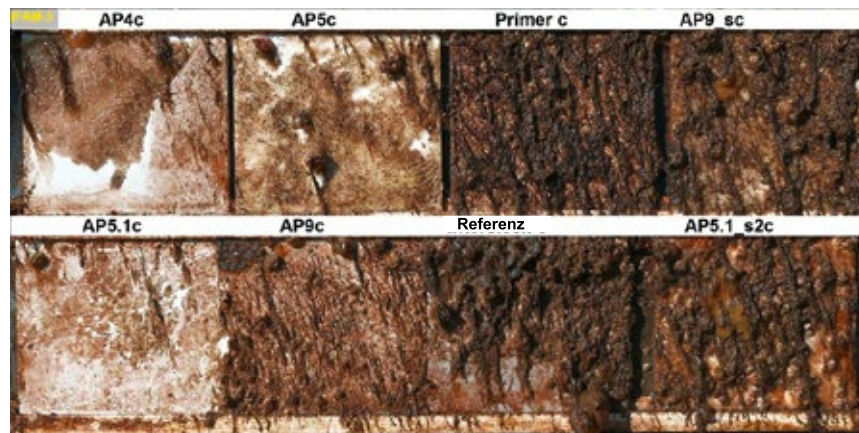


Abbildung 7: Bewuchs auf Testplatten vom IFAM im Vergleich zum Marktprodukt und einem unbehandelten Primer am 20. Juli 2017.

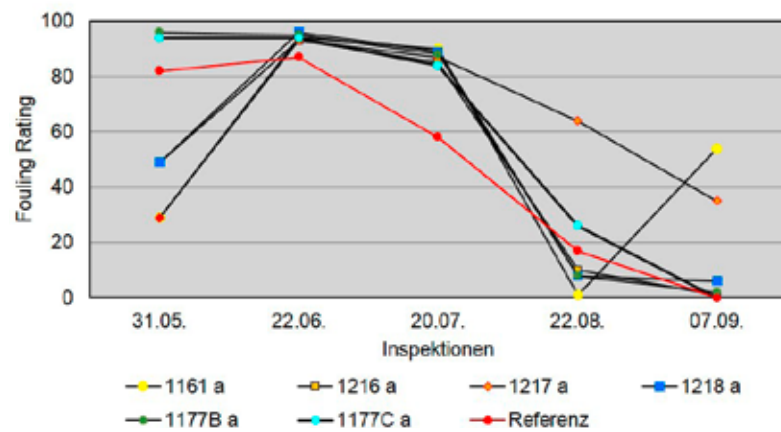


Abbildung 8: Saisonaler Verlauf des Fouling Ratings auf Testplatten von Mumentive im Vergleich zum Marktprodukt.



Abbildung 9: Bewuchs auf Testplatten von Mumentive am 20. Juli 2017.

Die Antihafteffekte der Testplatten macht sich auch im Winterhalbjahr bemerkbar, indem der vorhandene Bewuchs auch ohne Reinigung größtenteils abfällt. Im Frühjahr setzt die Bewuchsentwicklung neu ein, indem die Larven der Organismen versuchen, sich auf den inzwischen gealterten Beschichtungen anzusiedeln. Dennoch haben einige Testbeschichtungen auch in der zweiten Saison nach 12–18 Monaten Standzeit noch immer gute Ergebnisse erzielt (Abb. 10).

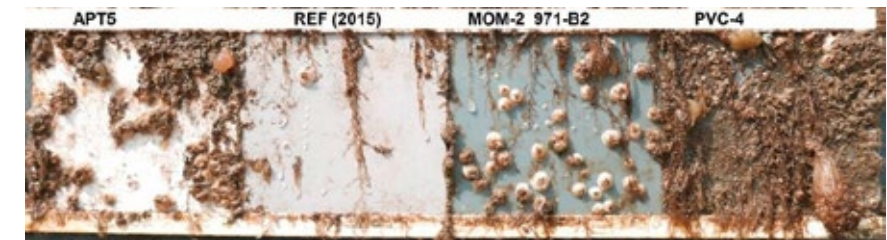


Abbildung 10: Bewuchs auf Langzeit-Testplatten aus 2016 von IFAM und Mumentive im Vergleich zum Marktprodukt und einem unbehandelten Primer am 20. Juli 2017.

Simulierte dynamische Feldtests im Hafen von Norderney

Die statischen Tests sind der erste Schritt, größere Mengen an Testmustern unter Freilandbedingungen zu testen. Für einen späteren Einsatz an fahrenden Schiffen sind die statischen Bedingungen aber nicht ideal vergleichbar, vor allem, wenn es sich um Antihafteffekte handelt, deren Effekt durch eine Anströmung verstärkt wird. Aus diesem Grund hat LimnoMar im vorliegenden BMWi-Projekt FoulProtect den dynamischen Prüfstand RotoMarin® entwickelt (Abb. 11).

Am RotoMarin® können kreissegmentförmige Testplatten mit bis zu 19 Knoten Anströmung an der Außenseite getestet werden. Für diese Untersuchungen wurde allerdings nur mit maximal 12 Knoten angeströmt, da sich die Unterschiede in der Wirksamkeit der Testsysteme so deutlicher ablesen lassen.



Abbildung 11: LimnoMars dynamischer Antifouling-Testprüfstand RotoMarin® im Norderneyer Hafen und mit Testplatten aus dem Projekt FoulProtect.

Da die Anströmung von der Außenseite zur Achse in der Mitte abnimmt, bildet sich Bewuchs dort auch schneller und stärker aus. Nach sechswöchiger Laufzeit während der Hauptbewuchsphase im Mai/Juni erzielten dennoch mehrere Testplatten von Momentive und eine Testplatte der Universität Paderborn ein ähnlich gutes Ergebnis wie das Marktprodukt SilicOne vom Hempel (Abb. 12 und 13).



Abbildung 12: Bewuchs auf zwei dynamisch am RotoMarin® exponierten Testplatten von Momentive im Vergleich zum Marktprodukt Hempel's SilicOne am 27. Juni 2017.



Abbildung 13: Bewuchs auf einer dynamisch am RotoMarin® exponierten Testplatte der Universität Paderborn am 27. Juni 2017.

Auch bei den dynamisch exponierten Testplatten wurden die wirksamsten Testplatten ohne Unterbrechung über den Winter exponiert und in der darauffolgenden Saison erneut beprobt. Von 2016 auf 2017 traf das auf drei Testplatten von Momentive zu, die in Bezug auf Haltbarkeit und Wirksamkeit bis Mitte 2017 sehr gute Ergebnisse erzielten (Abb. 14)

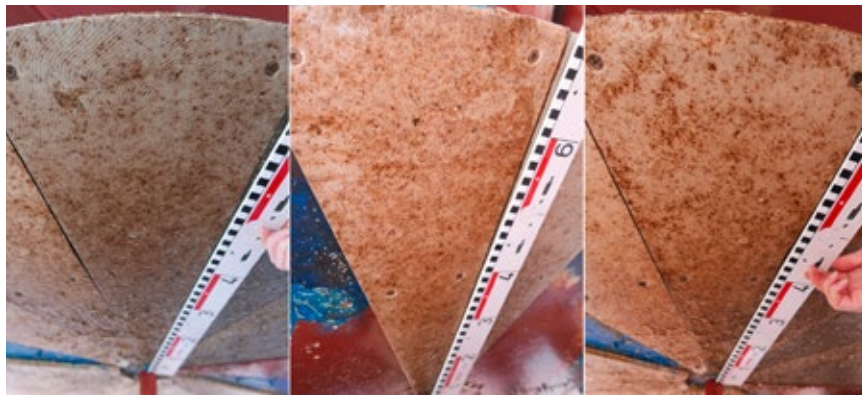


Abbildung 14: Bewuchs auf drei dynamisch am RotoMarin® exponierten Langzeit-Testplatten von Momentive am 27. Juni 2017.

Dynamische Feldtests auf der Frisia VII

Der nächste im Antifouling-Testverfahren sind echte Praxistests mit Testflächen von einem Quadratmeter oder mehr auf Schiffen. Das bedeutet, dass die Testflächen während der routinemäßigen Trockendockung appliziert werden müssen und dann ihre Wirksamkeit im fahrplanmäßigen Einsatz des Schiffes erzielen müssen.

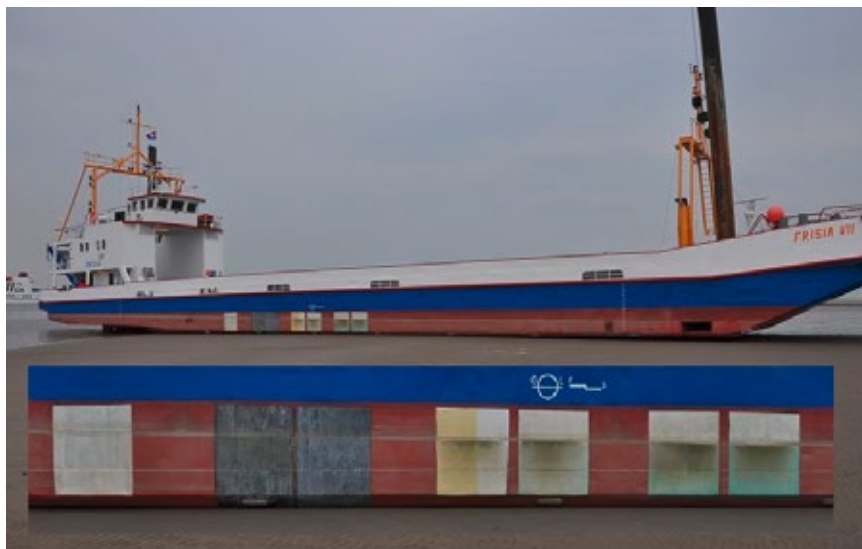


Abbildung 15: Die FRISIA VII mit sieben Testflächen vom IFAM, Momentive und Universität Paderborn bei einer Inspektion bei Tideniedrigwasser am Strand von Norderney am 3. Juni 2017.

Anfang Mai 2017 wurden sieben Testflächen mittschiffs auf der Steuerbordseite der FRISIA VII appliziert. Einen Monat später konnte das Schiff bei Tideniedrigwasser am Strand von Norderney inspiziert werden, da sich ein Fischernetz im Bugstrahlruder des

Schiffes verfangen hatte und entfernt werden musste (Abb. 15). Die Testflächen wiesen zu diesem Zeitpunkt noch wenig Bewuchs auf, aber dennoch traten bereits Unterschiede in der Bedeckung mit juvenilen Seepocken auf.

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen von Foulprotect ist die Wirksamkeit der entwickelten Beschichtungssysteme mittels Freilandauslagerungen vor Norderney und auf Schiffen der Reederei AG Norden-Frisia und des BSH nachgewiesen worden. Einige der entwickelten Beschichtungssysteme weisen nach einer Auslagerungsperiode von mindestens 12 Monaten und verwendeten Reinigungsprozess, welcher ebenfalls Stand der Entwicklung war, einen maximalen Bewuchsgrad von 20% auf der Auslagerungsfläche auf.

Der Reinigungsaufwand wurde nach der Häufigkeit und Zeitdauer beurteilt. Die Anzahl an Reinigungsintervallen ist innerhalb einer Auslagerungsperiode (12 Monaten) nicht höher als 4 und für die Reinigung der Proben wurde ein Zeitlimit von 1 Minute pro Quadratmeter gesetzt. Die erwarteten neuen Erkenntnisse und Verfahren zur schonenden Reinigung der Schiffskörperoberfläche werden dieser Technologie neue Möglichkeiten eröffnen und für die beteiligten Firmen neue Geschäftsmöglichkeiten schaffen.

Die Materialkosten der Entwicklungssysteme überschreiten die Kostengrenze von 150 €/L nicht und sind zu möglichen Marktprodukten mit einer Standzeit von 5 Jahren wettbewerbsfähig zu bleiben. In Abbildung 16 sind die Kosten und Einsparungsmöglichkeiten der Fouling Release Beschichtung nach 10 Jahre inklusive den Verbrauchersparnissen von 2,5%, 5% und 10% im Vergleich zum aktuellem biozidhaltigen System dargestellt.

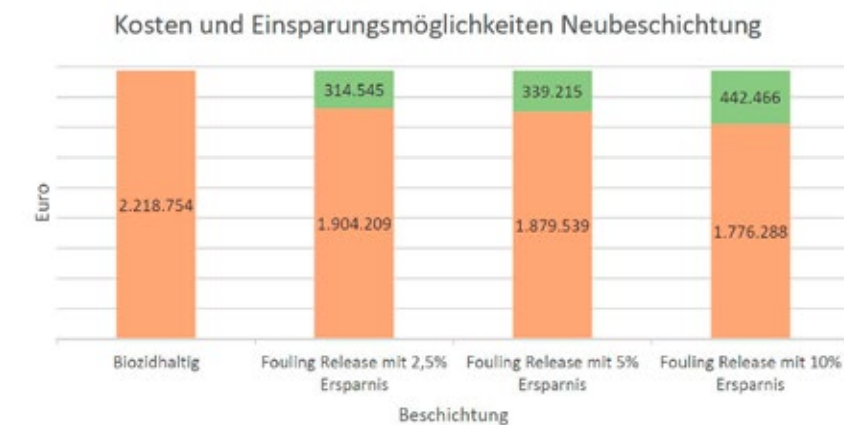


Abbildung 16: Kosten und Einsparungsmöglichkeiten biozidfreie Neubeschichtung

DANKSAGUNG

Die Autoren sprechen im Namen des Foulprotect-Konsortiums ihren Dank für die Förderung des Projektes durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aus. Ebenso gilt dem Projektträger Jülich unser Dank für die gute administrative Betreuung von Foulprotect.

PROJEKTPARTNER

Am Foulprotect-Projekt waren beteiligt: AG Reederei Norden-Frisia, Dr. Brill + Dr. Steinmann, Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung, Limno-Mar, Momentive Performance Materials GmbH, Muehlhahn Deutschland GmbH, NORD-SEETAUCHER GmbH, Salzgitter Mannesmann Line Pipe GmbH, Universitäten Duisburg-Essen und Paderborn sowie die assoziierten Industriepartner: Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie, German DRYDOCKS GmbH & Co. KG, Ginco Holding GmbH & Co. KG und Mankiewicz Gebr. & Co.

LITERATUR

- [1] I. Eshet, V. Freger, R. Kasher, M. Herzberg, J. Lei, M. Ulbricht, Chemical and physical factors in design of antibiofouling polymer coatings, *Biomacromolecules* 2011, 12, 2681-2685.
- [2] Sand, W.; Die Bedeutung der reduzierten Schwefelsäureverbindungen, Schwefelwasserstoff, Thiosulfat und Methylmercaptan für die biogene Schwefelsäurekorrosion durch Thiobazillen; *Wasser und Boden* 5 (1987) S. 237-241
- [3] Preconference tutorial: Fundamentals in marine coatings. Erik Risberg, *Marine coatings conference* 2012.
- [4] Watermann et al. *Ship & Offshore*, Juni, 2012
- [5] Gehrke, T., Sand, W. 2003. Microbially influenced corrosion of steel in aqueous environments. *Reviews in Environmental Science and Bio/Technology* 2: 169-176
- [6] M. Widrat, Bachelorarbeit zu wirtschaftliche Betrachtung einer biozidfreien Beschichtung im Schiffbau, Februar 2017

WHR-MARINE –

RESTWÄRMENUTZUNG BEI SCHIFFSANTRIEBEN

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX368A/B

M. SC. MATHIAS MÜLLER (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH)
DR.-ING. GERALD FAST (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH)
DR.-ING. PHILIPPE GORSE (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH)
DIPL.-ING. JENS-PATRICK SPRINGER (ORCAN ENERGY AG)
DR.-ING. ANDREAS SCHUSTER (ORCAN ENERGY AG)

KURZFASSUNG

Das Verbundprojekt WHR-Marine zeigt die Nutzung der Restwärme von schnelllaufenden Motoren der MTU Friedrichshafen GmbH mittels der ORC-Technologie (Organic Rankine Cycle) der Orcan Energy AG für die Schiffsanwendung auf.

Im Vorhaben wurden die zielführenden Anwendungen mit Blick auf Marktzugang und Wirtschaftlichkeit identifiziert und typische Randbedingungen für die Abwärmenutzung mittels ORC-Technologie spezifiziert. Auf Basis der Orcan Technologie zur Abwärmenutzung für stationäre Gasmotoren wurde ein Konzept zur Übertragbarkeit und Integration auf Schiffsanwendungen erarbeitet. Meilensteine im Vorhaben waren die Qualifizierung des ORC-Systems für marine Anforderungen, die Leistungsskalierung der Technologie für Motoren der MTU Baureihe 4000 (1 bis 3 MW Antriebsleistung) sowie die Erzielung einer signifikanten Leistungssteigerung bzw. Kraftstoffeinsparung unter Berücksichtigung der Systemkosten.

Für die Validierung des zielführenden Konzepts wurde ein Versuchsträger an einem MTU Prüfstand bestehend aus einem Funktionsmuster eines ORC-Systems von Orcan und einem MTU Motor Baureihe 4000 aufgebaut. Um zukünftigen Emissionsgesetzgebungen (z. B. EU 2016/1628 (Stufe V)) Rechnung zu tragen, wurde der Motor durch ein hochmodernes Abgasnachbehandlungssystem bestehend aus Dieselpartikelfilter (DPF) und einer SCR-Anlage zur Reduktion der Stickoxidemissionen ausgestattet. Für die referenzierte Schiffsanwendung konnte eine Kraftstoffeinsparung von 5 % im repräsentativen Auslegungspunkt aufgezeigt werden.

EINLEITUNG

Zur Erreichung der vereinbarten Klimaziele von Paris ist es unausweichlich, den Wirkungsgrad von Schiffsantrieben zu maximieren. Neben der Verwendung von verflüssigtem Erdgas (LNG), der Elektrifizierung der Antriebe und der Optimierung der Betriebsstrategien ist die Umwandlung der Abwärme der Motoren in elektrische oder mechanische Energie ein vielversprechender Pfad. Diese Form der Energieumwandlung ist in erster Näherung unab-

hängig vom Kraftstoff und ist damit für alle modernen Schiffsmotoren geeignet, die entweder mit Dieselmotoren oder LNG befeuert werden.

Ziel des Vorhabens WHR-Marine ist daher die Einsparung von CO₂-Emissionen bzw. Kraftstoff durch die Nutzung der Wärmeenergie von Abgas und Motorkühlwasserwärme mittels Dampfkraftprozess nach dem Prinzip des Organic Rankine Cycle (ORC), Abbildung 1. Da hierdurch die Nutzleistung der Antriebsanlage erhöht wird, wird gleichzeitig der spezifische Ausstoß von Schadstoffen wie Stickoxiden und Partikel reduziert. Zur Erreichung des Ziels soll die ORC-Technologie stationärer Anlagen im kleinen Leistungsbereich (20 kW) auf mobile Schiffsantriebe (bis zu 100 kW) skaliert werden.

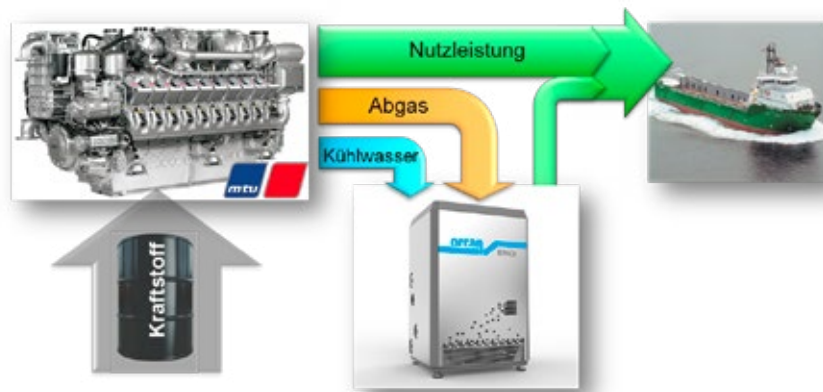


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Abwärmenutzung von Orcan an einem MTU Motor

Das Fördervorhaben wurde als Verbundpartnerschaft von der MTU Friedrichshafen GmbH (MTU) und der Orcan Energy AG (Orcan) durchgeführt. MTU als Kernmarke der Rolls-Royce Power Systems AG gehört zu den weltweit führenden Anbietern von Motoren und Antriebssystemen für Anwendungen im Off-Highway Bereich, sowie dezentraler Energieanlagen mit Diesel- und Gasmotoren bis 10.000 kW. Im Rahmen des Green- und Hightech-Programms, zu welchem auch das Projekt WHR-Marine gehört, wird daran gearbeitet wie Antriebssysteme emissionsärmer, effizienter und nachhaltiger werden können. Orcan ist weltweit führend im Bereich der ORC-Technologie bei kleinen Leistungsbereichen. Die patentierte Technologie ermöglicht es Abwärme zur Stromerzeugung intelligent zu nutzen und so die Energie- und Kosteneffizienz vieler Anlagen deutlich zu verbessern.

VORGEHENSWEISE

Für die Erschließung der ORC-Technologie in Schiffsanwendungen mit schnelllaufenden Motoren wurden die technischen Merkmale von stationären ORC-Anlagen erstmalig für den Einsatz auf Schiffen getestet. Durch geeignete Modularisierung sollte nachgewiesen werden, dass die Leistung von kleinen ORC-Anlagen für Industriewärmenutzung und BHKW-Anwendungen auf die Zielanwendung skaliert werden kann. Abbildung 2 visualisiert den Transfer der ORC-Technologie aus stationären Anwendungen in die Marine-Anwendung.

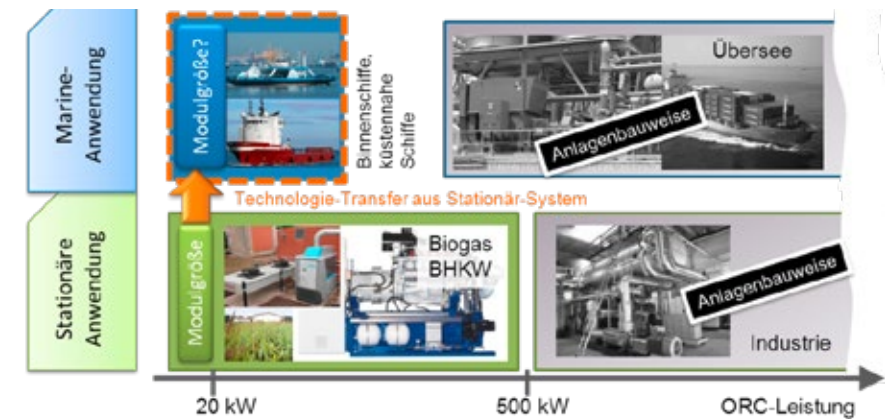


Abbildung 2: ORC-Technologie-Transfer auf Schiffsanwendungen mit schnelllaufenden Motoren

Aus den Vorhabenszielen wurden die Themenschwerpunkte in Arbeitspakete (AP) überführt. Abbildung 3 veranschaulicht die Aufstellung der Arbeitspakete über den Projektzeitplan.

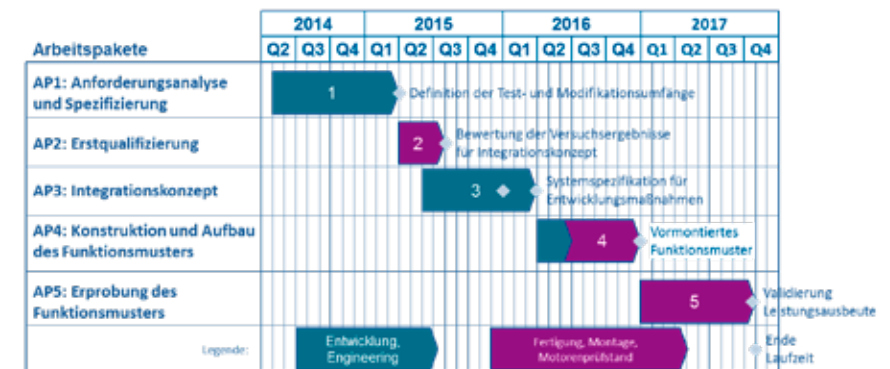


Abbildung 3: Arbeitspakete und Zeitplan im Vorhaben WHR-Marine

Das Projekt bestand aus fünf wesentlichen Meilensteinen, die hier kurz vorgestellt werden:

- 1. Definition der Test und Modifikationsumfänge: Im Rahmen einer Marktanalyse wurden die potentiellen Zielanwendungen für Schiffsantriebe identifiziert und daraus die Randbedingungen für das ORC-System spezifiziert.
- 2. Bewertung der Versuchsergebnisse für Integrationskonzept: Die Ergebnisse der Erstqualifizierung am Prüfstand sind in die Weiterentwicklung des Integrationskonzepts eingegangen.
- 3. Systemspezifikation für Entwicklungsmaßnahmen: Im Integrationskonzept wurde die Architektur des ORC-Systems unter Berücksichtigung der Randbedingungen auf dem Schiff bestimmt. Als herausfordernd ist das Spannungsdreieck von Sicherheit, Kosten und Effizienz hervorzuheben.

- › 4. Vormontiertes Funktionsmuster: Nach Auslegungs-, Konstruktions- und Beschaffungsphase konnte das ORC-Funktionsmuster aufgebaut werden.
- › 5. Validierung der Leistungsausbeute¹⁾: Mit der Umsetzung des Systemkonzepts in ein Funktionsmuster sollten in der Erprobung in erster Linie die Leistungsziele dargestellt werden.

Die Technologie: Organic-Rankine-Cycle

Der Organic-Rankine-Cycle ist ein Dampfkreisprozess unter Verwendung eines organischen Arbeitsmediums. Als Arbeitsmedium wird in ORC-Prozessen ein Kohlenwasserstoff verwendet, da sich diese durch hohe Dampfdrücke bei moderaten Temperaturen auszeichnen. Damit eignet sich der ORC sehr gut zur Nutzung von Abwärmequellen, da Wärme bereits bei niedrigen Wärmequellentemperaturen genutzt werden kann.

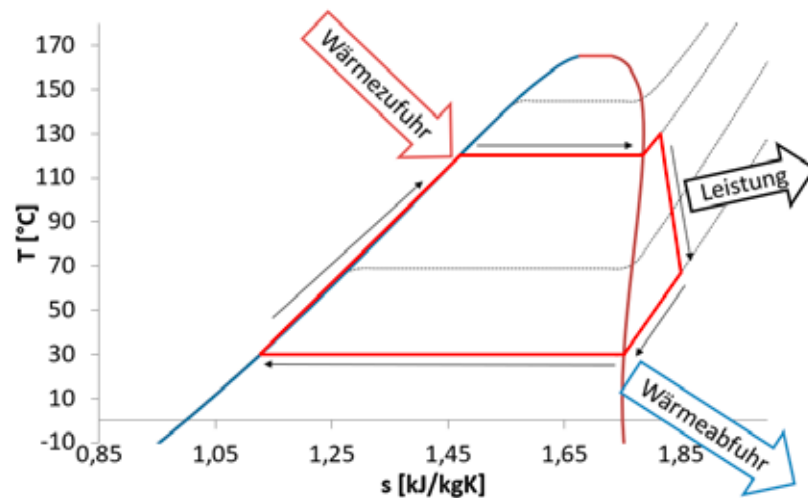


Abbildung 4: T-s-Diagramm für ORC-Prozess

Wie in jedem Dampfkraftprozess wird dem Arbeitsmedium bei hohem Druck Wärme zur Verdampfung zugeführt, in einer Expansionsmaschine unter Energieabgabe expandiert und bei niedrigen Druck und Temperatur die Wärme zur Kondensation wieder abgeführt. Die für diesen Prozess essentiellen Komponenten beschreibt Abbildung 5:

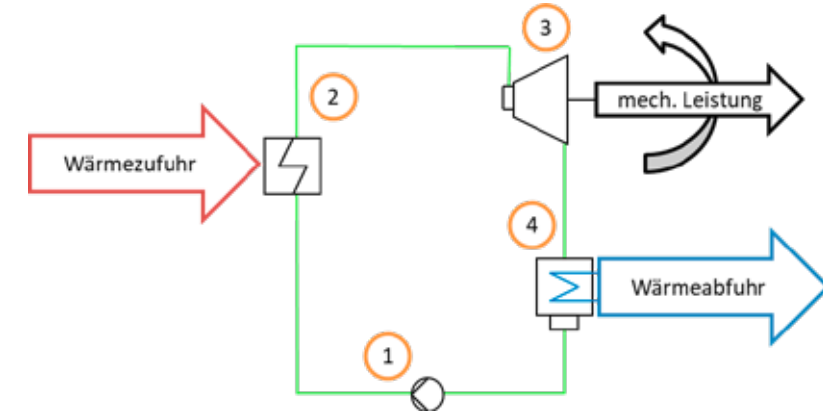


Abbildung 5: ORC-System (vereinfacht)

Das flüssige Arbeitsmedium wird durch die Speisepumpe (1) auf hohen Druck gebracht und in den Verdampfer (2) gefördert. Im Verdampfer wird durch die Zufuhr von Wärme das Arbeitsmedium verdampft. Das dampfförmige Medium bei hohem Druck und hoher Temperatur treibt nun die Expansionsmaschine (3) an. Nach der Expansion liegt das Medium gasförmig bei niedrigem Druck vor. Im Kondensator (4) wird das Medium unter Wärmeabgabe verflüssigt und wieder der Speisepumpe zugeführt.

Die mechanische Wellenleistung an der Expansionsmaschine kann auf unterschiedliche Arten genutzt werden. Es kann z. B. ein Generator zur Erzeugung von elektrischem Strom angeschlossen werden oder die Leistung direkt als mechanische Nutzleistung weiterverwendet werden.

IDENTIFIKATION DER ZIELANWENDUNG

Zur Analyse der Anforderungen aus der Schiffsanwendung wurden technische Randbedingungen wie Lastprofile, Wärmequellen, Temperaturniveaus, das Vorhandensein von Abgasnachbehandlungssystemen, Bauraumbegrenzungen, Lage-Änderungen als auch Vorgaben durch Regelwerke in Betracht gezogen, um die Voraussetzungen für die Installation einer ORC-Anlage an Bord zu klären.

Die Integration einer ORC-Anlage auf dem Schiff ist nur dann zielführend, wenn die Anwendung ein geeignetes Lastprofil aufweist. Berücksichtigt wurden deshalb nur Anwendungen, die einen hohen Auslastungsgrad und Lastfaktor aufweisen, d. h. möglichst hohe jährliche Betriebsstunden bei durchschnittlich hohen Motorleistungen. Abbildung 6 zeigt die Lastprofile relevanter Schiffe mit MTU-Antrieb bzw. Bordstrom-Generatoren. Die zugehörigen thermischen Motoreigenschaften wurden aus vorhandenen Prüfstandsmessungen aufbereitet und die zu erwartenden ORC-Leistungen simuliert.

¹⁾ Definition Leistungsausbeute: Verhältnis der ORC-Netto-Leistung zur Motorleistung
Definition ORC-Netto-Leistung: ORC-Leistung nach Abzug von Nebenverbrauchern und Berücksichtigung der Wirkungsgradkette zur Leistungsübertragung.

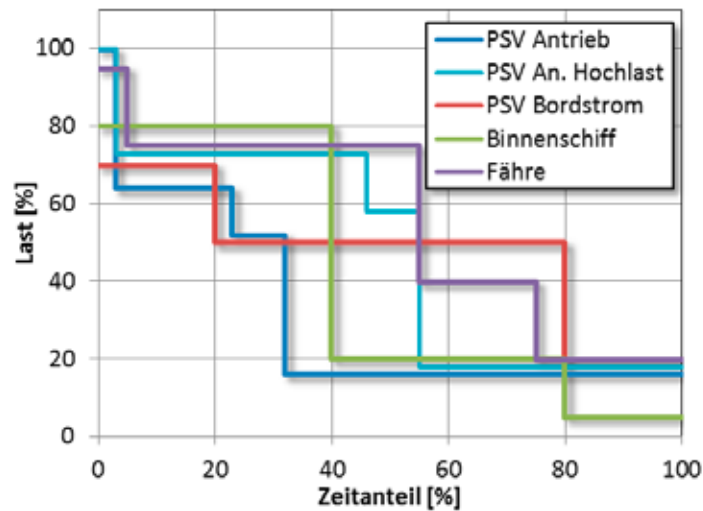


Abbildung 6: Relevante MTU-Schiffslastprofile (PSV Antrieb: Plattform Supply Vessel; PSV An. Hochlast: Plattform Supply Vessel mit hoher Auslastung; PSV Bordstrom: Aggregat zur Bordstromversorgung)

Zur ganzheitlichen Betrachtung der Entwicklung eines ORC-Systems für den MTU-Leistungsbereich wurden die Anforderungen auch für Lösungen in stationären Anwendungen (PowerGen) spezifiziert. Dies ermöglicht die Hebung von Synergieeffekten bei der Markterschließung. Aus der gemeinsamen Betrachtung mobiler und stationärer Anwendungen kann ein Wärmeangebot von 300 bis 1000 kW Abgasleistung abgeleitet werden (Abbildung 7).

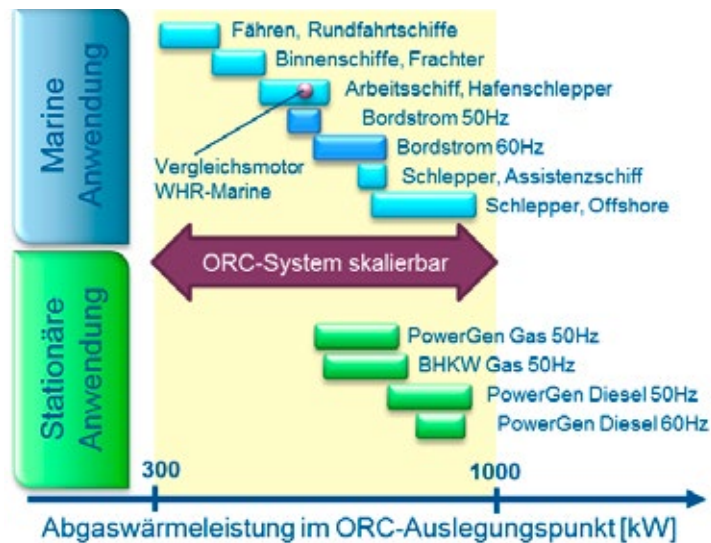


Abbildung 7: Wärmeangebot relevanter MTU-Anwendungen

Für die Dimensionierung und Auslegung des ORC-Systems wurde als Vergleichsmotor der 12V4000M63 (Nennleistung: 1.500 kW bei 1800 min⁻¹) als repräsentative Referenzanwendung wesentlicher kommerzieller Marine-Anwendungen herangezogen.

ORC-SYSTEMKONZEPT

Basierend auf den entwickelten Anforderungen der Arbeitspakete 1 und 2 an ein ORC-System für die Anwendung auf Schiffen wurden technische und wirtschaftliche Kriterien abgeleitet, nach denen ein Konzept entwickelt und beurteilt werden sollte.

Hauptziel war die Erreichung einer Leistungsausbeute von 5 %. Neben diesem Hauptziel wurden folgende, weitere Kriterien bei der Entwicklung des Konzeptes berücksichtigt:

- › Wirtschaftliche Systemkosten
- › Gewicht- und Bauraumanforderungen in Schiffsanwendungen
- › Dynamischer Betrieb mit Verbrennungsmotoren
- › Anlagensicherheit und Umwelteinflüsse
- › Skalierbarkeit auf unterschiedliche Motorengrößen

Die Motoren der oben betrachteten Anwendungen werden nicht ausschließlich unter Nennlast betrieben. Daher stellt ein Motorlastpunkt von 75% für den Vergleichsmotor einen sinnvollen Kompromiss zwischen Leistung und Systemkosten zur Auslegung des ORC-Systems dar. Dieser Punkt wird im Folgenden Auslegungspunkt genannt.

Aus diesen Kriterien und Vorgaben wurden Verschaltungsoptionen des ORC-Systems entwickelt. Nach Abwägung hinsichtlich der Erfüllung der Kriterien wurde für die Schiffsanwendung die Verschaltung nach Abbildung 8 definiert.

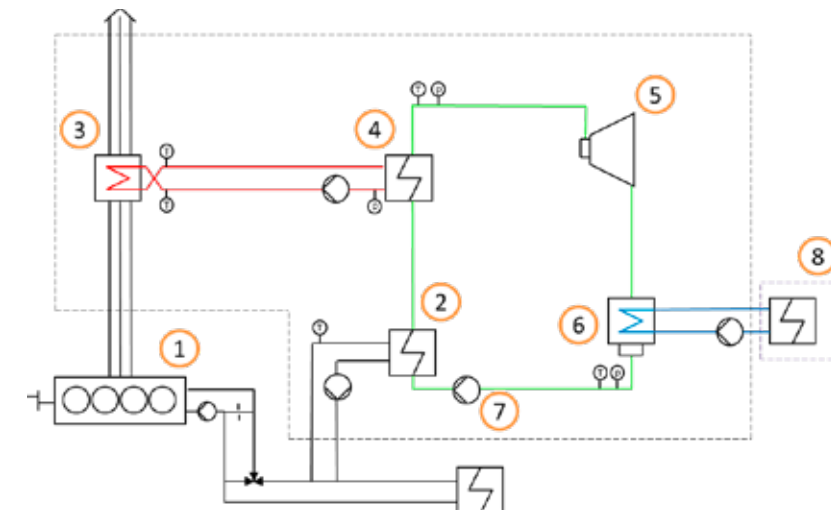


Abbildung 8: Verschaltungskonzept für Marineanwendung

Die Abwärme des Verbrennungsmotors (1) kann gebunden im Motorkühlwasser und im Abgas genutzt werden. Die Wärme des Motorkühlwassers wird im Vorwärmer (2) dem Prozess zugeführt. Im Abgaswärmeübertrager (3) wird die im Abgas gebundene Wärme an einen Heißwasserkreis übertragen. Dieser Kreis transportiert die Wärme zum Verdampfer (4). Wie zuvor beschrieben wird der Hochdruckdampf in der Expansionsmaschine (5) genutzt. Nach der Expansion wird das Arbeitsmedium im Kondensator (6) verflüssigt, bevor es der Speisepumpe (7) zugeführt wird. Der Kondensator wird über einen Wasserkreis von einem schiffseitigen Seewasserkühler gekühlt.

Je nach Anwendungsfall wird die Leistung des ORC-Systems auf Schiffen entweder als elektrische Leistung oder als mechanische Leistung benötigt.

Hat ein Schiff einen hohen elektrischen Bedarf, so bietet es sich an die mechanische Leistung durch einen Generator und eine nachgeschaltete Leistungselektronik (Frequenzumrichter) einem Bordnetz zuzufügen.

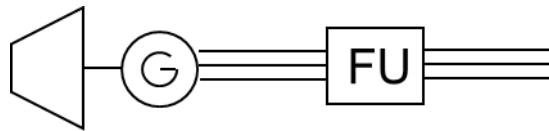


Abbildung 9: Leistungseinkopplung über Generator und Frequenzumrichter

Wird an Bord eines Schiffes nur wenig elektrische Energie benötigt, so empfiehlt es sich die mechanische Leistung der Antriebswelle des Schiffes zur Verfügung zu stellen. So kann die mechanische Leistung des ORC-Systems direkt für den Vortrieb des Schiffes genutzt werden und somit Kraftstoff eingespart werden. Dazu kann die Welle der Expansionsmaschine über ein Getriebe zur Drehzahlanpassung mit dem Kurbeltrieb des Verbrennungsmotors verbunden werden.

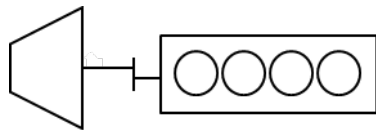


Abbildung 10: Mechanische Einkopplung über Getriebe

Um ein möglichst weiten Anwendungsbereich von ORC-Systemen auf Schiffen zu nutzen, muss die Konzeption so gestaltet werden, dass sowohl die Erzeugung elektrischer Energie als auch mechanischer Energie durch eine einfache Variantenbildung möglich sein muss.

BEWERTUNG DER ZULASSUNGSKRITERIEN FÜR DIE MARITIME ANWENDUNG

Um die Eignung für eine Schiffszulassung zu bewerten und um mögliche Zusatzmaßnahmen bei Design und Erprobung des ORC-Funktionsmusters im Projekt WHR-Marine zu

berücksichtigen, wurde das Konzept aus Motor und ORC-System gemeinsam mit der Klassegesellschaft DNV-GL diskutiert. Die wesentlichen Ergebnisse der Diskussion werden im Folgenden vorgestellt.

Das ORC-System ist der Abgasnachbehandlung des Motors nachgeschaltet, sodass die Emissionseinhaltung nach IMO gewährleistet bleibt. Das ORC-System wird als „nicht wesentlich“ für den Schiffsantrieb eingestuft, da es vom Antrieb trennbar ist und den Motorbetrieb nicht gefährdet. Ein System gilt allgemein als „nicht wesentlich“, sofern es die drei Punkte „propulsion“ (Antrieb), „steering“ (Manövrierfähigkeit) und „fire safety“ (Brand-schutz, z. B. Löscheinrichtungen) eines Schiffes nicht beeinflusst. Damit reduzieren sich die Qualitätsanforderungen an die technische Umsetzung erheblich (z. B. niedrigere Rohrklasse, keine Redundanz von Pumpenantrieben). Das ORC-System muss lediglich den Anforderungen des Brandschutzes (SOLAS) sowie der Eigensicherheit unter Schiffsbedingungen (z. B. Umgebungsluft bis 45°C, Schiffsneigung) genügen.

Auf Basis des erarbeiteten Konzeptes wurde für die Anwendung auf dem Schiff die mechanische Leistungseinkopplung näher betrachtet. Bei der Verwendung eines Riementriebs ist sicherzustellen, dass ein Versagen des Riemens zu keinen Motorschäden führen kann. Für den Fall eines Motor-Lastabwurfs bzw. -Notstopps ist eine Erkennung und Kommunikation zur Steuerung des ORC-Systems vorzusehen, sodass kein ungewollter Schiffs-vorschub bestehen kann. Im Versuchsbetrieb konnte diese Funktionalität mittels Triggerung auf die Motormomentsollwerte erfolgreich nachgewiesen werden.

Auf bestehende Motor-Typzulassungen gibt es keine Auswirkung, da keine Veränderungen am Grundmotor vorgenommen werden. Für die Leistungseinkopplung am Motor gelten die selbigen Regelungen wie für Nebenabtriebe der Schiffsinfrastruktur. Für Motor-Neuzulassungen mit ORC-System ist die zusätzliche Leistung in den Abnahmetests zu berücksichtigen.

Eine Berücksichtigung der ORC-Leistung zur Emissionszertifizierung muss anwendungsspezifisch bewertet werden, da die Emissionsgesetzgebungen eine differenzierte Betrachtung von Motor und zusätzlichen Systemen zur Energiebereitstellung notwendig machen. Im Einzelfall kann das ORC-System damit Bestandteil des zertifizierten Umfangs werden, womit die Anforderungen für emissionsrelevante Bauteile (vergleichbar Abgasnachbehandlung) Gültigkeit erlangen.

Für die Option der elektrischen ORC-Einspeisung in das Bordnetz sind Komponenten für die Seewasser-Verwendung auszuwählen. Es gilt die Einhaltung der „Environmental Conditions“ (EMV, Vibration, Feuchtwärme, Funken-Potenzial, etc.).

UMSETZUNG UND ERPROBUNG DES ORC-FUNKTIONSMUSTERS

Im folgenden Abschnitt werden wesentliche Ergebnisse des Erprobungsträgers aus ORC-Funktionsmuster und einem BR4000 Versuchsmotor aufgezeigt. Basis für die dargestellten Versuchsergebnisse sind die vorangegangenen Arbeitspakete zur Erst-

qualifizierung, Konzept-Design und Konstruktion, auf deren Darstellung hier nur eingeschränkt eingegangen wird.

Das definierte technische Konzept wurde durch die Auslegung des Systems und die Auswahl der benötigten Komponenten in ein Funktionsmuster weiterentwickelt. Das Funktionsmuster wurde dabei so ausgeführt, dass beide in der marinen Anwendung relevanten Arten der Leistungseinkopplung (mechanisch und elektrisch) getestet werden konnten.



Abbildung 11: ORC-System (Funktionsmuster) nach Montage

Abbildung 11 zeigt das Funktionsmuster. Dieses beinhaltet die Hauptkomponenten wie in Abbildung 8 dargestellt exklusive des Abgaswärmeübertrager, der in den Abgasstrang des Motors integriert und über eine Heißwasserverrohrung an das Funktionsmuster angeschlossen wird. Ebenfalls extern befindet sich die Expansionsmaschine zur mechanischen Einkopplung. Diese wird direkt an den Verbrennungsmotor montiert (Abbildung 12). Die Expansionsmaschine zur elektrischen Einspeisung ist enthalten.

Für die Erprobung in Arbeitspaket 5 wurden die Prüflinge bestehend aus Versuchsmotor, Abgasnachbehandlung und ORC-System am Versuchsprüfstand bei MTU aufgebaut. Das ORC-Funktionsmuster wurde an den Motor und in die Prüfstandinfrastruktur integriert. Die Rückführung der ORC-Leistung wurde über elektrische Rückspeisung an das Stromnetz und über die mechanische Einkopplung an den Motor realisiert. Die Abbildung 12 zeigt den Versuchsaufbau der Anordnung aus Motor, ORC-Modul (mit elektrischer Expander-Generator-Einheit) und der externen Anbindung des Expanders zur mechanischen Einkopplung.



Abbildung 12: Versuchsaufbau ORC-Funktionsmuster mit mechanischer Einkopplung

UMSETZUNG DER MECHANISCHEN LEISTUNGSEINKOPPLUNG

Die Auslegung der Komponenten zur Leistungsübertragung wurde von den zu erwartenden Betriebsbedingungen und den motorischen Randbedingungen, insbesondere der Dreh-schwingungsanregung, bestimmt. Abbildung 13 zeigt den Aufbau und Integration der Übertragungskette am Versuchsmotor. Während Warmlaufphasen, Motor-Leerlauf, oder Stopp-Manövern wird keine ORC-Leistung abgegeben und der Riementrieb vom Motor geschleppt. Der Expander ist dann über einen Freilauf entkoppelt (Freilaufbetrieb). Nach Betriebsbereitschaft des ORC-Systems wird der Expander über den ORC-Prozess angetrieben und Leistung über den Riementrieb und Motorräderkasten auf die Kurbelwelle übertragen.

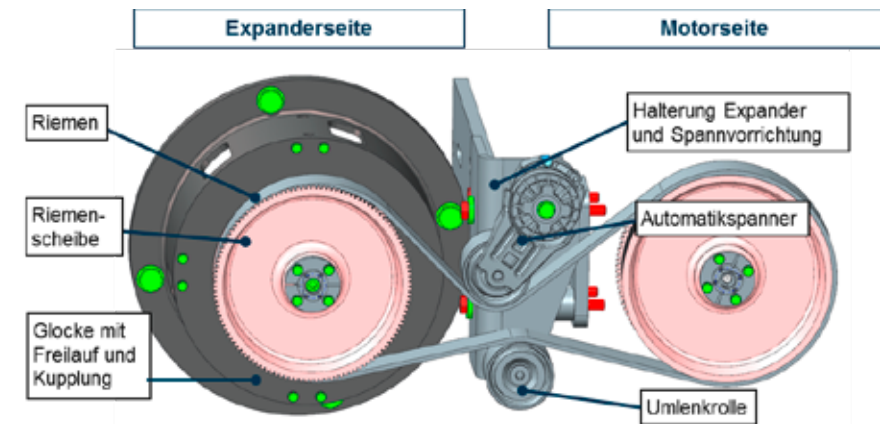


Abbildung 13: Mechanische Leistungseinkopplung

PERFORMANCE AM PRÜFSTAND

Innerhalb des Arbeitspaketes 5 wurde das Funktionsmuster auf dem Teststand einem definierten Testprogramm unterzogen. Neben funktionalen Tests umfasste das Programm Leistungsmessungen zur mechanischen und elektrischen Einkopplung unter Variation unter-

schiedlicher Einflussparameter. Weiter wurde das System in einem weiten Motorkennfeld zur Beurteilung der Skalierbarkeit der Konzeptlösung auf unterschiedliche Motoren und Anwendungen vermessen.

Da der Fokus der Leistungseinkopplung in der Referenzanwendung auf der mechanischen Einkopplung liegt, werden im Folgenden die Ergebnisse zu den Hauptzielen Leistungsausbeute bei mechanischer Einkopplung und dynamischen Betriebsverhalten beschrieben.

› A) Leistung bei mechanischer Einkopplung

Die Bewertung soll am ORC-Auslegungspunkt (75%Lastpunkt 12V4000M63) erfolgen. Dieser Betriebspunkt entspricht dem Lastpunkt E3-2 des E3 Emissionszyklus nach ISO 8178-4 für hoch beanspruchte Motoren für den Schiffshauptantrieb. Neben dem Auslegungspunkt wurden die weiteren Lastpunkte (E3-1 bis E3-4) des Zyklus zur Bewertung der Anlagenperformance in unterschiedlichen Leistungsbereichen vermessen und die gemittelte Leistung anhand der Zyklusvorgabe ermittelt.

Tabelle 1: Lastpunkte des E3-Emissionszyklus für 12V4000M63

		E3-1	E3-2	E3-3	E3-4
Motorlast	[%]	100	75	50	25
Drehzahl	[rpm]	1800	1635	1429	1134
Motorleistung	[kW]	1.500	1.125	750	375
Abgasmassenstrom	[kg/s]	2,70	2,05	1,74	0,89
Abgastemperatur	[°C]	368	387	336	285
Gewichtung Zyklus	[%]	20	50	15	15

Aus der Leistung im Auslegungspunkt und der angestrebten Leistungsausbeute von 5 % kann eine Ziel-Nettoleistung für das ORC-System bestimmt werden.

Tabelle 2: Zielwerte E3-2

Auslegungspunkt E3-2	
Motorleistung	1.125 kW
Ziel-Leistungsausbeute ORC	5 %
Ziel-Nettoleistung ORC	56,3 kW

Zur Bestimmung der Nettoleistung wurde die Bruttoleistung an der Welle der mechanischen Einkopplung auf Motorseite gemessen und der Wirkungsgrad des Motorrädertriebs berücksichtigt. Von der tatsächlichen Leistung an der Motorkurbelwelle wurde der elektrische Eigenverbrauch der ORC-Anlage abgezogen. Diese Leistung entspricht somit der in der Anwendung zur Verfügung stehenden Nutzleistung des Systems.

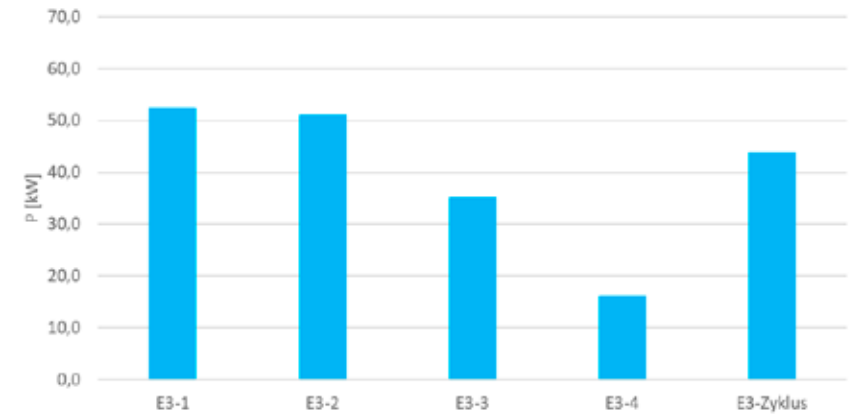


Abbildung 14: ORC-Nettoleistung (mechanische Einkopplung)

Mit steigender Motorleistung steigt auch die für den ORC zur Verfügung stehende Abwärme. Somit steigt auch die Nettoleistung des ORCs bei steigender Motorleistung. Da das System auf den E3-2-Punkt ausgelegt wurde, sind die Leistungsteigerungen zum Volllastpunkt (E3-1) geringer als zwischen den Teillastpunkten. Grund ist die maximal zuführbare Wärmeleistung im bestehenden System, das auf den Lastpunkt E3-2 ausgelegt wurde und somit die zusätzliche Wärmeleistung des E3-1 nicht vollständig genutzt werden kann.

Abbildung 15 zeigt anhand der Messergebnisse im Auslegungspunkt E3-2 die Erreichung des 5 %-Zieles:

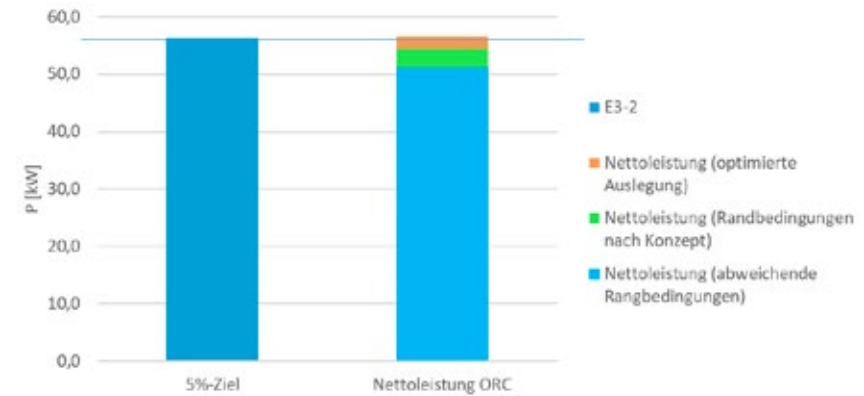


Abbildung 15: Darstellung von erreichter Leistung zu absoluten Projektzielen

Es muss berücksichtigt werden, dass es zwischen den definierten Randbedingungen des Konzepts und den tatsächlichen Randbedingungen im Testbetrieb Abweichungen gab, die das Ergebnis negativ beeinflussten. Es war jedoch möglich diese Einflüsse durch simulative Ergebnisse zu korrigieren (siehe „Randbedingungen nach Konzept“), sodass die Randbedingungen des Konzepts berücksichtigt werden konnten.

Weiter konnte durch die Testergebnisse eine Optimierung der Auslegung des Systems durchgeführt werden. Es ist somit eine weitere Leistungssteigerung bei gleichbleibenden Randbedingungen möglich, die die Leistungsausbeute entsprechend der Zielvorgabe erreicht.

► B) Anlagenverhalten bei dynamischen Betrieb

Das Ziel war es nachzuweisen, dass der ORC mit mechanischer Einspeisung in einem der Realität nachempfundenen, dynamischen Fahrprofil betrieben werden kann. Es soll gezeigt werden, dass ein stabiler, dauerhafter Betrieb (bei hinreichender Wärmezufuhr) sichergestellt werden kann.

Zur Simulation eines realitätsnahen Fahrprofils wurde das sogenannte „generische Lastprofil“ verwendet. Dieses Fahrprofil ist dem Betriebsprofil relevanter Anwendungen für ORC-Systeme in der kommerziellen Marine nachempfunden.

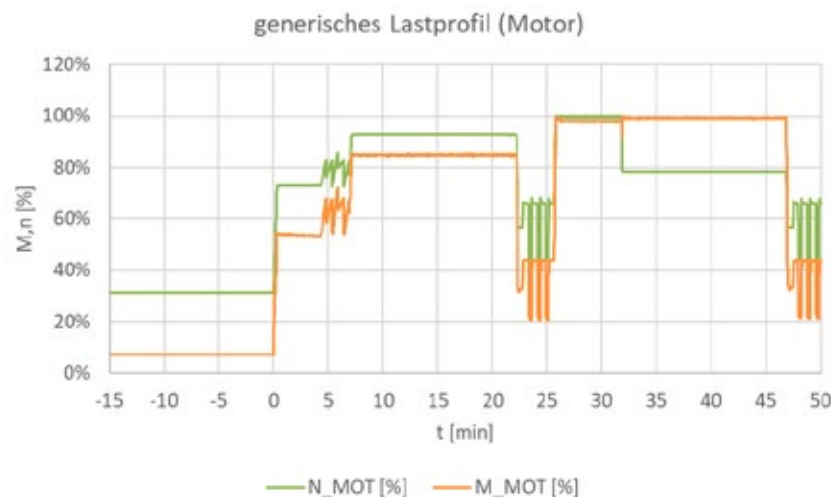


Abbildung 16: Motormoment- und Drehzahlverlauf im generischen Lastprofil

Man sieht, dass sich nach sehr kurzer Startphase der ORC zuschaltet und Leistung an den Kurbeltrieb des Motors liefert (Abbildung 17).

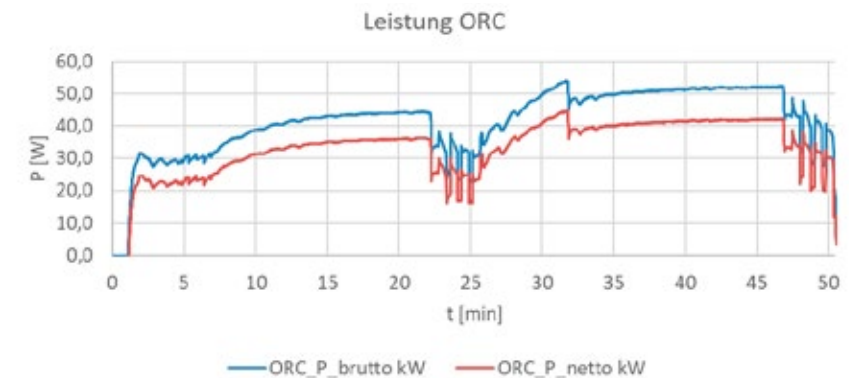


Abbildung 17: ORC-Leistung im generischen Lastprofil

Nach dem Start folgt die Leistung bei stationären Motorbetriebspunkten der Aufheizkurve des Heißwasserzwischenkreises.

Der ORC zeigt über das gesamte Lastprofil ein stabiles Betriebsverhalten. Die Wärme im Lastprofil war ausreichend, um den ORC ohne Unterbrechungen zu betreiben. Lastsprünge führten nur zu geringen und kurzfristigen Änderungen von Prozessparametern, die keinen Einfluss auf die Prozessstabilität hatten.

ZUSAMMENFASSUNG

Im Vorhaben WHR-Marine ist der Ansatz verfolgt worden die Effizienz von Antriebssystemen auf Schiffen unter Nutzung der Motor-Abwärme deutlich zu steigern. Die ORC-Technologie von Orcan konnte erfolgreich auf den zielführenden Leistungsbereich von MTU Schiffsantrieben der Baureihe 4000 übertragen werden.

Das Potenzial der Technologie wurde nach Erstqualifizierung auf maritime Anforderungen für den Einsatzbereich im Schiffsverkehr bewertet und ein ORC-Funktionsmuster für relevante Schiffsanwendungen ausgelegt. Im Integrationskonzept konnte die Übertragung und Skalierung der ORC-Technologie gezeigt und eine Steigerung der Systemeffizienz aus Motor und ORC-System für die untersuchten Anwendungen abgeleitet werden. Die effektive Kraftstoff- bzw. CO₂-Einsparung wurde anhand der charakteristischen Motorbetriebspunkte eines Arbeitsschiff-Lastprofils mit den entsprechenden Zeitanteilen ermittelt. Mit Berücksichtigung der elektrischen Nebenverbraucher sowie der Wirkungsgradkette für die Leistungseinkopplung wurde am Erprobungsträger eine Leistungsausbeute bzw. Kraftstoffeinsparung von 4,6 % im Auslegungspunkt und 4,3 % im Mittel erreicht. Weiteres Optimierungspotenzial gegenüber dem Prototypenaufbau wurde identifiziert, sodass im Auslegungspunkt der Referenzanwendung eine Leistungsausbeute von 5,0 % zu erwarten ist.

Die Ergebnisse des Erprobungsträgers finden in ersten Pilotanlagen Anwendung.

DANKSAGUNG

Das Projekt WHR-Marine bedankt sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung des Vorhabens sowie für die Betreuung durch den Projektträger Jülich (PtJ).

HTS – ENTWICKLUNG VON ENERGIEEFFIZIENTEN WÄRMEÜBER- TRAGERN FÜR SCHIFFSMOTOREN ZUR REDUKTION DES PRIMÄRENERGIEBEDARFS

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX379A

DR. BORIS KERLER (MAHLE INDUSTRIAL THERMAL SYSTEMS GMBH & CO. KG)

INDUSTRIELLER PARTNER: MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH

MOTIVATION

Primärenergieverbrauch und CO₂-Emissionen von Schiffsdieselmotoren werden u.a. entscheidend über das Thermomanagement des Motorkühlkreislafs beeinflusst. Die dort zum Einsatz kommenden Wärmeübertrager wie Ladeluft- oder Abgaskühler haben durch ihre Leistungsdichte oder Druckverlust einen wesentlichen Anteil an der Effizienz des Gesamtmotors. Die verwendeten Kühler (wie z. B. Ladeluftkühler) werden üblicherweise in Rippe-Rohr-, Paket- oder Scheibenbauweise aufgebaut (Abbildung 1). Der Wärmetransport findet dabei meistens zwischen einem gasförmigen und einem flüssigen Medium statt. Aufgrund ihres geringen Wärmeübergangs sind in der Regel die auf der Luftseite verwendeten Wellrippen (Abbildung 1) ausschlaggebend für den Austauschgrad des Kühlers – und damit für das Thermomanagement bzw. letztendlich auch für den Wirkungsgrad des Antriebstrangs.

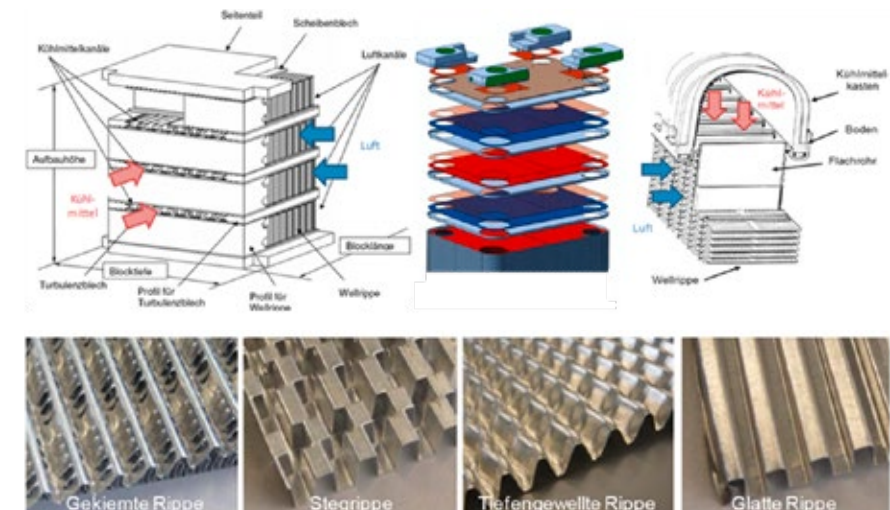


Abbildung 1: Kühler in Paket-, Scheiben- und Rippe-Rohrbauweise (oben) sowie verschiedene Wellrippenarten (unten)

STAND DER TECHNIK

Die Entwicklung von neuen Wellrippenvarianten zur Kühloptimierung und Erhöhung der Energieeffizienz von Schiffsmotoren läuft bisher nach einem kosten- und zeitintensiven Prozess ab (Abbildung 2):



Abbildung 2: Ablauf Wellrippenentwicklung nach Stand der Technik

Auf Basis von Expertenwissen werden zunächst mögliche neue Wellrippen skizziert. Mittels CFD-Simulation werden die vielversprechendsten Ansätze simuliert, wobei die Vorhersagegenauigkeit allerdings für eine konkrete Serienwerkzeugeempfehlung nicht ausreichend ist. Auf Basis der Simulationsergebnisse werden zunächst Wellrippen-Prototypenwerkzeuge beschafft, mit denen Versuchskühler aufgebaut und die zugehörige Leistungscharakteristik der Wellrippen (d.h. Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte) aufgenommen werden können. Bei Nichterfüllung der CFD-Erwartungen muss der Entwicklungsprozess mit einem weiteren Hilfswerkzeug iteriert werden, im Erfolgsfall kann das Serienwerkzeug für die neue Wellrippengeometrie ausgelöst werden. Der beträchtliche Zeit- und Kostenaufwand bei gleichzeitig hohem Erfolgsrisiko stellt damit den größten Nachteil des bisherigen Prozesses dar. Eine detaillierte Untersuchung der Auswirkung einzelner Geometrieparameter auf Leistung und Druckverlust ist mit dieser Methode ebenfalls nur schwer möglich.

ZIEL

Die zugrunde liegende Idee zur schnelleren Entwicklung von Wellrippen und damit energieeffizienteren Kühlern ist die Übertragung der Methode des High-Throughput-Screenings aus der Katalysatorentwicklung oder der pharmazeutischen Forschung. Ziel dabei ist es, über eine Vielzahl von Experimenten innerhalb kürzester Zeit den optimalen Wert eines Parameters oder Wirkstoffes zu identifizieren (z. B. Katalysatorzusammensetzung). Übertragen auf die Wellrippenentwicklung bedeutet es folgendes Vorgehen (Abbildung 3):

- › Identifikation der zu untersuchenden Wellrippenparameter
- › Rapid Prototyping der verschiedenen Wellrippenvarianten über additive Fertigungsverfahren (d.h. Selektives Laserschmelzen, „3D-Druck“)
- › Schnelle Testung einzelner Wellrippenvarianten in einem neu zu konzipierenden High-Throughput-Prüfstand

- › Messauswertung und Auswahl der für den Kühler eines jeweiligen Motors energieeffizientesten Wellrippe

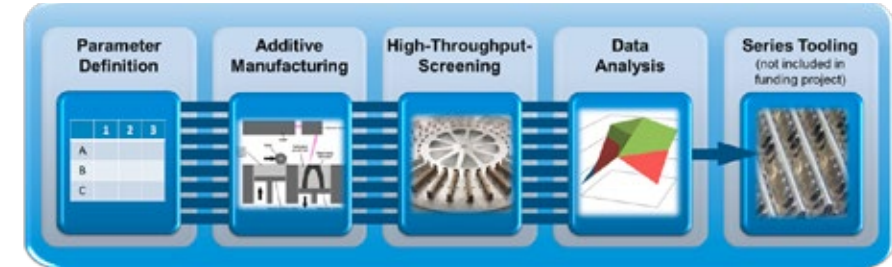


Abbildung 3: Ablauf Wellrippenentwicklung nach Stand der Technik

Ziel des Projekts ist es, mithilfe der neuen Wellrippen-Entwicklungsmethodik über eine Erhöhung der Leistungsdichte bzw. Reduktion des Druckverlusts von Ladeluftkühlern den Primärenergieverbrauch bzw. CO₂-Emissionen von Schiffsdieselmotoren zu reduzieren. Dieses soll am Beispiel eines typischen Schiffsmotors verifiziert werden. Durch eine Senkung der Austrittstemperatur am Ladeluftkühler um beispielsweise 3K wird bei einem charakteristischen Betriebspunkt eine Reduktion des Primärenergiebedarfs um 1,4 g/kWh erwartet (Ausgangswert: ~200 g/kWh), eine Verminderung des ladeluftseitigen Druckverlusts um 15% resultiert in einer Einsparung von 0,5 g/kWh.

HIGH-THROUGHPUT-MESSUNGEN

Zusammen mit der Hochschule Esslingen wird ein automatisierter High-Throughput-Prüfstand konzipiert und aufgebaut (Abbildung 4). Kernstück der Anlage sind die additiv gefertigten Wellrippen-Versuchselemente, die mittels Parallelgreifer einem Vorratsrondell entnommen und jeweils bei isothermen Randbedingungen vermessen werden. Für den relevanten Luftmassenstrom- und Reynolds-Zahlenbereich lassen sich aus den aufgenommenen Temperaturen (Genauigkeit: 0,15 K) und Druckdifferenzen (Genauigkeit: 0,5% des Messwerts) die Wärmeübergangskoeffizienten (Nusselt-Funktion) bzw. Druckverlustbeiwerte (Psi-Funktion) der Wellrippenvarianten bestimmen. Ein Standardmessprogramm aus zwölf stationären Messpunkten kann innerhalb einer Stunde abgeschlossen werden, sodass inklusive der Prüflingswechsel die Vermessung von acht Wellrippenvarianten pro Tag möglich ist.

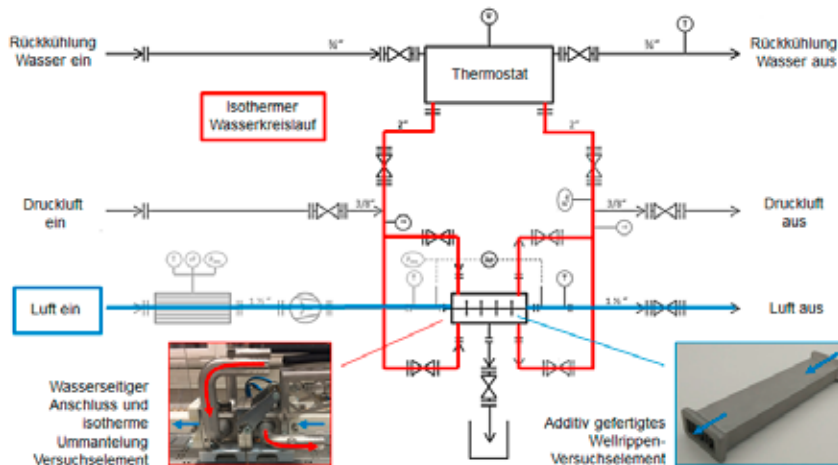
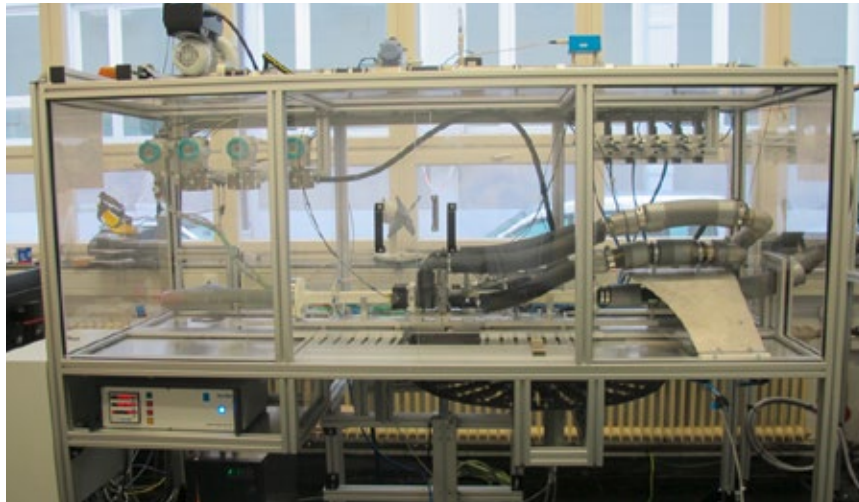


Abbildung 4: High-Throughput-Prüfstand

Die entwickelten Wellrippen-Versuchselemente bestehen aus einem Rechteckkanal ($B \times H \times L = 12 \times 30 \times 150$ mm) mit jeweils unterschiedlicher Rippenstruktur auf der Innenseite (Abbildung 5). Die Prüflinge werden mittels Selektivem Laserschmelzen („3D Druck“) aus Edelstahl 1.4404 gefertigt. Die Wandstärke der gedruckten Wellrippen entspricht mit 0,2 mm dem konventionell hergestellten Serienstand, die Porosität der Strukturen ist mit < 0,5 % vernachlässigbar. Es werden auf diese Weise über 150 Geometrievarianten relevanter Kiemen-, Steg- und tiefengewellten Wellrippen in folgenden Ausprägungen untersucht:

- › Kiemenrippen: Rippendichte (80 – 90 Rippen/dm), Kiementiefe (0,9 – 1,5 mm), Kiemwinkel (19° – 31°), Kiemfelder (3 – 10)
- › Stegrippen: Rippenhöhe (7 – 12 mm), Rippendichte (40 – 73 Rippen/dm), Steglänge (2 – 7,9 mm), Stegausstellung (links/rechts, links/Mitte/rechts), Stegform (gerade, Dach, Bogen)

- › Tiefengewellte Rippen: Rippenhöhe (9,5 – 12 mm), Amplitudenhöhe (0,98 – 2,15 mm), Wellenlänge (5,92 – 12,33 mm), Anstellwinkel (1° – 3°)
Wellenform (Trapez, Kreisbogen, Dreieck, Dreieckbogen, Abbildung 5)



Abbildung 4: High-Throughput-Prüfstand

Die Standardabweichung von Wiederholungsmessungen desselben Versuchselements ist sehr gering und liegt bei < 2,6% für die Nusselt- bzw. < 1,0% für die Psi-Funktion (Abbildung 6).

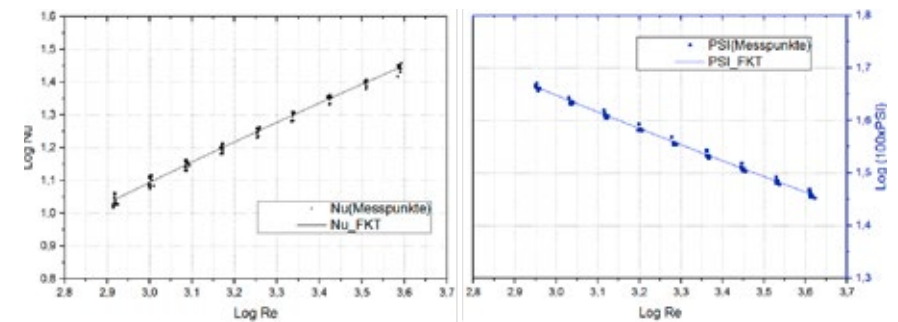


Abbildung 6: Nusselt- (links) bzw. Psi-Funktionen über der Reynolds-Zahl für Wiederholungsmessungen an identischem Wellrippen-Versuchselement

Exemplarisch für die durchgeführten Parameterstudien ist in Abbildung 7 die Variation der Amplitudenhöhe für eine tiefengewellte Wellrippe in 0,2 mm Abstufungen bei konstanter Wellenlänge über den möglichen Massenstrombereich dargestellt. Mit abnehmender Amplitudenhöhe reduzieren sich Nusselt- und Psi-Funktionen um 25 % bzw. 43 % im Vergleich zur Ausgangsvariante ($2A = 1,58$ mm).

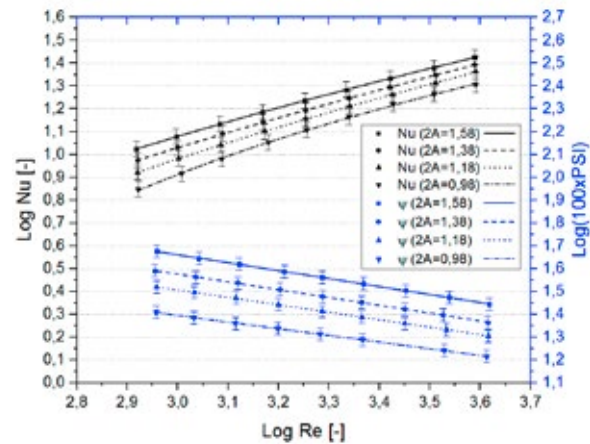


Abbildung 7: Nusselt- bzw. Psi-Funktionen über der Reynolds-Zahl für die Variation der Amplitudenhöhe an einer tiefengewellten Wellrippe (Höhe = 12 mm, Wellenlänge = 9,9 mm, Dreieckbogen)

Die Ergebnisse der einzelnen Geometriev Variationen werden für eine charakteristische Reynolds-Zahl auf den jeweiligen Serienstand referenziert, um die Parameterauswirkungen auf Nusselt- und Psi-Funktionen analysieren zu können (Abbildung 8).

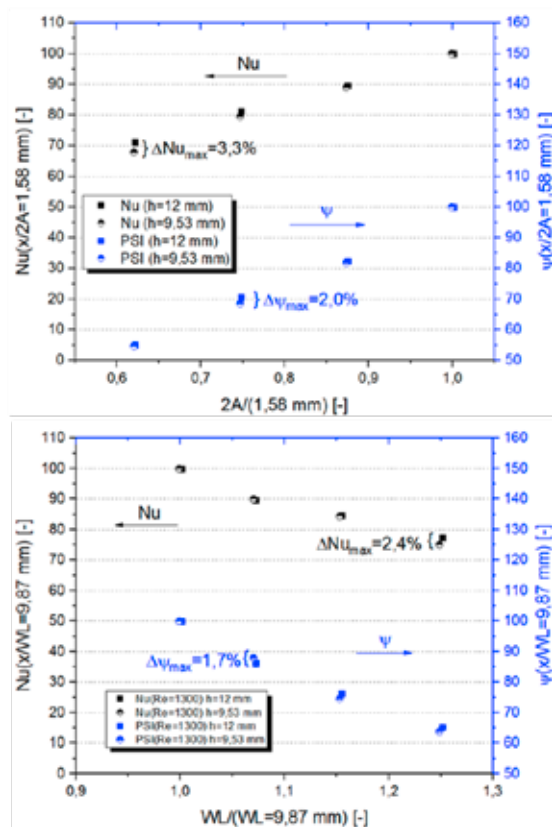


Abbildung 8: Relativvergleich von Nusselt- bzw. Psi-Funktionen für Variation der Amplitudenhöhe (oben) bzw. Wellenlänge für tiefengewellte Rippen (Reynolds-Zahl = 1300)

Mit den erhaltenen Daten lassen sich schließlich verlässliche empirische Korrelationen zur Vorhersage von Leistung und Druckverlust der Wellrippen in Abhängigkeit der identifizierten Einflussparameter generieren (Abbildung 9).

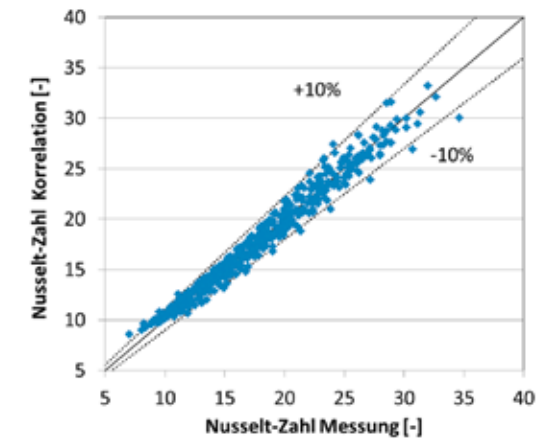


Abbildung 9: Nusselt-Zahlen aus entwickelter Korrelation zu Nusselt-Zahlen aus Messungen für alle aufgenommenen Messpunkte der untersuchten tiefengewellten Wellrippen.

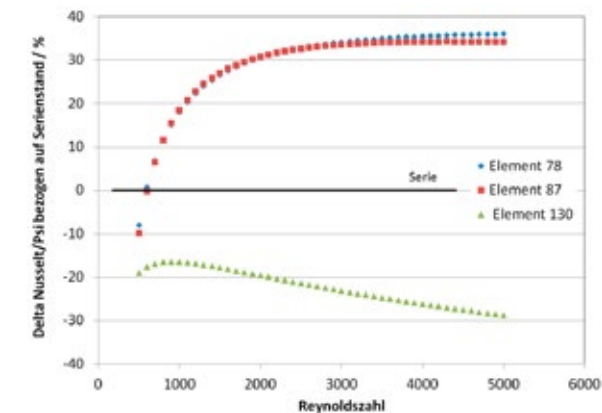


Abbildung 10: Differenz Nusselt-/Psi-Funktion für tiefengewellte Rippen über der Reynolds-Zahl bezogen auf Serienstand für drei ausgewählte Varianten (Höhe 9,5 mm)

Für die zum Redaktionsschluss bereits abschließend untersuchten tiefengewellten Wellrippen kann über eine optimierte Geometrie ein bis zu 36% verbessertes Leistungs-/Druckverlustverhältnis zum Serienstand erzielt werden (Abbildung 10, z. B. Variante 78 oder 87). Für die laufenden Messkampagnen mit Steg- und Kiemenrippen wird ein ähnlich positives Ergebnis erwartet. Nach deren Abschluss kann die konkrete Auswirkung auf den Ladeluftkühler bzw. den Energieverbrauch des ausgewählten Zielmotors bestimmt werden.

ADDITIV GEFERTIGTE KÜHLER

Neben den Prüflingen für den High-Throughput-Prüfstand werden im Projekt auch komplette Motorkühlungswärmeübertrager additiv gefertigt (Abbildung 11) und exemplarisch anhand eines Stapelscheiben-Ölkühlers einer vollständigen Serienvvalidierung unterzogen. Diese umfasst u.a. folgende Prüfungen:

- › Leistungs- und Druckverlustmessung
- › Festigkeitsuntersuchungen (Innendruckwechsel-, Berstdrucktest)
- › Korrosionsprüfungen (Salzsprühnebel-, Schwitzwasser-, SWAAT-Test)
- › Innenreinheitsanalyse

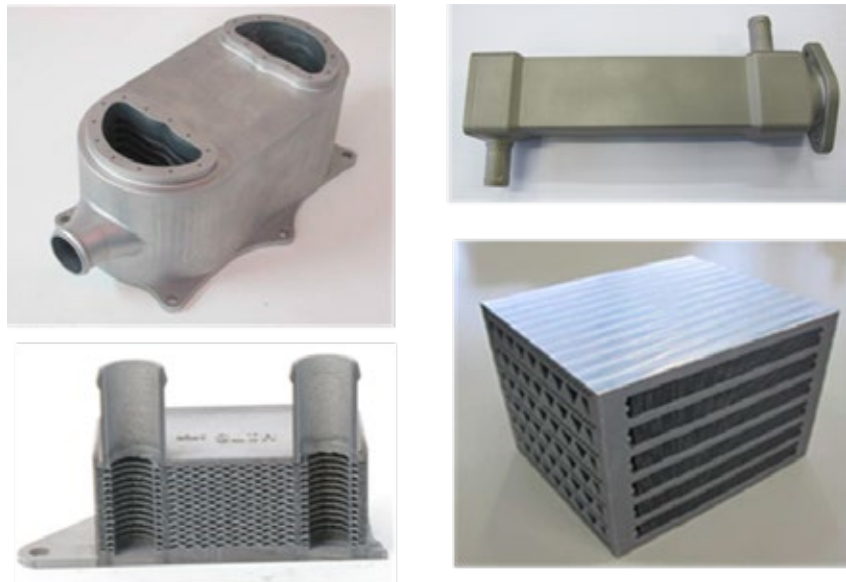


Abbildung 11: Additiv gefertigter Stapelscheiben-Ladeluftkühler (360 x 125 x 180 mm), Abgaskühler (240 x 120 x 46 mm), Stapelscheiben-Ölkühler (120 x 110 x 68 mm) und Paketkühlerausschnitt 110 x 86 x 90 mm, v.l.o.n.r.u.)

Die Messung des ersten Prototypen eines additiv gefertigten Ölkühlers zeigt zwar im Vergleich zum Serienprodukt eine höhere Leistung – allerdings zulasten eines signifikanten Druckverlustnachteils (Abbildung 12, rot). Diese Ergebnisse können anhand einer metallografischen Analyse auf einen geringeren freien Strömungsquerschnitt des gedruckten Musters infolge des Laserschmelz-Prozesses zurückgeführt werden. Durch eine konstruktive Anpassung können die Leistungsdaten an die der Serie angeglichen werden (Abbildung 12, grün): Der Leistungsvorteil reduziert sich auf 16%, der Druckverlustnachteil auf 19%. Über eine weitere Optimierung der Strömungsquerschnitte ließe sich dieser Unterschied zur Serie weiter nivellieren.

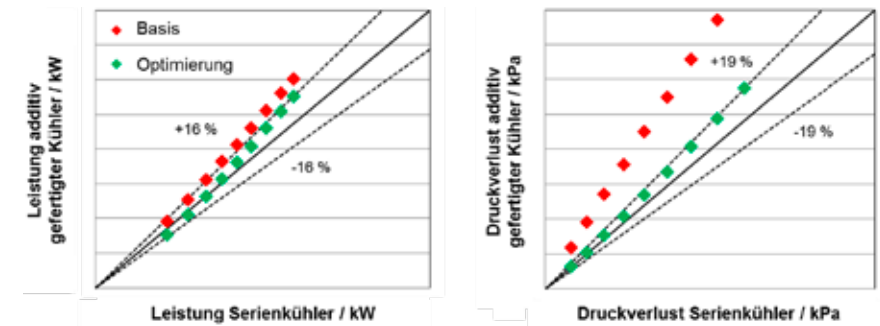


Abbildung 12: Leistung (links) und kühlmittelseitiger Druckverlust des additiv gefertigten Stapelscheiben-Ölkühler gegenüber dem Serienstand für verschiedene Betriebspunkte in zwei additiven Varianten (rot – Ausgangsbasis, grün – Optimierung)

Die ersten additiv gefertigten Stapelscheiben-Ölkühler bleiben hinsichtlich ihrer Innendruckwechselbeständigkeit unter den Ergebnissen identischer Serienmuster (Abbildung 13 oben). Durch konstruktive Änderungen wie der Einbringung einer Wabenstruktur in die Deckscheibe oder einer Verrundung der Auflageflächen benachbarter Scheiben wird der Wiederholungstest mit über 1 Mio. Lastwechseln erfolgreich bestanden.

Im SWAAT-Korrosionstest erfüllen konventionell gefertigte Muster die internen Vorgaben, während die ersten additiven Bauteile nach 30 Tagen Grobleckagen aufweisen (Abbildung 13 unten). Als Abhilfemaßnahme werden die gedruckten Stapelscheiben-Ölkühler mittels Kathodentauchlackierung beschichtet bzw. einer thermischen Nachbehandlung unterzogen. Die Korrosionstests an diesen Mustern können nach 80 Tagen ohne Undichtigkeiten beendet werden.

Gelötetes Serienmuster	Additiv gefertigtes Muster (Serienkonstruktion)	Additiv gefertigtes Muster (mit Pins)	Additiv gefertigtes Muster (mit Pins + Wabenstruktur)
> 1 Mio. LW	331.723 LW	400.000 LW	Dicht nach 1 Mio. LW

Gelötetes Serienmuster	Additiv gefertigtes Muster (unbeschichtet)	Additiv gefertigtes Muster (KTL beschichtet)	Additiv gefertigtes Muster (unbeschichtet, Hot Isostatic Pressing)
> 40 d	Ausfall 30 d	Dicht nach 80 d	Dicht nach 80 d

Abbildung 13: Ausfalllastwechselzeiten der Innendruckwechseltests (oben) sowie Ausfallzeiten im SWAAT-Korrosionstest für den Stapelscheiben-Ölkühler

Innenreinheitsprüfungen nach VDA19 werden vergleichend an additiv und konventionell gefertigten Stapelscheiben-Ölkühlern durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen zwar eine erhöhte Verunreinigung der gedruckten Muster im Partikelgrößenbereich unter 100 µm infolge von nicht aufgeschmolzenen Pulverbettresten. Es lassen sich jedoch keine für den Kühlkreislauf kritischen Partikel größer 600 µm detektieren.

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Methode des High-Throughput-Screenings zur Wellrippenentwicklung konnte erfolgreich an einem neu konzipierten Prüfstand implementiert werden. Über 150 Wellrippenausprägungen wurden als additiv gefertigte Versuchselemente untersucht. Die zum Redaktionsschluss des Tagungsbands vorliegenden Messergebnisse tiefengewellter Wellrippen zeigten für eine optimierte Geometrie eine Steigerung der Leistungsdichte von bis zu 36 % verglichen mit dem Serienstand. Ausgehend von diesen viel versprechenden Ergebnissen scheint auch die Verbesserung der aktuell untersuchten Steg- und Kiemenrippen wahrscheinlich – und damit verbunden die avisierte Optimierung des Ladeluftkühlers sowie die Reduktion des Primärenergiebedarfs für den ausgewählten Schiffsdieselmotor. Darüber hinaus konnte im Rahmen des Projekts der Einsatz additiver Fertigungsverfahren für komplexe Serienkühler der Motorkühlung erfolgreich nachgewiesen werden. Die Serienvvalidierungsanforderungen hinsichtlich Leistung, Festigkeit und Korrosionsbeständigkeit wurden am Beispiel eines Stapelscheiben-Ölkühlers erfüllt. Das Selektive Laserschmelzen kann damit zukünftig als alternatives Herstellverfahren für Prototypen oder Kleinserien von Kühlungskomponenten in Betracht gezogen werden.

DANKSAGUNG

Das Projektteam bedankt sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie für die Förderung (Kennzeichen: 03SX379A) sowie für die hervorragende Betreuung durch den Projektträger Jülich – namentlich bei Fr. Pross und Fr. Bude.

PRÄSENTATIONEN/PATENTE

- [1] J. Kühndel, B. Kerler, C. Karcher, „Air Side Thermal Performance of Wavy Fin Heat Exchangers Produced by Selective Laser Melting“, 7th European Thermal-Sciences Conference, Juni 2016, Krakow.
- [2] J. Kühndel, T. Fetzer, B. Kerler, „Selective Laser Melting in Heat Exchanger Development“, Inside 3D Printing, Februar 2017, Düsseldorf.
- [3] DE 102015203470 A1, Wärmetauscher, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer, Y. Altunkaya, J. Kühndel
- [4] DE 102015203471 A1, Wärmetauscher, insbesondere für ein Kraftfahrzeug, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer, Y. Altunkaya, J. Kühndel
- [5] DE 102015203472 A1, Wärmetauscher, insbesondere für eine Abwärmeeinrichtung, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer, Y. Altunkaya, J. Kühndel
- [6] DE 102015204014 A1, Wärmetauscher, insbesondere für eine Abwärmeeinrichtung, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer, Y. Altunkaya, J. Kühndel
- [7] DE 102015204015 A1, Wärmetauscher, insbesondere für eine Abwärmeeinrichtung, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer, Y. Altunkaya, J. Kühndel
- [8] DE 102015204983 A1, Wärmetauscher, insbesondere für eine Abwärmeeinrichtung, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer
- [9] DE 102015204984 A1, Wärmetauscher, insbesondere für eine Abwärmeeinrichtung, M. Renz, T. Fetzer, V. Velte, B. Kerler, W. Grauer

FLIPPER –

FLOW IMPROVEMENT THROUGH COMPLIANT HULL COATINGS FOR BETTER SHIP PERFORMANCE

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX374

VOLKMAR STENZEL (FRAUNHOFER IFAM, BREMEN)
LARS-UVE SCHRADER (HSVA GMBH, HAMBURG)
CHRISTIAN JANSSEN (TUHH, HAMBURG)

EINLEITUNG

Der Strömungswiderstand ist die Hauptursache für den Energieverbrauch in der Frachtschifffahrt: 60–70% der nutzbaren Energie eines Frachters sind erforderlich, um den Widerstand zu überwinden; zusätzliche Antriebsverluste betragen 15–20%. Eine Verringerung des Schiffswiderstandes reduziert daher den Energieverbrauch typischer Frachtschiffe deutlich. Der Schiffswiderstand kann in zwei Haupttypen unterteilt werden: Reibungswiderstand und formbedingter Druckwiderstand. Der Reibungswiderstand wird durch Scherkräfte verursacht, die von der Wasserströmung auf die Rumpfoberfläche ausgeübt werden, während der Druckwiderstand durch das rumpfformbezogene Druckfeld und das dadurch verursachte schiffseigene Wellensystem bedingt ist. Das Verhältnis der beiden Anteile ist für verschiedene Schiffstypen in Tabelle 1 gelistet [1].

Tabelle 1: Vergleich typischer Widerstandskoeffizienten verschiedener Schiffstypen [1].

Schiffstyp	Druckwiderstand Rp	Reibungswiderstand Rv	Rv / Rp
Containerfrachter 10000 TEU	0,758	1,309	1,727
Containerfrachter 5000 TEU	0,561	1,340	2,389
Containerfrachter 2500 TEU	0,867	1,412	1,629
Containerfeeder 1200 TEU	1,207	1,493	1,237
Tanker VLCC	0,614	1,392	2,267
Bulker Suezmax	0,963	1,426	1,481
Tanker Handymax	1,380	1,504	1,090
Stückgutfrachter 6500 DWT	1,680	1,607	0,957

Im Zuge hoher Brennstoffkosten und strenger Umweltauflagen fahren Schiffe heute zunehmend mit reduzierter Geschwindigkeit („Slow Steaming“), was den Widerstand vermindert, Brennstoffenergie spart und Schadstoffemissionen senkt. Abbildung 1 zeigt am Beispiel eines Containerfrachters, dass bei abnehmender Schiffsgeschwindigkeit der Reibungswiderstand einen immer größeren Anteil am Gesamtwiderstand einnimmt. Dies motiviert das Projektziel von FLIPPER – die Verringerung des Reibungswiderstands von Schiffen.

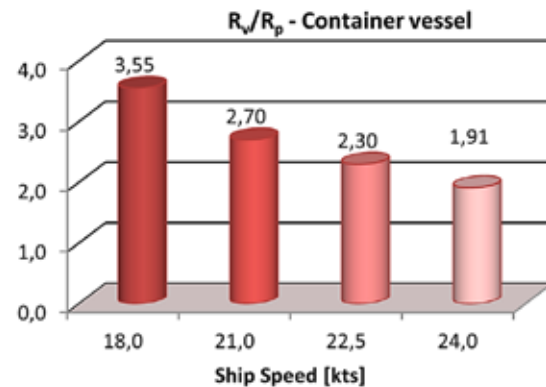


Abbildung 1: Verhältnis des Reibungswiderstands (R_v) zum Druckwiderstand (R_p) als Funktion der Schiffsgeschwindigkeit (Quelle: HSVA).

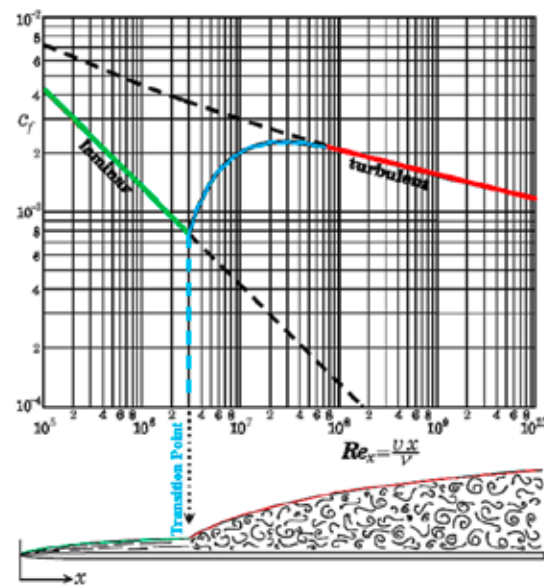


Abbildung 2: Reibungskoeffizient versus Reynoldszahl für ebene Plattenströmung (Quelle: Vorlesungsskript "Bionik I", 2000/01, I. Rechenberg, TU Berlin).

Der Reibungswiderstand entsteht in der Grenzschicht entlang des Schiffskörpers und hängt vom Strömungszustand in dieser dünnen Schicht ab. Dort entwickelt sich die Strömung sehr schnell – d.h. weit vorn am Bug – von einem verlustarmen laminaren Zustand in einen verlustreichen turbulenten Zustand, der mit einem deutlich erhöhten Reibungswiderstand einhergeht. Abbildung 2 zeigt den Reibungswiderstandskoeffizient als Funktion der Reynoldszahl Re , d.h. der Lauflänge der Grenzschicht entlang des Schiffsrumpfes. Laminarströmung herrscht bei niedrigen Reynoldszahlen vor (grün), mündet für höhere Re -Werte in einen Transitionsbereich (blau) und entwickelt sich schließlich zu einer vollturbulenten Strömung mit stark erhöhten Reibungskräften (rot). Eine Verschiebung des Transitionsbereiches entlang der laminaren Linie (schwarz gestrichelt) zu höheren Reynoldszahlen veranschaulicht das Potential der Widerstandsreduktion. Ziel ist demnach eine Verzögerung des Strömungsumschlags zur Turbulenz, um das verlustarme laminare Strömungsregime länger aufrechtzuerhalten.

ALLGEMEINE PROJEKTZIELE

Da der Brennstoff den Großteil der Betriebskosten in der kommerziellen Schifffahrt verursacht und der politisch-gesellschaftliche Druck zur Emissionsreduzierung wächst, benötigt die deutsche maritime Branche energiesparende technische Lösungen, um auf dem Weltmarkt konkurrenzfähig zu bleiben. Das Forschungsprojekt FLIPPER zielte auf eine deutliche Reduzierung des Schiffsreibungs-widerstands ab, was einen verminderten Brennstoffverbrauch und geringere Schadstoffemissionen mit sich bringt; als konkretes Ziel wurde eine Brennstoffeinsparung von mindestens 5% angestrebt. Das Projekt sollte zur Entwicklung neuer Rumpfbeschichtungen führen, die in der Lage sind, den Reibungswiderstand zu reduzieren. Dies erforderte die Entwicklung neuer Werkstoffe, welche den laminarturbulenten Übergang des Strömungszustandes in der Grenzschicht systematisch verzögern. Als Vorbild diente die Haut von Delfinen. Der Reiz derartiger bionischer Beschichtungen besteht in ihrer passiven Wirkungsweise (passive Strömungskontrolle), d.h. es muss keine zusätzliche Energie aufgewendet werden – im Gegensatz zu aktiven Technologien wie z. B. der „Luftschmierung“. Somit entfallen Kompressoren, Rohrleitungen oder andere komplexe, teure Installationen an Bord des Schiffes.

WISSENSCHAFTLICH-TECHNISCHE PROJEKTZIELE

Im Projekt wurden die Grundprinzipien der hydrodynamischen Stabilität von Grenzschichten bei den typisch hohen Reynoldszahlen im Strömungsfeld entlang von Schiffsrümpfen untersucht. Diese Untersuchungen erfolgten zuerst für eine starre, unbeschichtete und danach für eine nachgiebig beschichtete Rumpfoberfläche. Die abgeleiteten Strömungs- und Beschichtungsparameter wurden verwendet, um geeignete Materialeigenschaften zur Unterdrückung von Strömungsstörungen zu definieren, welche die laminarturbulente Transition einleiten. Auf dieser Grundlage wurde ein Prototyp einer „laminaren Beschichtung“ entwickelt und bei hohen Reynoldszahlen getestet, der auf neuen Polymermaterialien mit hervorragenden viskoelastischen Eigenschaften basiert.

HYDRODYNAMISCHE UNTERSUCHUNGEN

Delfine dienten als Inspiration für das Projekt FLIPPER; denn sie scheinen in der Lage zu sein, laminarströmung entlang eines Großteils ihres Körpers aufrechtzuerhalten [2]. Delfinhaut ist dick, flexibel und fähig, mit der umgebenden Strömung zu interagieren (Fluid-Struktur-Interaktion). FLIPPER zielte darauf ab, eine „künstliche Delfinhaut“ für Schiffsrümpfe zu entwickeln, die den laminarturbulenten Strömungsumschlag hinauszögert. Zu diesem Zweck hat die HSVA ein numerisches Modell für Delfinhaut [3] verwendet (Abbildung 3a), bestehend aus einer Parallelschaltung von Federn und Dämpfern („Blubber“) sowie einer flexiblen Membran („Dermis“, Abbildung 3b). Dieses Modell wurde mit einem Prognosewerkzeug für laminarturbulente Transition kombiniert, das auf der linearen Stabilitätstheorie (LST) und der eN Methode für Grenzschichten basiert [4]. Das LST-Verfahren wurde auf die Grenzschicht am Bug eines Seenotrettungskreuzers angewendet (Abbildung 4a). Dieses Schiff wurde aufgrund seines einfachen, schlanken Bugs ausgewählt, welcher eine beschleunigte Grenzschicht mit langer laminarer Laufstrecke vom Falkner-Skan-Typ ausbildet [5]. Die Berechnungen wurden im Modellmaßstab 1:3,2 durchgeführt, da sie zur Vorbereitung eines Modellversuchs im HSVA-Wasserkanal „HYKAT“ dienen sollten (Abbildung 4b-c). Um praxisrelevante Ergebnisse zu erzielen, wurde eine hohe Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s gewählt. Die entsprechende globale Reynoldszahl von 50 Millionen lag lediglich um einen Faktor 2,4 unterhalb der Großausführungs-Reynoldszahl, so dass die Diskrepanz zwischen „Labor“ und „Feld“ verhältnismäßig klein war.

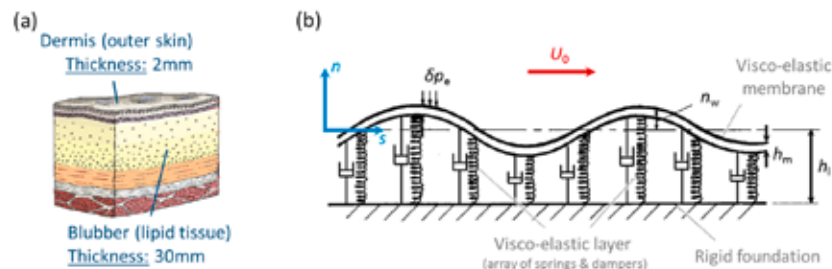


Abbildung 3: Delfinhaut: (a) Querschnitt (Quelle www.quora.com), (b) mechanisches Ersatzmodell (Quelle: [3])

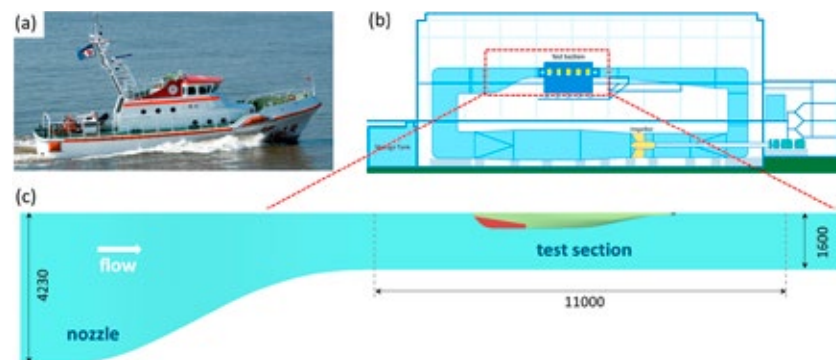


Abbildung 4: (a) Schiff der Deutschen Gesellschaft zur Rettung Schiffbrüchiger (DGzRS, Quelle: seenotretter.de). (b) Skizze des großen Hydrodynamik- und Kavitationstunnels (HYKAT) der HSVA. (c) Modell des Unterwasserschiffs in der Messstrecke (Maßstab 1:3,2). Beschichteter Bereich am Bug ist rot markiert.

Die Berechnungen ergaben eine Verschiebung des Umschlags zur Turbulenz um ca. 2,4 m stromab (Abbildung 5), sofern eine einige Millimeter dicke, weiche „Blubberschicht“ und eine dünne, steife „Dermis“ – jeweils von geringer Dämpfung – verwendet werden. Der physikalische Mechanismus hinter der Transitionsverzögerung besteht in einer Stabilisierung der Grenzschicht durch abgeschwächte räumliche Anfachung der sog. Tollmien-Schlichting-Wellen (TS); dies sind schwache Fluktuationen der Geschwindigkeit und des Drucks in der Grenzschicht, die durch Störungen in der Außenströmung angeregt werden (turbulente Wirbel, Schallwellen).

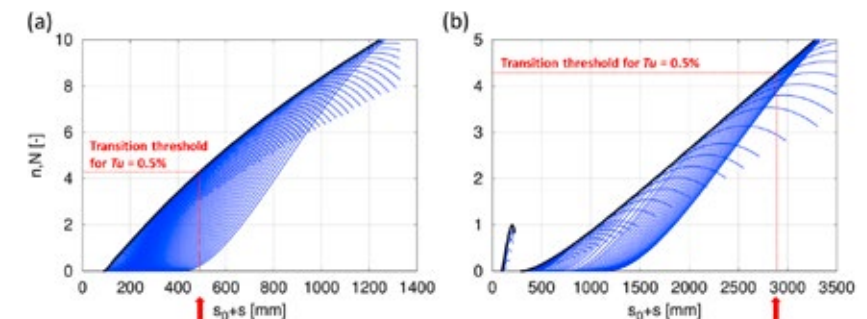


Abbildung 5: Räumliches Wachstum von TS-Wellen unterschiedlicher Frequenz in der Grenzschicht am Bug des SAR-Schiffs für Turbulenzgrad von 0,5 %. (a) Unbeschichtete, (b) nachgiebige Oberfläche. Rote Pfeile markieren Lauflänge vom Steven bis zum Transitionspunkt.

Zusätzlich zu den vereinfachten LST-Berechnungen der HSVA wurden an der TUHH komplexe nichtlineare Grenzschichtberechnungen nach der Lattice-Boltzmann-Methode (LBM) durchgeführt, um die LST-Implementierung zu validieren und den Transitionsprozess zu visualisieren. Hierfür wurde statt der Falkner-Skan-Grenzschicht eine ebene Platten-grenzschicht betrachtet. Beide Methoden prognostizierten das TS-Wachstum übereinstimmend (Abbildung 6b). Zusätzlich zeigten die LBM-Simulationen, dass der Transitionsvorgang durch schwache, hochfrequente Störungen in der Außenströmung („Rauschen“) ausgelöst wird (Abbildung 7b), wobei der laminar-turbulente Übergang mit zunehmender Intensität des Rauschens beschleunigt wurde. Dies ist auf sog. Sekundär-instabilitäten durch nicht-lineare Interaktion der Grenzschichtstörungen zurückzuführen und verdeutlicht die Wichtigkeit einer störungsarmen Zuströmung in der Messstrecke des HYKAT-Wasserkanals.

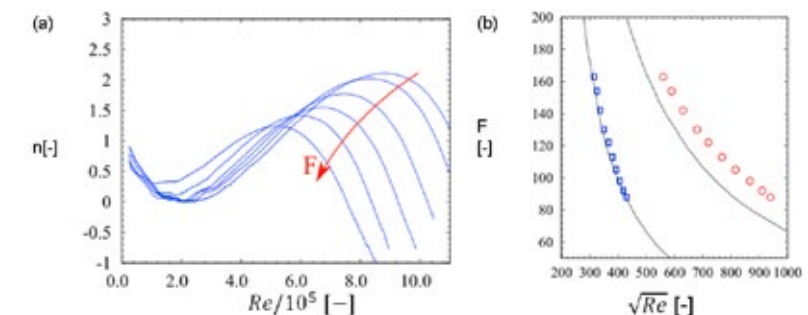


Abbildung 6: (a) LBM-Ergebnisse für das räumliche Wachstum von TS-Wellen unterschiedlicher Frequenz auf einer ebenen Platte. (b) Stabilitätsdiagramm für Platten-grenzschicht (F = dimensionslose Frequenz): Vergleich von LBM und LST für Beginn (blaue Quadrate) und Ende (rote Kreise) der TS-Anfachung (sog. Branch I und II).



Abbildung 7: Momentangeschwindigkeitsfeld. Einzelne TS-Welle bei störungsfreier Außenströmung (oben). Einzelne TS-Welle bei schwachem „Rauschen“ in der Außenströmung (unten), welches zum Zusammenbruch des laminaren Zustandes und zu vollturbulenter Strömung führt.

FORMULIERUNG UND CHARAKTERISIERUNG DER BESCHICHTUNGSTOFFE

Ursprünglich wurde angenommen, dass das Projektziel unter Verwendung des hochdämpfenden Elastomers Reverlink HM des Partners ARKEMA mit einem Dämpfungskoeffizienten $\tan\delta$ von $> 1,5$ im relevanten Frequenzbereich erreicht werden könnte. Da die Verwendung von Reverlink als Beschichtungsmaterial jedoch schwierig ist (Vernetzung bei Temperaturen $> 120^\circ\text{C}$, sehr niedrige Viskosität bei hoher Temperatur), wurden Wege gesucht, um die Handhabung von Reverlink für Beschichtungszwecke zu erleichtern. Der vielversprechendste Ansatz beinhaltete die in situ Erzeugung von vernetzten, perfekt sphärischen Reverlink-Partikeln in einer Harzmatrix. Auf diese Weise war es möglich, Polyesterharze mit bis zu 50 % Reverlink-Anteil zu erhalten. (Abbildung 8).

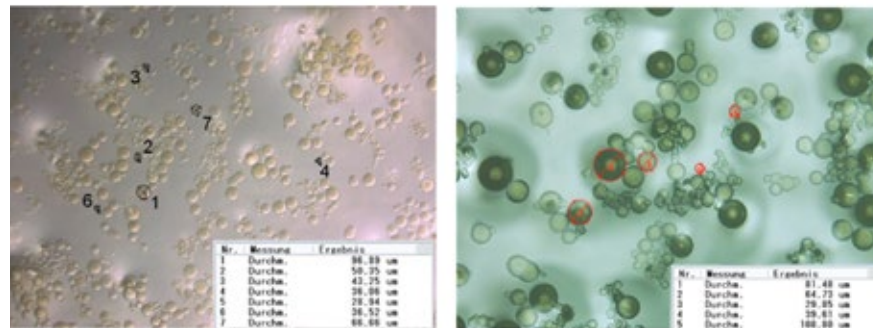


Abbildung 8: Erzeugte Reverlink-Partikel in Desmophen 1200, 100- (links) und 200-fache Vergrößerung (rechts).

Mit diesem Ansatz gelang es, die Handhabbarkeit von Reverlink HM deutlich zu verbessern, da mit den Reverlink-beladenen Harzen klassische Lackformulierung betrieben werden konnte. Die hierdurch zugänglichen Lacksysteme gestatteten die Anwendung üblicher Beschichtungstechniken wie Sprühen und Rollen. Da Reverlink bereits vernetzt in den Lacken vorlag, waren zusätzliche Temperaturbehandlungsschritte nicht mehr erforderlich.

Anhand der hydrodynamischen Berechnungen (s.o.) wurde nach dem ersten Projektjahr allerdings klar, dass nachgiebige Beschichtungen mit hoher Dämpfung den Zielen zuwiderlaufen: Sie destabilisieren die Grenzschicht im Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung, da sie zwar TS-Wellen dämpfen, jedoch sog. FISI-Wellen begünstigen („Fluid-Induced Surface Instability“), die um jeden Preis vermieden werden müssen. Dies

sind Schwingungen der Beschichtung („Flattern“), die von der Strömung angeregt werden und zu einer welligen Oberfläche führen [7].

Daher wurde der Fokus auf ein zweischichtiges nachgiebiges System gelegt, das aus einer weichen Blubberschicht mit niedrigen Dämpfungseigenschaften und einem geringen Elastizitätsmodul von $\approx 50\text{ kPa}$ im relevanten Frequenzbereich besteht. Die Blubberschicht wurde mit einer starren Dermis von $\approx 32\text{ MPa}$ bedeckt, die die FISI-bedingte Destabilisierungsproblematik lösen sollte (s. Abbildung 3).

Für die Blubberschicht wurde zunächst ein gelartiges Polymermaterial gewählt. Leider war jedoch der Verlustfaktor $\tan\delta$ und damit die Dämpfung dieses Materials weit höher als gefordert (s. schwarze Kurve in Abbildung 9). Die Abmischung des Gels mit einem steiferen Polymer in verschiedenen Mischungsverhältnissen konnte dieses Problem schließlich lösen (s. Abbildung 9). Für die Dermis wurden Folien aus verschiedenen Polymermaterialien getestet (Abbildung 10). Am Ende konnte eine Folie mit 0,16 mm Dicke ermittelt werden, deren Eigenschaften – ein Elastizitätsmodul von $\approx 300\text{ MPa}$ und $\tan\delta$ von 0,12 im relevanten Frequenzbereich – den Anforderungen laut HSVA-Berechnungen ausreichend nahe kamen.

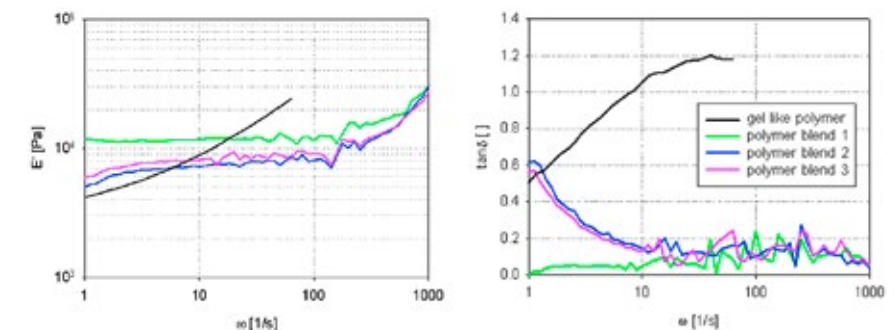


Abbildung 9: Geschätztes Speichermodul E' (links) aus DMA-Torsionstest (Annahme: $E/3 < G \leq E/2$ in homogen-isotropen Materialien) und $\tan\delta$ (rechts) eines gelartigen Polymers und drei verschiedenen Mischungen mit Polymeren höherer Viskosität (Verhältnis von gelartigem Polymer zu viskosem Polymer: Mischung 1 – 40:60, Mischung 2 – 50:50, Mischung 3 – 60:40).

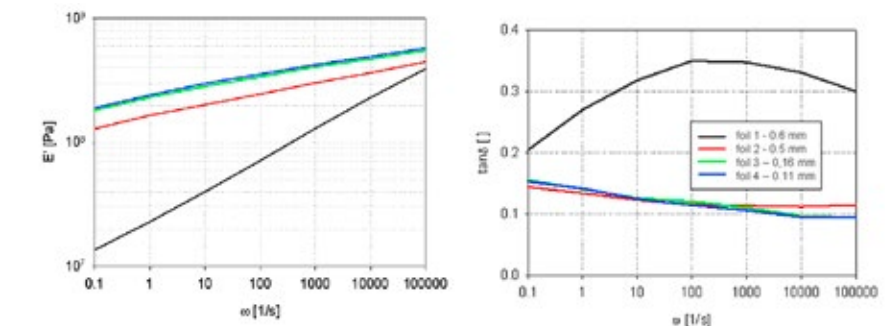


Abbildung 10: E' und $\tan\delta$ von Folien aus verschiedenen Polymermaterialien, die als geeignet für die Dermisschicht angesehen werden.

Da klassische Beschichtungsverfahren wie Sprühen oder Rollen mit den ausgewählten Polymischungen nicht möglich waren, in eigens von der HSVA angefertigten Gussformen Schichten unterschiedlicher Dicke mit den Materialien gefertigt. Diese Schichten wurden dann auf das Bugmodell aufgebracht. Es wurde in allen Fällen (Ausnahme: Reverlink) zudem eine Polymerfolie (die der Dermis in Abb.3 entspricht) verwendet, um das gesamte Modell zu bedecken.

Sieben Bugsegmente wurden am IFAM gefertigt:

- › Reverlink HM, 10 mm Dicke (ohne Folie, bzw. Dermis)
- › gelartiges Polymer, 3 mm Dicke mit Folie 3 (siehe Abbildung 10)
- › gelartiges Polymer, 10 mm Dicke mit Folie 3
- › Polymischung, 3 mm Dicke mit Folie 3
- › Polymischung, 10 mm Dicke mit Folie 3
- › Polymischung, zusätzlich verstärkt durch zwei Additivkomponenten, 10 mm Dicke mit Folie 3

Alle Modelle wurden an der HSVA untersucht. Wie aus Simulationen und Berechnungen zu erwarten war, schnitt die 10-mm-Polymischung am besten ab. Ebenfalls entsprechend der numerischen Vorhersage schnitt das Material „Reverlink“ mit den hohen Dämpfungseigenschaften wegen der Entwicklung von FISI-Wellen im Beschichtungsmaterial schlecht ab.

DEMONSTRATION UND ERGEBNISSE

Das Projekt FLIPPER gipfelte schließlich in Versuchen zur Validierung des Konzepts, die im Wasserkanal „HYKAT“ der HSVA durchgeführt wurden (cf. Abbildung 4b) – einem der weltweit größten seiner Art. Die Versuche wurden in zwei Kampagnen von jeweils zwei Wochen unterteilt: Die erste, vorbereitende Kampagne diente dazu, die Funktionalität des völlig neuen Versuchsaufbaus zu testen, während in der Hauptkampagne die eigentlichen Beschichtungsexperimente stattfanden. Das Rumpfmodell des Schiffs wurde in einen Hauptkörper und ein Bugsegment unterteilt (Abbildung 11a), wobei nur letzteres mit der künstlichen Delfinhaut beschichtet wurde. Auf diese Weise konnten Segmente mit unterschiedlichen Beschichtungen vorbereitet und während der Messungen leicht ausgewechselt werden. Die Bugsegmente wurden über eine Kraftmessdose schwimmend mit dem Hauptkörper verbunden (Abbildung 11 b-c). Auf diese Weise wurden nur die relativ kleinen Widerstandskräfte am Bug gemessen, so dass eine empfindliche Messdose mit hoher Genauigkeit eingesetzt werden konnte.

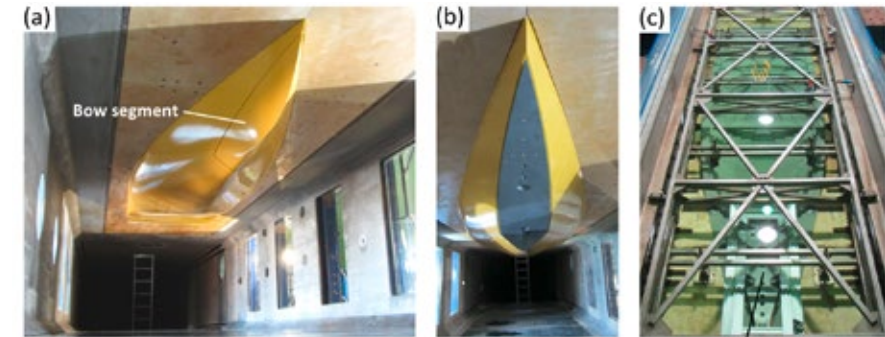


Abbildung 11: Versuchsaufbau. (a) Rumpfmodell mit lackiertem Referenzbugsegment in der Messstrecke des Wasserkanals. (b) Grundplatte der Kraftmesswaage mit entferntem Bugsegment. (c) Deckel der Messstrecke mit Modellaufhängung und Kraftmessdose.

Der erste Test wurde mit einem Bugsegment durchgeführt, das mit dem neuartigen Polymer „Reverlink“ von ARKEMA beschichtet war (Abbildung 12a); dieses zeichnete sich durch einen großen Dämpfungsfaktor aus. Allerdings erwies sich, dass das Material trotz relativ hoher Steifigkeit FI-SI-Wellen ausbildete, die zu einer gewellten Oberfläche mit erhöhtem Formwiderstand führten (sog. „statische Divergenz“ [7], Abbildung 12 b-c).

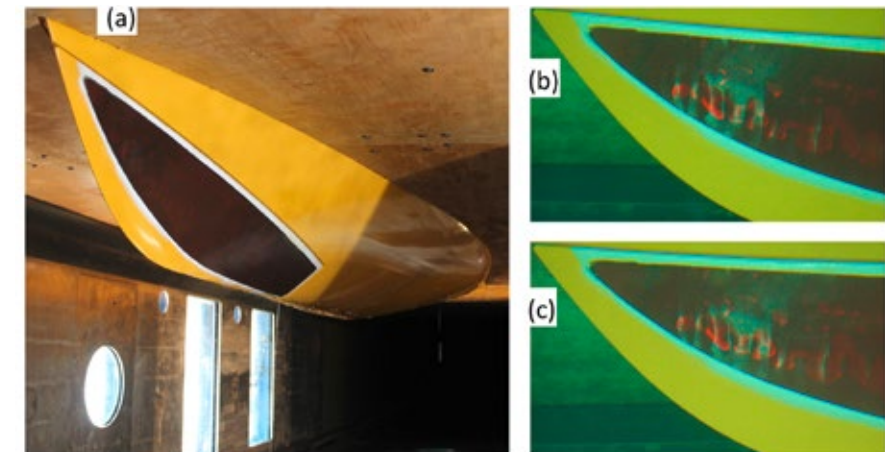


Abbildung 12: Wasserkanaltest mit Reverlink-beschichtetem Bug. (a) Aufbau. (b-c) „Statische Divergenz“ [7], hervorgerufen durch FISI-Wellen bei einer Geschwindigkeit von 10 m/s in der Messstrecke, zu zwei verschiedenen Zeitpunkten zur Verdeutlichung der Stationarität.

Die LST-Berechnungen zeigten, dass eine zweilagige Beschichtung („Blubber“ und „Dermis“) mit einer sehr nachgiebigen „Blubberschicht“ von geringer Dämpfung vielversprechender wäre als „Reverlink“. IFAM entwickelte eine geeignete Rezeptur und stellte mehrere künstliche Delfinhäute her (zwei Beispiele in Abbildung 13b-c).



Abbildung 13: Bugsegmente – Blick auf Steuerbordseite (links) und Steven (rechts). (a) Starre Oberfläche – Standardlack; (b-c) nachgiebige Oberfläche mit „Blubberschichtdicken“ von (b) 3 mm und (c) 10 mm

Die IFAM-Beschichtungen bestanden aus einer Mischung von weichen Polymerkautschuken für die „Blubberschicht“ und einer dünnen Polymerfolie für die „Dermis“. Varianten mit unterschiedlichen Blubberschichtdicken wurden hergestellt – teilweise verstärkt durch Fasern oder Wabenstrukturen, um der Gefahr von FISI-Wellen vorzubeugen. Die LST-Berechnungen prognostizierten eine zunehmende Reibungswiderstandsreduktion bei Erhöhung der „Blubberdicke“, was im Wasserkanal bestätigt wurde (Abbildung 14). Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s („Designgeschwindigkeit“) ermöglichte die künstliche Delfinhaut mit 10 mm dicker Blubberschicht eine Reibungsverringerung von gut 6% im Vergleich zum starren Bugsegment (Standardlack). Auffällig ist, dass unterhalb einer Geschwindigkeit von 4 m/s die beschichteten Bugsegmente einen höheren Widerstand aufwiesen als die unbeschichtete Referenz, was auf einen erhöhten Formwiderstand aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten in der Beschichtung hindeutet. In diesem Geschwindigkeitsbereich ist die Strömung noch vollständig laminar, so dass die synthetischen Delfinhäute ihren transitionverzögernden Effekt noch nicht entfalten können. Oberhalb von 4 m/s wird der größere Formwiderstand der beschichteten Bugsegmente durch den reduzierten Reibungswiderstand mehr als kompensiert, so dass die Beschichtungen mit steigender Geschwindigkeit ihren Vorteil immer deutlicher ausspielen können. Dieses Verhalten deutet darauf hin, dass die Wirkung der künstlichen Delfinhaut tatsächlich auf einer reibungsmindernden Transitionsverzögerung beruht.

ZUSAMMENFASSUNG

Das Hauptziel von FLIPPER wurde erreicht – der erfolgreiche experimentelle Nachweis passiver Strömungskontrolle durch nachgiebige Beschichtungen zur Widerstandsverringerung in einer maritimen Anwendung. Soweit uns bekannt, berichtet die Literatur von nur wenigen positiven Experimenten, von denen hauptsächlich dasjenige von Gaster [8]

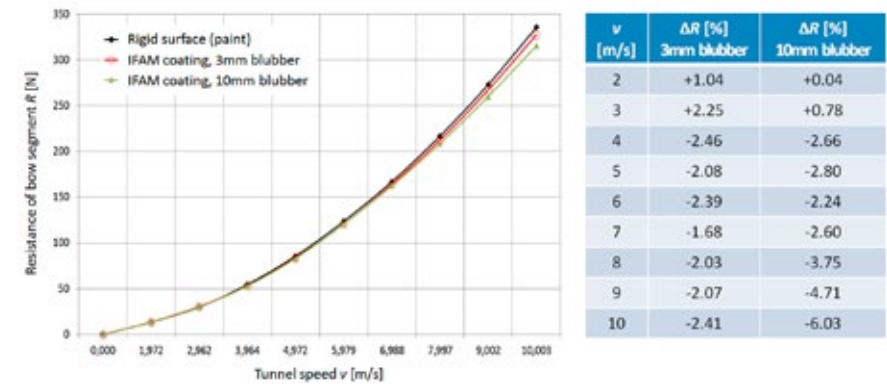


Abbildung 14: Strömungswiderstand dreier verschiedener Bugsegmente mit starrer bzw. nachgiebiger Oberfläche (zwei Beispiele der IFAM-Beschichtungen) über der Geschwindigkeit in der HYKAT-Messstrecke. Die Tabelle listet die relative Widerstandsänderung zwischen den beiden nachgiebigen Bugsegmenten und der starren Referenz.

unumstritten ist. Gaster betrachtete jedoch eine einfachere Strömung (ebene Plattengrenzschicht) bei wesentlich geringerer Reynoldszahl im Vergleich zur vorliegenden Studie.

Zudem wurde ein numerisches Verfahren zur Auslegung nachgiebiger Beschichtungen entwickelt und validiert. Weiterhin steht nun nach Abschluss des Projektes eine Rezeptur zur Herstellung „synthetischer Delfinhäute“ zur Verfügung. Wir schlussfolgern, dass FLIPPER eine der ersten erfolgreichen Demonstrationen zur Machbarkeit des Konzepts nachgiebiger Beschichtungen für maritime Anwendungen ist. Die Grundlagen sind gelegt; bis zu einem technisch-industriell einsetzbaren, langlebigen Produkt sind allerdings noch einige Hürden zu überwinden [9].

DANKSAGUNG

Die Autoren sprechen im Namen des FLIPPER-Konsortiums ihren Dank für die Förderung des Projektes durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aus. Ebenso gilt dem Projektträger Jülich unser Dank für die gute administrative Betreuung von FLIPPER.

LITERATUR

- [1] Hollenbach, U. (2010), Hydrodynamische Optimierung von Schiffen. Schiff & Hafen Sept. 2010, S. 108-113
- [2] Carpenter, P.W., Davies, C., Lucey, A.D. (2000), Hydrodynamics and compliant walls: Does the dolphin have a secret? Current Science 79(6), S. 758-765
- [3] Carpenter, P.W., Garrad, A.D. (1985), The hydrodynamic stability of flow over Kramer-type compliant surfaces. Part 1. Tollmien-Schlichting instabilities. J. Fluid Mech. 155, S. 465-510
- [4] Schmid, P.J., Henningson, D.S. (2001), Stability and Transition in Shear Flows. Springer
- [5] Schrader, L.-U. (2015), Drag Reduction for Ships Inspired by Dolphins. In: Procs. 18th Numerical Towing Tank Symposium, Cortona, Italien, S. 185-190
- [6] Schrader, L.-U. (2016), Drag Reduction for Ships: Drawing Inspiration from Dolphins. In: Procs. HIPER'16, Cortona, Italien, S. 187-192
- [7] Gad-el-Hak, M. (1996), Compliant Coatings: A Decade of Progress, Applied Mech. Progress 49, S. 147-157
- [8] Gaster, M. (1988), Is the Dolphin a Red Herring? In: Procs. IUTAM Symp. On Turbulence Management and Relaminarization, Bangalore, Indien, S. 285-304
- [9] Stenzel, V., Schreiner, C., Brinkmann, A., Stübing, D. (2016), Biomimetic Approaches for Ship Drag Reduction – Feasible and Efficient? In: Procs. HIPER'16, Cortona, Italien, S. 131-140

NO-WELLE – NUMERISCHE OPTIMIERUNG VON SCHIFFEN MIT HOHEM WELLENWIDERSTAND

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX362

LARS-UVE SCHRADER (HSVA, HAMBURG)
JULIA SPRINGER, MICHAEL PALM (VOITH TURBO, HEIDENHEIM)
STEFAN HARRIES (FRIENDSHIP SYSTEMS, POTSDAM)
JÖRN KRÖGER, THOMAS RUNG (TUHH, HAMBURG)

EINLEITUNG

Ziel des Vorhabens No-Welle war die Weiterentwicklung eines CFD-basierten adjungierten Formoptimierungsverfahrens zum Entwurf von widerstandssarmen Schiffsrümpfen. Der Fokus lag dabei auf dem Wellenwiderstand, der v.a. bei kleineren, schnellen Schiffen von Bedeutung ist. Es wurde auf den vorhandenen adjungierten RANSE-Löser adFreSCo+ zurückgegriffen, der im Vorgängervorhaben FORM-PRO entwickelt und an das Entwurfssystem CAESES® angebunden wurde [1]. Wesentliche Neuerung in No-Welle war die Erweiterung des Verfahrens auf Zweiphasenströmungen [2]. Hierzu wurde eine adjungierte Konzentrationsgleichung auf der Grundlage des Volume-of-Fluid-Ansatzes (VoF) in adFreSCo+ implementiert, um den Einfluss des schiffseigenen Wellensystems auf den Zusammenhang zwischen Schiffswiderstandsänderung und Formänderung korrekt erfassen zu können. Darüber hinaus wurden Methoden zur CAD-freien Formmanipulation implementiert, die die CAD-parameterbasierte Rumpfformbeschreibung von CAESES® ergänzen. Diese Entwicklungen führten zu einer integrierten Entwurfs- und Optimierungsplattform für turbulente Zweiphasenströmungen, deren Funktionalität in diesem Bericht anhand einer Formstudie für einen Containerfrachter und ein Offshore-Versorgungsschiff demonstriert wird. Für den Offshore-Versorger wurden außerdem Schlepptankversuche durchgeführt, die der Verifizierung der Optimierungsergebnisse dienen.

ADJUNGIERTE FORMOPTIMIERUNG

Die adjungierte Formoptimierung ist ein Gradientenverfahren zur Minimierung einer Zielfunktion $\mathcal{J}$ mittels einer Formänderung. Ein schiffbauliches Beispiel einer Zielfunktion ist der Glatwasserwiderstand. Kernstück des Gradientenverfahrens ist die Ableitung von $\mathcal{J}$ nach den Normalverschiebungen δn der Flächenelemente $d\Gamma$ des benetzten Schiffsrumpfes Γ_{hull} ,

$$\mathcal{G} = \frac{1}{d\Gamma} \frac{\delta \mathcal{J}}{\delta n} \quad \text{auf} \quad \Gamma_{\text{hull}}. \quad (1)$$

Der Gradient $\mathcal{G}$ wird als Formsensitivität bezeichnet, da er ein Maß für die „Empfindlichkeit“ des Strömungsfeldes – und damit der Zielfunktion – auf lokale Änderungen der Rumpfform ist. Betrag und Vorzeichen von $\mathcal{G}$ geben an, in welchem Umfang und in welche Richtung entlang der Flächennormalen die entsprechenden Rumpfbereiche zu verformen sind, um eine Verbesserung von $\mathcal{J}$ herbeizuführen. Positive (negative) Werte von $\mathcal{G}$ bedeuten dabei eine lokal zu verschlankende (verdickende) Rumpfkantur. Sobald $\mathcal{G}$ auf der gesamten Rumpfoberfläche Null ist, ist ein lokales Minimum der Zielfunktion gefunden, d.h. die Rumpfform ist „lokal optimal“.

Die Berechnung von $\mathcal{G}$ bzw. $\delta\mathcal{J}$ erfolgt mit der Lagrange-Multiplikatormethode, wobei die Zielfunktion $\mathcal{J}$ um die Nebenbedingungen der Impuls- und Massenerhaltung im Zweiphasen-Strömungsfeld zum Lagrange-Funktional $\mathcal{L}$ erweitert wird. Die Nebenbedingungen stellen dabei sicher, dass die RANS-Gleichungen R_i , die Kontinuitätsgleichung Q und die Konzentrationsgleichung C erfüllt werden, d.h. dass die optimale Lösung die strömungsphysikalischen Gesetze erfüllt. Die Änderung $\delta\mathcal{J}$ ergibt sich aus $\mathcal{L}$ mit Hilfe des Variationsprinzips zu

$$\delta\mathcal{L} = \delta\mathcal{J} + \int_t \int_{\Omega} (U_i^* \delta R_i - p^* \delta Q + c^* \delta C) d\Omega dt. \quad (2)$$

Ein lokales Optimum von $\mathcal{J}$ ist gefunden, wenn $\delta\mathcal{L} = \delta\mathcal{J} = 0$ gilt, was u.a. durch geeignete Wahl der Lagrange-Multiplikatoren U_i^* , p^* und c^* erreicht wird. Die gesuchten Verteilungen von U_i^* , p^* und c^* ergeben sich aus der Lösung der dualen (adjungierten) Gleichungen für Impuls- und Massenerhaltung sowie für den Konzentrationstransport. Da die primalen Strömungs- und Konzentrationsfelder in den adjungierten Gleichungen als Koeffizienten auftauchen, muss der dualen eine primale CFD-Simulation vorausgehen. Die Zielfunktion $\mathcal{J}$ geht als Quellterm in die adjungierten Gleichungen ein und beeinflusst auch die dualen Randbedingungen. Diese sind so zu wählen, dass sämtliche nicht auf der Rumpfoberfläche liegenden Randintegrale aus der partiellen Integration von Gl. (2) verschwinden. Lediglich der auf dem Rumpf erklärte Sensitivitätsterm bleibt übrig (dieser verschwindet erst, wenn die optimale Rumpfform gefunden ist, d.h. $\mathcal{G} = \delta\mathcal{J} = 0$). Im Falle der Zielfunktion „Glattwasserwiderstand“ wird die Sensitivität $\mathcal{G}$ nach der primal-dualen Berechnung mit Hilfe der wandnormalen Gradienten der primalen und dualen tangentialen Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt,

$$\mathcal{G} = -(\mu + \mu_T) \frac{\partial U_t^*}{\partial n} \frac{\partial U_t}{\partial n}, \quad (3)$$

wobei μ und μ_T die molekulare bzw. turbulente Zähigkeit bezeichnen. Man beachte, dass die primalen und dualen Konzentrationsvariablen c und c^* nicht in Gl. (3) eingehen, d.h. der Sensitivitätsgradient bezüglich der Widerstandszielfunktion hat für Einphasen- und Zweiphasenströmungen dieselbe Form.

Die adjungierte Formoptimierung ist eine attraktive Alternative zu den direkten Gradientenverfahren (z.B. finite Differenzen): Während bei letzteren für jede lokale Formänderung δn

die dadurch hervorgerufene Änderung $\delta\mathcal{J}$ der Zielfunktion einzeln berechnet werden muss (Anzahl der Berechnungen gleich Anzahl der Formparameter), kommt die adjungierte Formoptimierung mit nur einer einzigen Berechnung bestehend aus einer primalen und einer dualen Simulation aus. Dies macht die adjungierte Formoptimierung im Hinblick auf die Recheneffizienz besonders bei komplexen Schiffsrümpfen mit vielen Formparametern attraktiv.

ABLAUF DER OPTIMIERUNG

Die adjungierte Formoptimierung beruht auf der ersten Ableitung der Zielfunktion nach den Formparametern, s. Gl. (1), und ist daher ein lineares Verfahren. Daraus folgt, dass die Normalverschiebungen δn der Rumpfoberfläche hinreichend klein sein müssen, damit trotz der inhärent nichtlinearen Physik turbulenter Strömungen die Linearitätsannahme gerechtfertigt ist. Diese Begrenzung auf kleine Schrittweiten führt dazu, dass das Minimum der Zielfunktion $\mathcal{J}$ iterativ angenähert werden muss.

Der iterative Optimierungsprozess wird zunächst mit einer Ausgangsform des zu optimierenden Schiffsrumpfes initialisiert (Abbildung 1). Anschließend wird diese mit einem Gittergenerator zum Zwecke von CFD-Simulationen unstrukturiert vernetzt. In der Hauptschleife des iterativen Algorithmus erfolgt dann der eigentliche Optimierungszyklus, der aus einer primalen CFD-Simulation, einer Auswertung der Zielfunktion, einer an diese Zielfunktion angepassten dualen CFD-Simulation, einer Berechnung der zielfunktionsbezogenen Formsensitivität und einer abschließenden sensitivitätsgesteuerten Rumpfformänderung besteht. Dieser Zyklus wird so lange durchlaufen, bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist, z.B. eine hinreichend geringe Änderung der Zielfunktion zwischen zwei aufeinanderfolgenden Durchläufen.

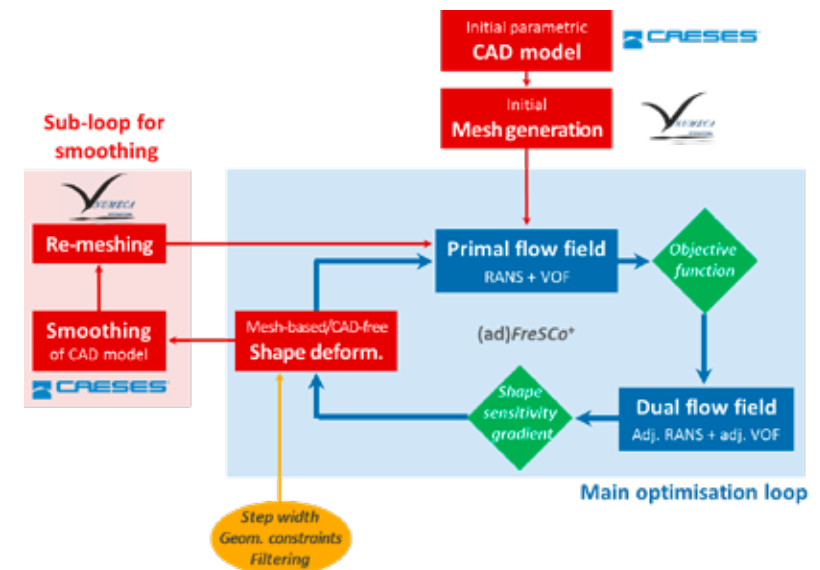


Abbildung 1: Schematische Darstellung des iterativen Prozesses zur adjungierten Formoptimierung mit einer Kombination aus CAD-basierter und CAD-freier Geometriebeschreibung.

Für die Rumpfformänderung stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung, die sich u.a. durch die Anzahl ihrer Freiheitsgrade unterscheiden. Bei einer CAD-freien Formänderung durch Verformung des CFD-Gitters stellt jeder einzelne Knoten des Oberflächennetzes am Rumpf einen Design-Freiheitsgrad dar, so dass auch lokale Optimierungspotenziale ausgenutzt werden können. Dabei kann allerdings aufgrund von numerischen Fehlern eine „verrauschte“ Rumpfoberfläche entstehen, die in einem nachträglichen Regularisierungsschritt mit Hilfe einer räumlichen Filterung geglättet werden muss. Weiterhin wird die Deformation durch Vorgabe einer Schrittweite für die Knotenverschiebungen sowie gegebenenfalls durch geometrische Einschränkungen beeinflusst (z. B. Erhaltung der Wasserverdrängung, maximal zulässige Rumpfbreite o.ä., vgl. Abbildung 1).

Eine Alternative ist die Rumpfverformung innerhalb des gewählten CAD-Systems. Die CAE-Entwurfsumgebung CAESSES® ist aufgrund der parameterbasierten Rumpfformbeschreibung besonders gut dazu geeignet. Dies setzt allerdings voraus, dass die CAD-Parametrisierung der Ausgangsrumpfform geeignet gewählt wurde, damit die von der Formsensitivität $\mathcal{G}$ vorgeschriebenen Formänderungen näherungsweise umgesetzt werden können. Für eine automatisiert ablaufende CAD-basierte Formoptimierung muss das CFD-Sensitivitätsfeld $\mathcal{G}$ außerdem auf diskrete „CAD-Sensitivitäten“ der einzelnen Formparameter übertragen werden, wobei Informationsverluste entstehen können. CAD-freie und CAD-basierte Deformationen können auch miteinander kombiniert oder abwechselnd nacheinander ausgeführt werden.

ANWENDUNGSBEISPIEL 1 – KRISO-CONTAINERSCHIFF

Der vorgestellte Anwendungsfall betrachtet die Optimierung eines Containerschiffes (Kriso, KCS) in Bezug auf den totalen Widerstand. Die Basis-Konfiguration entspricht einem Testfall des Gothenburg-2010-Workshops [3]. Für die ausgewählte Konfiguration existieren experimentelle Daten für das Wellenbild [4], die sich gut zur Überprüfung des eingesetzten adjungierten Verfahrens eignen. Die Lagrange-Parametrisierung der Geometrie und die Behandlung von geometrischen Nebenbedingungen wurden in [5] veröffentlicht und werden hier nicht nochmals besprochen.

Die Länge des Modells beträgt $L_{pp} = 7,2786\text{m}$, die Experimente wurden bei einer Froude-Zahl von $Fn = 0,260$ und einer Reynolds-Zahl von $Re = 1,4 \cdot 10^7$ mit einer korrespondierenden Geschwindigkeit von $v_m = 2,196\text{m/s}$ durchgeführt. Die folgenden Diagramme orientieren sich an dem für den Gothenburg-Workshop gewählten Koordinatensystem: Der Ursprung liegt im vorderen Lot auf Höhe der Kiellinie, alle Koordinaten sind mit der Länge zwischen den Loten normiert, das hintere Lot liegt bei $x/L_{pp} = 1,0$. Das Gitter umfasst 5,7 Millionen Zellen, der Rumpf ist mit ca. 140.000 Oberflächenelementen diskretisiert.

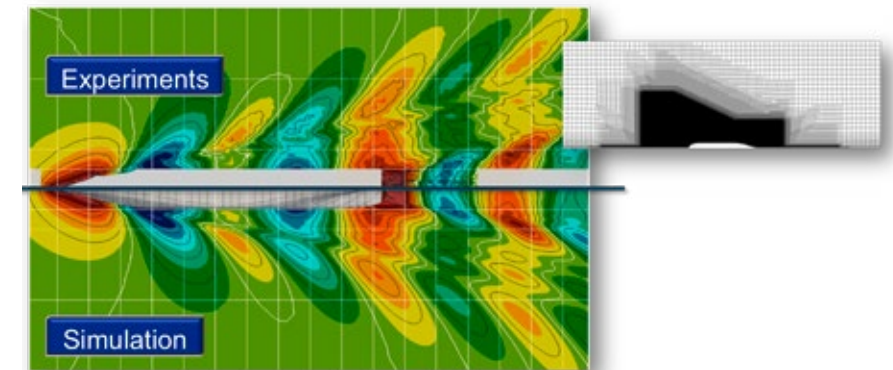


Abbildung 2: Optimierung des KCS; Wellenfeld in der Nähe des Schiffsrumpfes; experimentelle Daten (oben, s. [4]) und Ergebnisse der Volume-of-Fluid-RANS-Simulation (unten) zzgl. des Rechengitters (rechts).

Das simulierte Wellenbild befindet sich in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, selbst in größerer Distanz vom Schiff werden alle relevanten Details der Messungen aufgelöst (Abbildung 2). Dies wird durch die Wellenerhebung entlang des Rumpfes (Abbildung 3a) sowie entlang dreier Längsschnitte bestätigt (Abbildungen 3b-d).

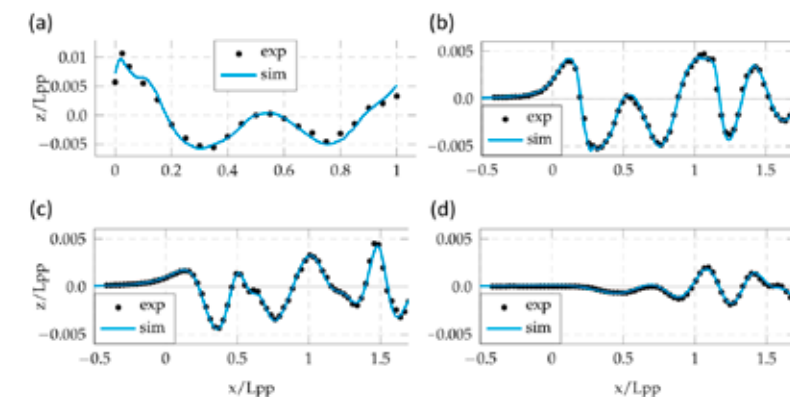


Abbildung 3: Optimierung des KCS – Vergleich von experimentellen Daten und Simulation: (a) Wellenerhebung entlang des Rumpfes und (b-d) Längsschnitte der Wellenerhebung bei (b) $y/L_{pp} = 0,0741$, (c) $y/L_{pp} = 0,1509$ und (d) $y/L_{pp} = 0,4224$.

Die Zielfunktion der Rumpfoptimierung ist der totale Widerstand des Schiffes. Der komplette Schiffsrumpf wird als Designfläche betrachtet. Die Deformation des Spiegels ist auf tangentialer Verschiebungen beschränkt. Die folgenden geometrischen Nebenbedingungen werden während der Optimierung berücksichtigt:

- › Ebener Spiegel,
- › Maximaler Tiefgang, maximale Breite,
- › Bauraum für Propellerwelle,
- › Erhaltung der initialen Verdrängung,
- › Erhalt der Domaingrenzen (Symmetrie auf Mitte Schiff).

Zur Parametrisierung der Geometrie werden drei verschiedene Filterweiten betrachtet. Die kleinste Filterweite entspricht ca. der Breite des Bugwulstes, die größte Filterweite der vertikalen Distanz zwischen Propellerwelle und Kiellinie. Der adjungierte Löser wird im pseudoinstationären Modus eingesetzt. Für das adjungierte Konzentrationsfeld wird ein zusätzlicher Diffusionsterm eingeführt. Alle Kopplungsterme werden erfasst (s. [2] für Details).

Abbildung 4 fasst die Ergebnisse der Optimierung zusammen: Die Änderung des totalen Widerstandes beträgt 5% für die kleinste Filterweite und gut 3% für die größte Filterweite (Abbildung 4a). Die Reduktion des Reibungswiderstandes liegt zwischen 0,5% und 2% (Abbildung 4b). Eine signifikante Reduktion ergibt sich für den Druckwiderstand; diese beträgt fast 20% für die kleinste und 15% für die größte Filterweite (Abbildung 4c).

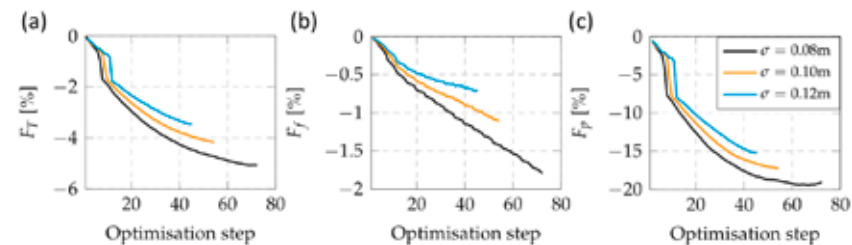


Abbildung 4: Optimierung des KCS; Entwicklung (a) des totalen Widerstandes sowie (b) der Reibungs- und (c) Druckkomponente für drei unterschiedliche Filterweiten.

Die Betrachtung des Wellenbildes zeigt eine Reduktion der Wellenerhebung (Abbildung 5).

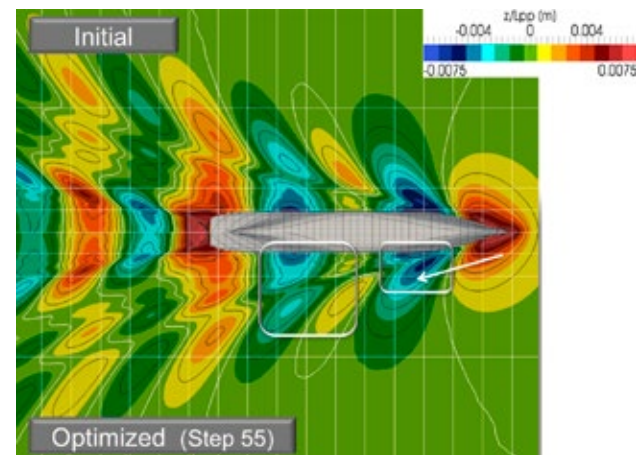


Abbildung 5: Optimierung des KCS; Wellenfeld in der Nähe des Schiffsrumpfes für initiale Geometrie (oben) und Optimierungsergebnisse für eine Filterweite von $\sigma = 0,08\text{m}$ (unten).

Während für die initiale Konfiguration eine Verstärkung des Wellenbildes z. B. im Bereich der vorderen Schulter beobachtet werden kann, wird diese Interferenz im Zuge der Optimierung durch das Aufbrechen in zwei eigenständige Wellentäler abgemildert. Das Wellental der hinteren Schulter wandert Richtung Vorschiff. Das Wellenbild hinter dem Spiegel wird signifikant reduziert, während der Optimierung legt sich die Heckwelle an dem Spiegel an.

ANWENDUNGSBEISPIEL 2 – OFFSHORE-VERSORGUNGSSCHIFF

Das hier betrachtete Offshore-Supply-Vessel (OSV, Tabelle 1) ist ein Konzept zum Transport von Servicepersonal und Ersatzteilen für Offshore-Windenergieanlagen. Das Schiff verfügt u.a. über zwei Voith-Schneider-Propulsoren und einen großflächigen Skeg zur Dämpfung von Rollbewegungen im Seegang (Abbildung 6).



Abbildung 6: Offshore Supply Vessel (OSV) mit Voith-Schneider-Propulsoren zum Transport von Servicepersonal zu Offshore-Windenergieanlagen (Quelle: Voith Turbo GmbH & Co. KG).

Tabelle 1: Hauptabmessungen des untersuchten OSV.

Schiffstyp	Loa	Lwl	Bwl	Tdes
Offshore-Supply-Vessel	39 m	37 m	8,75 m	2,46 m

Die adjungierte Formoptimierung des OSV erfolgte bei der Designgeschwindigkeit von 15 Knoten ($F_n \approx 0,4$) unter Vernachlässigung dynamischen Trimmens und Tauchens. Der Skeg wurde während der Optimierung fortgelassen, da er keinen Beitrag zum Wellenwiderstand des Schiffes leistet. Zielfunktion war der Glatwassergesamtwiderstand. Als Deformationsstrategie wurde eine Kombination aus CAD-freier regularisierter Verformung des CFD-Gitters und CAD-basierter Glättung im Entwurfssystem CAESSES® gewählt.



Abbildung 7: Formoptimierung eines OSV (Maßstab 1:9, Geschwindigkeit 15 kn, $F_n \approx 0,4$). (a) Formsensitivität bzgl. Zielfunktion „Glatwassergesamtwiderstand“. (b) Veranschaulichung der Nebenbedingung „Erhaltung der Wasserverdrängung“. (c) Implikationen der Nebenbedingungen „Verformung beschränkt auf benetzten Rumpf“ und „maximal zulässige Breite“.

Die Formoptimierung wurde unter Einhaltung folgender Nebenbedingungen durchgeführt: Erhaltung der Verdrängung (Abbildung 7b), Beschränkung der Deformation auf den benetzten Teil des Rumpfes, Vorgabe einer maximal zulässigen Rumpfbreite (Abbildung 7c) und Erhalt der Lage des Heckspiegels. Die drei zuletzt genannten Nebenbedingungen führten zu Beulen in der Rumpfform (cf. Abbildung 7c), welche durch Nachstraken in CAESES® entfernt wurden. Insgesamt wurde die Hauptschleife der adjungierten Optimierung 65 Mal und die Nebenschleife zur Formglättung (vgl. Abbildung 1) dreimal durchlaufen. Die Rumpflinien der Finalvariante unterschieden sich von der Ausgangsform hauptsächlich in den Vorschiffsspanten mit stärkerer V-Form sowie durch einen größeren Kimmradius am Hinterschiff (Abbildung 8). Dies ging mit einer Verdrängungsverschiebung von achtern in Richtung Bug einher. Darüber hinaus war der Vorsteven bei der Finalform stärker geneigt als beim Ausgangsrumpf.

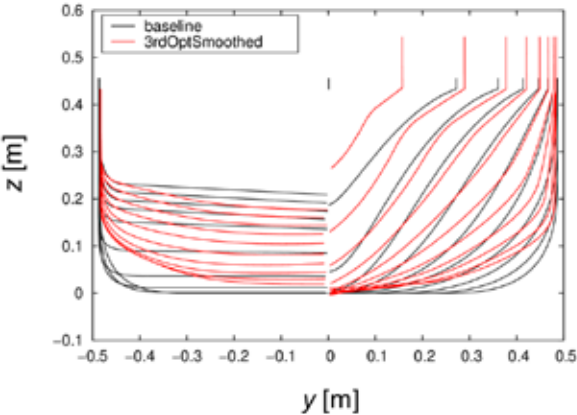


Abbildung 8: Änderung der Spantlinien des OSV nach 65 CAD-freien Deformationszyklen und 3 CAD-basierten Glättungsdurchgängen. Vergleich zwischen Ausgangsform (schwarz) und Finalform (rot).

Im Zuge der Formoptimierung kam es zu einer Verlängerung der Wasserlinie des Rumpfes. Da eine derartige Verlängerung als „triviales Optimum“ aufgefasst wurde, war der ursprüngliche Plan, die Erhaltung der Wasserlinienlänge ebenfalls als Nebenbedingung der Optimierung zu formulieren. Allerdings stellte sich heraus, dass der Optimierungsprozess dadurch zu restriktiv und unflexibel wurde. Statt dessen wurde die Wasserlinienverlängerung zunächst zugelassen und der Rumpf nach Abschluss der automatischen Formoptimierung manuell auf die Ursprungslänge „zurückgestaucht“. Im Folgenden werden daher drei verschiedene Varianten miteinander verglichen: Ausgangsform (Variante „BL“ – Baseline), adjungiert-optimierte Form (Variante „AO“ – Adjoint Optimization) und gestauchte Form (Variante „SAO“ – Shrunk Adjoint Optimization). Da die Erhaltung der Verdrängung (Tragfähigkeit) des OSV wesentliche Nebenbedingung der Studie war, ergab sich aus der Stauchung der Variante „SAO“ eine Tiefgangszunahme in Großausführung um 22 cm von 2,46 m auf 2,68 m.

Die drei Rumpfformen „BL“, „AO“ und „SAO“ wurden zunächst einem „numerischen Widerstandstest“ im Maßstab 1:9 unterzogen, wobei Trimmen und Tauchen zugelassen wurden;

auch der Skeg – während des Optimierungszyklus noch vernachlässigt – wurde nun berücksichtigt. Die Varianten „BL“ und „SAO“ wurden anschließend im Großen Schlepptank der HSWA getestet. Somit ergaben sich fünf Datensätze aus drei numerischen (CFD) und zwei experimentellen (EXP) „Schlepptests“ (Abbildung 9).

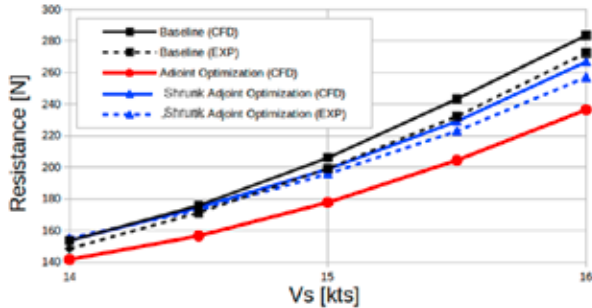


Abbildung 9: Gesamtwiderstand des OSV-Modells im Glatwasser (Maßstab 1:9) versus Schiffsgeschwindigkeit. Vergleich der drei Varianten „BL“, „AO“ und „SAO“ (s. Text) gemäß CFD-Prognose mit den entsprechenden experimentellen Daten der Rumpfformen „BL“ und „SAO“.

Bei der Ausgangsform „BL“ (schwarze Kurven in Abbildung 9) lag die CFD-Prognose des Glatwassermodellwiderstands geschwindigkeitsunabhängig ca. 3,5% unterhalb der gemessenen Werte. Die Übereinstimmung war bei der Formvariante „SAO“ besser (blaue Kurven in Abbildung 9); allerdings ergaben sich Unterschiede in der Steigung der Kurven. Die CFD-Simulationen und Tanktests zeigten einen geringeren Widerstand der formoptimierten Variante „SAO“ verglichen mit der Ausgangsform „BL“ auf, d.h. es konnte numerisch und experimentell nachgewiesen werden, dass die automatische adjungierte Formoptimierung tatsächlich zu besseren Rumpflinien führte. Allerdings ergab der Vergleich zwischen den Varianten „SAO“ und „AO“ (rote Kurve in Abbildung 9), dass die nachträgliche Stauchung der Form „AO“ zur Form „SAO“ und die damit einhergehende Tiefgangszunahme einen Großteil (ca. 10%) der Widerstandsreduktion wieder vernichtete (Tabelle 2). Grund war eine Inkonsistenz zwischen den optimierten Rumpflinien und dem Tiefgang bei der Form „SAO“.

Tabelle 2: Relative Änderung des Glatwasserwiderstands zweier optimierter Rumpfformen des OSV („AO“ und „SAO“, s. Text) im Vergleich zum Ausgangsdesign („BL“). Daten aus CFD-Simulationen im Maßstab 1:9.

		Schiffsgeschwindigkeit				
		14 kn	14,5 kn	15 kn	15,5 kn	16 kn
Änderung im Vergleich zur Form „BL“	Variante „AO“	-7,8%	-13,7%	-16,6%	-16%	-16,6%
	Variante „SAO“	0	-0,7%	-3,5%	-5,8%	-5,9%

Neben dem Glattwasserwiderstand war bei der Optimierungsstudie auch das schiffs-eigene Wellensystem von Interesse, da der Wellenwiderstand bei dem untersuchten OSV einen dominanten Anteil am Gesamtwiderstand hatte. Auf den Foto- und Videoaufnahmen der Schleppversuche war zu erkennen, dass die modifizierte Rumpfform „SAO“ eine kleinere, weniger stark brechende Bugwelle aufwies als die Ausgangsvariante „BL“ (Abbildung 10). Das Hauptwellental fiel bei der Form „SAO“ etwas flacher aus als bei der Form „BL“, und das gesamte Bugwellensystem (Wellenberg am Bug und Hauptwellental) war nach achtern verlagert. Dies ging allerdings mit einer Verschlechterung der Querwelle stromab vom Heckspiegel einher, welche bei der modifizierten Form „SAO“ höher auflief und stärker brach („schäumte“) als bei der Originalform „BL“.



Abbildung 10: Versuchsfotos im Großen Schlepptank der HSVA bei 16 kn Schiffsgeschwindigkeit; oben: Ausgangsform „BL“, unten: Form „SAO“.

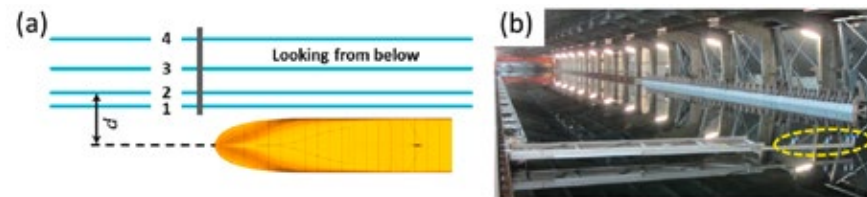


Abbildung 11: Wellenschnittmessungen mit Ultraschallsensoren. (a) Skizze zur Anordnung der Sensoren. (b) Messaufbau im Großen Schlepptank der HSVA. Die vier Sensoren sind gelb eingekreist.

Das schiffseigene Wellensystem wurde im Schlepptank nicht nur qualitativ beurteilt, sondern es wurden auch vier Wellenschnitte entlang der Modellrumpfe aufgezeichnet (Abbildung 11a). Hierzu wurden Ultraschallsensoren an einem an der Schlepptankwand befestigten Ausleger montiert (Abbildung 11b). Dieser verfügte über einen verschiebbaren Arm, so dass die Sensorpositionen relativ zur Mittschiffsebene vom Schleppwagen aus justiert werden konnten (Tabelle 3).

Tabelle 3: Anordnung der Ultraschallsensoren (s. Abbildung 11a).

Sensor	1	2	3	4
Abstand d	0,65 m	0,85 m	1,5 m	2,5 m

Die stationären Ultraschallsonden zeichneten während der Vorbeifahrt des Schiffsmodells Zeitsignale der Wellenerhebung auf, wobei der Messbeginn von einer Lichtschranke ausgelöst wurde. Mit Hilfe der bekannten Schleppgeschwindigkeit wurden die aufgezeichneten Zeitschriebe in räumliche Wellenschnitte umgewandelt. Diese wurden mit den Ergebnissen aus den „CFD-Schlepptests“ verglichen (Abbildung 12).

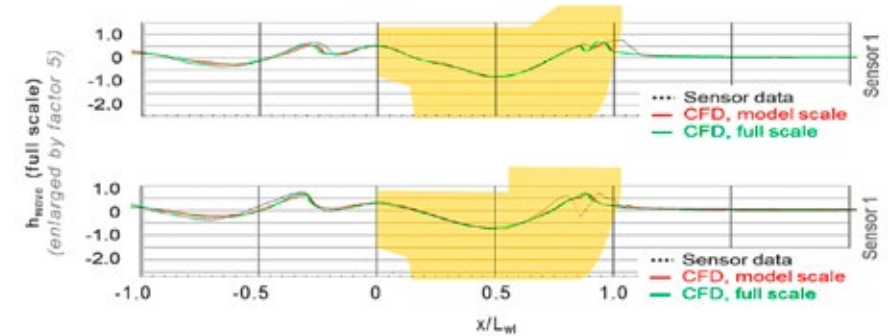


Abbildung 12: Wellenschnitte an Position 1 (vgl. Abbildung 11a) entlang des Rumpffmodells (oben: Ausgangsform „BL“, unten: Form „SAO“). Vergleich von gemessenen (schwarz) mit berechneten Daten (CFD-Simulationen im Maßstab 1:9 – rot und in Großausführung – grün). Die Wellenerhebung ist zur Verdeutlichung fünffach überhöht dargestellt.

Die globale Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Wellenschnitten war bei beiden Rumpfformen zufriedenstellend: Die wesentlichen Strukturen des Wellensystems wie Bugwelle, Hauptwellental sowie Querwellensystem stromab des Heckspiegels wurden bezüglich ihrer Lage und zum großen Teil auch ihrer Form in den CFD-Simulationen korrekt wiedergegeben. Allerdings wurden lokale Details der Bugwelle in den Simulationen nicht aufgelöst: Dies wurde vor allem an der modifizierten Form „SAO“ deutlich, bei der im Tankversuch ein lokales Minimum im Bugwellenschnitt auftrat, nicht jedoch in den CFD-Simulationen. Hier zeigt sich, dass die Simulation brechender, „spritzender“ Bugwellen mit dem VoF-Ansatz nach wie vor anspruchsvoll ist.

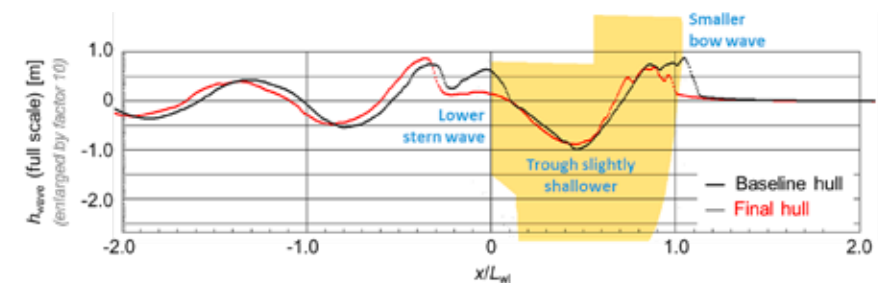


Abbildung 13: Gemessener Wellenschnitt an Position 1 (cf. Abbildung 11a) entlang der Rumpffmodelle. Vergleich zwischen Ausgangsform (schwarz) und Finalform (rot). Zur Verdeutlichung sind die Wellenhöhen um den Faktor 10 überhöht dargestellt.

Ein Vergleich der rumpfnächsten Wellenschnitte entlang der Ursprungsform „BL“ und der Finalvariante „SAO“ bestätigte die Beobachtungen aus den Versuchsfotos: Die Bugwelle

wurde durch die Formänderung etwas verkleinert und nach achtern verschoben, und das Hauptwellental fiel bei der Form „SAO“ geringfügig flacher aus als bei der Form „BL“ (Abbildung 13). Die Wellenhöhe direkt am Heckspiegel war bei der Variante „SAO“ geringer als bei der Form „BL“; allerdings fiel der erste Wellenberg im Querwellensystem stromab des Heckspiegels höher aus.

ZUSAMMENFASSUNG

Die Funktionalität und Leistungsfähigkeit des im Vorhaben No-Welle entwickelten adjungierten Formalismus zur Optimierung von Schiffsrumpfformen in turbulenter Zweiphasenströmung wurde anhand von zwei Formstudien für einen Containerfrachter und ein OSV erfolgreich demonstriert. Beim Kriso-Containerschiff wurde eine Verringerung des Glatwasserwiderstandes um 5% erreicht. Bemerkenswert ist der um 20% geringere Druckwiderstand des formoptimierten Schiffes im Vergleich zum Ausgangsentwurf, der auf ein deutlich verbessertes Wellenfeld zurückzuführen ist. Vergleiche mit experimentellen Daten aus der Literatur zeigen eine exzellente Übereinstimmung der Wellenerhebung zwischen Simulation und Versuch. Auch beim Offshore-Versorgungsschiff führte die adjungierte Formoptimierung zu einer experimentell bestätigten Abnahme des Glatwasserwiderstandes um bis zu 6% je nach Schiffsgeschwindigkeit. Das rumpferzeugte Wellensystem wurde hier ebenfalls verbessert, wie anhand von simulierten und gemessenen Wellenschnitten nachgewiesen. Beide Anwendungsbeispiele zeigen eindrucksvoll, dass das Hauptziel von No-Welle erfolgreich umgesetzt wurde: die Einbindung der freien Oberfläche und der damit verbundenen Wellenbildung in das adjungierte Optimierungssystem adFreSCo+.

DANKSAGUNG

Die Autoren danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie im Namen des No-Welle-Konsortiums für die Förderung des Projektes sowie dem Projektträger Jülich für die sehr gute administrative Projektbetreuung.

LITERATUR

- [1] Brenner, M., Harries, S., Wunderlich, S., Kröger, J., Stück, A., Rung, T., Gatchell, S., Schrader, L.U., Marzi, J. (2012), FORM-PRO – Hydrodynamische Optimierung von Schiffen mit aktiver Propulsion. In: Tagungsband der Statustagung Schifffahrt und Meerestechnik 2012, S. 65-84
- [2] Kröger, J. (2016), A Numerical Process for the Hydrodynamic Optimisation of Ships. Dissertation, Institute for Fluid Dynamics and Ship Theory, TUHH Hamburg University of Technology
- [3] Larsson, L., Stern, F., Visonneau, M. (2010), Gothenburg 2010 – A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, volume II. Tech. Report, Department of Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden
- [4] Kim, W.S., Van, S.H., Kim, D.H. (2001), Measurement of flows around modern commercial ship models. Experiments in Fluids 31, S. 567-578
- [5] Kröger, J., Rung, T. (2015), CAD-free Hydrodynamic Optimisation using Consistent Kernel-Based Sensitivity Filtering. Ship Technology Research 62(3), S. 111-130

KESS –

"KOMPAKTE UND EFFIZIENTE ABGASNACHBEHANDLUNG ZUR MINIMIERUNG VON STICKOXIDEN UND SCHALLEMISSIONEN"

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX397

DR. BERNHARD URBAN (FR. LÜRSSEN WERFT GMBH & CO.KG)
BIRK PAKE (FR. LÜRSSEN WERFT GMBH & CO.KG)
JÜRGEN HEMSING (NIESSING ANLAGENBAU GMBH)
THOMAS NIESSING (NIESSING ANLAGENBAU GMBH)
UWE SCHMIDT (HUG ENGINEERING)
MATHIAS LINDT (HUG ENGINEERING)

MOTIVATION

Der Umweltschutz und die daraus resultierende Reinhaltung der Luft, erfordert die Einflussnahme auf die Entwicklung und Technik bei Verbrennungsprozessen, um eine möglichst geringe Luftverunreinigung zu erreichen, bzw. zu gewährleisten. Schiffsneubauten mit Kiellegung ab dem 01.01.2016 müssen die IMO Tier III Emissionsgrenzwerte einhalten. In den ausgewiesenen ECA-Gebieten (Abbildung 1) bedeutet dies eine Reduzierung der Stickoxidemissionen um ca. 80% (Abbildung 2).

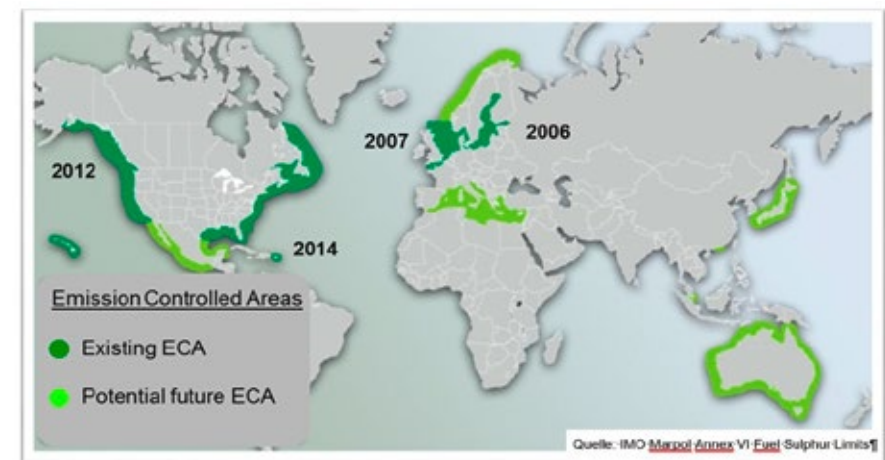


Abbildung 1: Existierende und geplante Emissionskontrollgebiete (ECA)

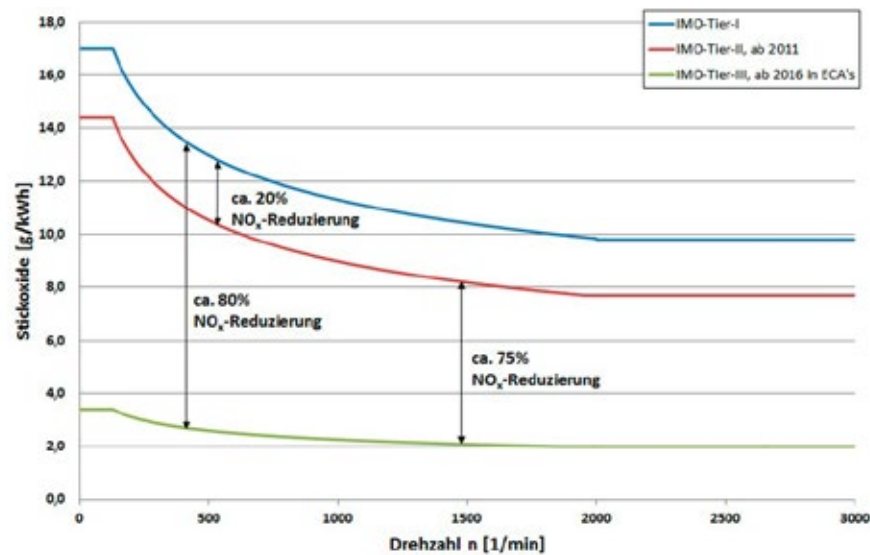


Abbildung 2: NOx-Grenzwerte

Diese Reduzierung kann bei Dieselmotoren mit derzeit verfügbaren Technologien ausschließlich auf dem Wege einer Abgasnachbehandlung erreicht werden. Hierzu werden sogenannte SCR-Katalysatoren eingesetzt (Abbildung 3). Diese Systeme werden in den Abgasstrang in Serie mit dem Schalldämpfer und gegebenenfalls einen Partikelfilter eingebaut und benötigen zusätzlichen Platz, erhöhen das Gewicht des Schiffes und verursachen zusätzliche Kosten. Vor allem bei Schiffen mit kompakten Maschinenräumen und hohen Anforderungen an die akustischen Eigenschaften des Schalldämpfers führt dies zu erheblichen Integrationsschwierigkeiten.

Der Begriff selektive katalytische Reduktion (englisch selective catalytic reduction, SCR) bezeichnet eine Technik zur Reduktion von Stickoxiden in Abgasen von Verbrennungsmotoren. Die chemische Reaktion am SCR-Katalysator ist selektiv, das heißt, dass bevorzugt die Stickoxide (NO , NO_2) reduziert werden, während unerwünschte Nebenreaktionen wie die Oxidation von Schwefeldioxid zu Schwefeltrioxid weitestgehend unterdrückt werden. Die Reaktion erfordert Ammoniak (NH_3), das in das Abgas eingesprüht wird. Die Produkte der Reaktion sind Wasser (H_2O) und Stickstoff (N_2).

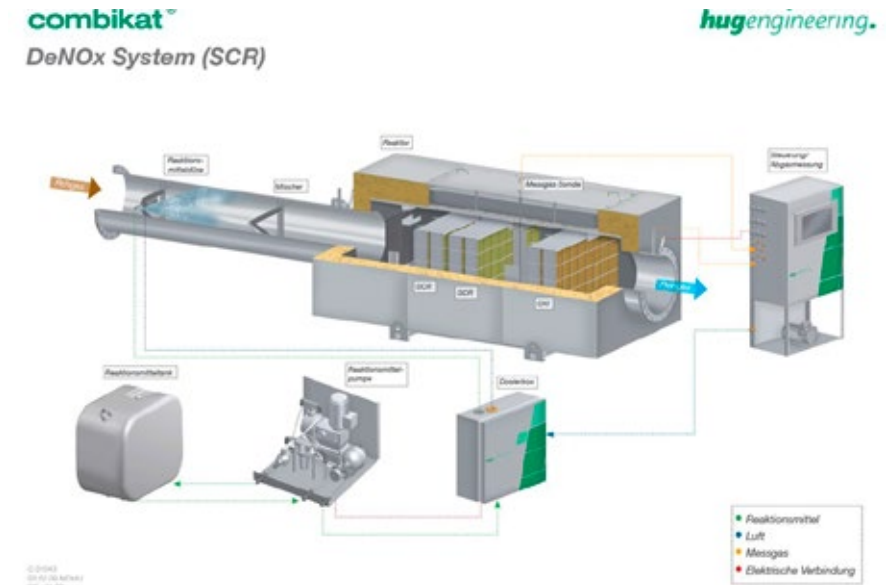


Abbildung 3: Stand der Technik SCR

Das für die SCR-Reaktion benötigte Ammoniak wird nicht direkt, d. h. in reiner Form, verwendet, sondern aus der Reaktion einer wässrigen Harnstofflösung gewonnen. Diese wässrige Lösung wird vor dem SCR-Katalysator in den Abgasstrang HWL-Dosiersystem eingesprüht. Aus der Harnstoff-Wasser-Lösung entstehen durch eine Hydrolyse Reaktion Ammoniak und CO_2 . Das so erzeugte Ammoniak kann in einem speziellen SCR-Katalysator bei entsprechender Temperatur mit den Stickoxiden im Abgas reagieren. Die Menge des eingespritzten Harnstoffs ist von der motorischen Stickoxidemission und damit von der momentanen Drehzahl und dem Drehmoment bzw. der Leistung des Motors abhängig. Der Verbrauch an Harnstoff-Wasser-Lösung bei schnelllaufenden Schiffsdieselmotoren beträgt üblicherweise etwa 6 bis 8 % der Menge des eingesetzten Dieselmotorkraftstoffs. Es muss deshalb ein entsprechendes Tankvolumen mitgeführt werden.

Typisch für den konstruktiven Aufbau einer SCR-Anlage ist eine Eindüs- und Mischstrecke an dessen Anfang die Harnstofflösung in das Abgas eingespritzt und dabei mittels Düsen zerstäubt wird. Das Eindüsrohr fungiert dabei als Reaktionsstrecke, welche zwischen dem Punkt der Harnstoffeindüsung und dem SCR-Katalysator liegt. Innerhalb einer Reaktionsstrecke kommt es zu einer endothermen Reaktion des Harnstoffes (Thermolyse), wobei reines Ammoniak gebildet wird, sowie zu einer Folgereaktion mit dem im Abgas vorkommenden Wasser (Hydrolyse), wobei ebenfalls reines Ammoniak gebildet wird. Das Ammoniak wird im SCR-Katalysator adsorbiert und für die SCR-Reaktion genutzt.

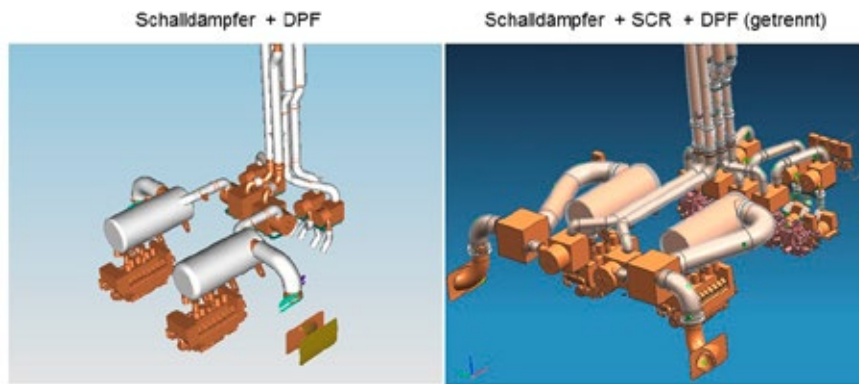


Abbildung 4: Vergleich der Abgasanlagen mit und ohne SCR-Katalysator

Nach dem Stand der Technik würde ein Abgasnachbehandlungssystem für eine typische Yacht aus den folgenden Einzelkomponenten bestehen:

- › Schalldämpfer
- › Partikelfilter
- › SCR-Katalysator

Alle diese Komponenten müssen miteinander verrohrt werden, wobei für den SCR-Katalysator eine vorgegebene Länge für die (gerade) Eindüsstrecke berücksichtigt werden muss. In Abbildung 4 ist die Größe und Komplexität einer solchen Anlage für Hauptmaschinen und Bordstromaggregate beispielhaft dargestellt. Es ist deutlich erkennbar, dass insbesondere für die Verrohrung der Komponenten zusätzlicher Platz benötigt wird. Daraus leitete sich direkt die Motivation des Vorhabens KeSS ab, eine kompakte und effiziente Abgasnachbehandlungsanlage zu entwickeln.

ZIELSTELLUNG

Zukünftig sollte es weiterhin möglich sein, kompakte Maschinenräume zu gestalten die ein TIERIII konformes Abgasnachbehandlungssystem beinhalten. Auf Basis des Stands der Technik war dies bislang nicht möglich.

Ziel des Vorhabens war es daher, die beiden stets notwendigen Komponenten Schalldämpfer und SCR-Katalysator zu einer Anlage zu vereinigen und damit eine erhebliche Reduzierung des Gewichtes und Bauraumes zu erzielen.

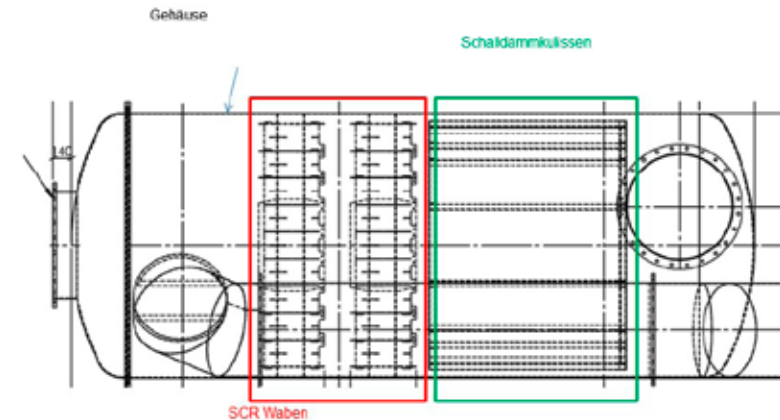


Abbildung 5: Idee KeSS

Das neue System sollte im Vergleich zum Stand der Technik bezüglich der folgenden Kriterien mindestens gleichwertig oder besser sein. Das heißt:

- › Erfüllung der NO_x-Grenzwerte gemäß IMO Tier III, entsprechend einer Reduzierung der NO_x-Emissionen um $\geq 80\%$.
- › Reduzierung der Schallemissionen entsprechend individueller Anforderungen, z. B. Erfüllung der Comfort Class oder individueller Anforderungen von Yachtkunden.

Konkrete technische Arbeitsziele waren:

- › Festlegung der physikalischen Randbedingungen anhand Motortests unter realen Bedingungen
- › Reduzierung des Gesamtgewichtes um ca. 30%
- › Reduzierung des Bauraumes um ca. 30%
- › Verringerung des Koordinierungsaufwandes um 15%
- › Kostenreduzierung um 20–30 %
- › Reduzierung des Abgasgedrucks um 10–15 mbar

Die Reduzierung des Bauraums und des Gewichtes sollte im Wesentlichen dadurch erreicht werden, dass die SCR-Waben in das Gehäuse des Schalldämpfers integriert werden und eine geschickte Anordnung der Eindüsstrecke gewählt werden kann bzw. eine noch kompaktere Form der Harnstoffeindüsung gefunden wird. Auf Basis eines einheitlichen Grundkonzeptes für verschiedene Motorentypen mit wenigen Anschlussvarianten sollte der Koordinierungsaufwand gesenkt werden. Die verschiedenen Maßnahmen sollten schließlich zu einer Reduzierung der Kosten für das Abgassystem führen. Entscheidend dabei war, die Eigenschaften der Einzelkomponenten in keiner Weise einzuschränken.

Ein solches Abgassystem kann dann auch für die Nachrüstung bestehender Schiffe genutzt werden, bei denen eine Vergrößerung der technischen Räume wirtschaftlich nicht in Betracht kommt. Gleiches gilt für Nachbauten bereits existierender Konstruktionen.

VORGEHENSWEISE

Das Zusammenführen der Einzelkomponenten Schalldämpfer und SCR-Katalysator erfordert die Zusammenarbeit mehrerer Experten, die auf ihrem jeweiligen Gebiet führend sind. Für die Realisierung des Vorhabens wurde daher ein Konsortium aus den Partnern:

- › Fr. Lürssen Werft
- › Nießing Anlagenbau
- › HUG Engineering

gebildet. Die Lürssen Werft hat dabei die Koordinierung des Vorhaben übernommen und die schiffbaulichen Kenntnisse für die Auslegung der Maschinenräume und die akustischen Randbedingungen eingebracht. Die Fa. Nießing ist Spezialist auf dem Gebiet der Schalldämpferauslegung und des Schalldämpferbaus und die Fa. HUG Engineering ist Marktführer auf dem Gebiet der Abgasnachbehandlung.

Das Vorhaben war für eine Dauer von 24 Monaten ausgelegt und wurde in mehrere Phasen unterteilt. Diese sind im Einzelnen:

1. Entwicklung verschiedener Konzepte/Erstellung Lastenheft
2. Umsetzung eines Konzeptes für Validierung
3. Testlauf mit einem Großmotor (4-5 MW)/Auswertung/Ausschluss möglicher K.O.-Kriterien
4. Systemweiterentwicklung und Neuentwicklung einer kompakten Eindüsstrecke
5. Erprobung eines kleinskalierten Systems
6. Entwicklung eines optimierten Baukastensystems
7. Validierung

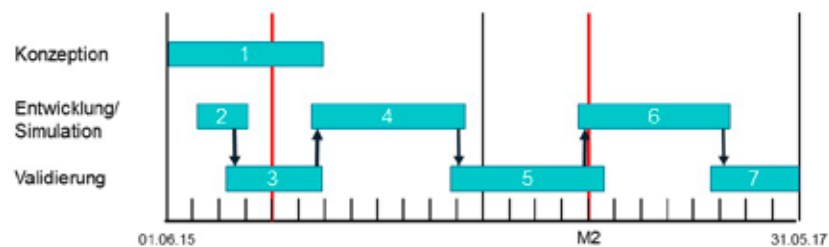


Abbildung 6: Arbeitsplan KeSS

Für die Entwicklung eines kombinierten Systems wurden zunächst die Randbedingungen festgesetzt. Hierzu wurden die bereits beschriebenen Vorschriften und Forderungen der Klassifizierungsgesellschaften und der relevanten Organisationen zusammengefasst sowie die geometrischen Randbedingungen für den Einsatz an Bord einer Yacht ermittelt. Aus

diesen Daten wurden für einen ersten Versuch zwei Varianten entwickelt, welche in Form von Demonstratoren auf einem Prüfstand bei Maschinenbau Halberstadt (MBH) in Halberstadt getestet wurden.

1. Prüfstandslauf

Ziel des ersten Testlaufes war die Überprüfung des Grundkonzeptes an einem Großmotor. Die Versuche wurden im September 2015 in einem Zeitraum von einer Woche durchgeführt. In diesem Zeitfenster wurde ein umfangreiches Versuchsprogramm durchlaufen. Neben den beiden Varianten mit und ohne Rohrschalldämpfer, wurden weitere kleine Umbaumaßnahmen, z. B. zusätzliche Leitbleche, vorgenommen.

Die erste Variante zeigt in Abbildung 7 nach Motorausritt eine Aufteilung des Abgasvolumenstroms in zwei Stränge und in jeweils separate Mischstrecken. Nachfolgend wird das Abgas durch jeweils einen Vorschalldämpfer geleitet, um dann in dem Hauptteil des Systems wieder vereint zu werden und nach ausreichender Homogenisierung auf die erste Wabenreihe zu treffen. Zwischen der ersten und der zweiten Wabenreihe ist eine Wartungsöffnung vorgesehen, welche den Abstand zwischen den beiden Wabenreihen erklärt. Nach der zweiten Wabenreihe gelangt das Abgas in den schalldämpfenden Teil, welcher hier als Kulissendämpfer ausgeführt wurde. Von hier wird das Abgas in die Austrittsleitung und weiter in die Atmosphäre geleitet.

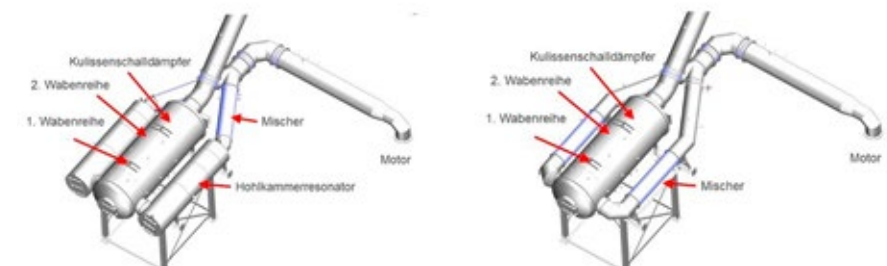


Abbildung 7: Getestete Varianten mit dem 4,2 MW-Motor

Bei der Variante 2 unterscheidet sich das System lediglich durch den fehlenden Vorschalldämpfer. Dieser Platz wurde durch die Mischstrecke ersetzt, womit diese näher an den Katalysator heranrückt.

Der Versuch wurde mit einem Motor von General Electric vom Typ GE16V250 mit einer Leistung von 4,2MW durchgeführt. In Abbildung 8 ist die Variante 2 auf dem Prüfstand dargestellt.

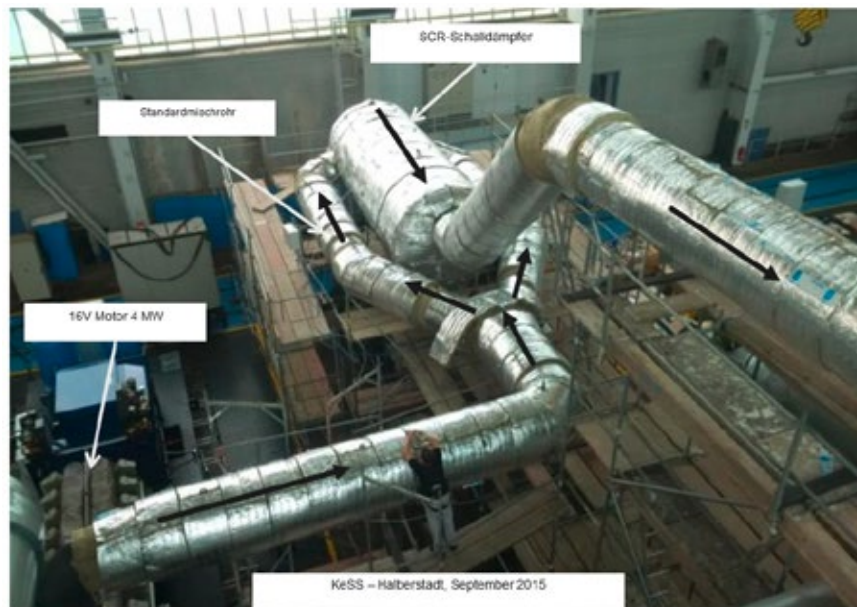


Abbildung 8: Test Variante 2 auf dem Prüfstand

Während der Versuche wurden folgende Messwerte ermittelt:

1. Schalldruckpegel
2. NO_x-Umsatz
3. Abgasgegendruck
4. Strömungsgeschwindigkeiten
5. Abgaszusammensetzung

Während der Versuchsläufe wurden die Lastpunkte 25%, 50%, 75% und 100% angefahren um das Systemverhalten zu analysieren. Dadurch ergaben sich 40 Schallmessungen bei 2 Konfigurationen. Die entsprechenden Schallleistungspegel wurden mit einem speziellen Kanalmesssystem für tiefe Frequenzen und hohe Temperaturen durch ein externes Schallschutzbüro gemessen. Es wurde das Motorausgangsspektrum sowie vor bzw. nach den Einbauten (Schalldämpfer, SCR) gemessen. Dies erlaubte die Dämpfungswerte der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems zu identifizieren. Abbildung 9 zeigt Ergebnisse der Schallmessung während der Versuche. In der linken Bildhälfte ist die Schallleistung der Variante 1 mit zusätzlichem Rohrschalldämpfer über die Terzmittenfrequenzen abgebildet, im rechten Teil die Schallleistung der Variante 2 ohne Rohrschalldämpfer. Die Wirkung des zusätzlichen Rohrschalldämpfers ist im unteren Frequenzbereich zwischen 32 und 315 Hz erkennbar. Dieser Frequenzbereich ist im Schiff mit passiven Maßnahmen schwer zu beherrschen und daher für den Komfort an Bord besonders relevant. In Summe wird eine Einfügedämpfung von 35 dB erreicht.

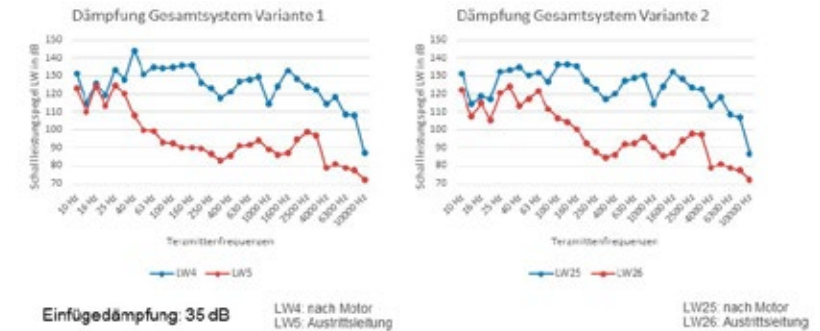


Abbildung 9: Vergleich der Schalldämpfung der beiden Varianten

Zur Bestimmung der NO_x-Umsetzungsrate wurden Sensoren an verschiedenen Positionen im System verteilt. Neben der Rohgasmessung direkt hinter dem Motor, welche für die Dosierung der Harnstofflösung notwendig ist, waren auch Sensoren hinter dem Katalysator und im Katalysator direkt vor den Waben angeordnet. Vor den Waben waren in mehreren Ebenen Sensoren platziert, um die Mischgüte des Abgases zu messen. Exemplarisch ist ein Ergebnis in Abbildung 10 dargestellt. Im linken Teil ist die NO-Konzentration dargestellt, im rechten Teil die Geschwindigkeitsverteilung, die mittels einer CFD-Untersuchung berechnet wurde. Die Ergebnisse zeigen, dass die Mischgüte bzw. Geschwindigkeitsverteilung ausreichend gut ist, allerdings teilweise höhere NO-Konzentration beobachtet werden konnten.

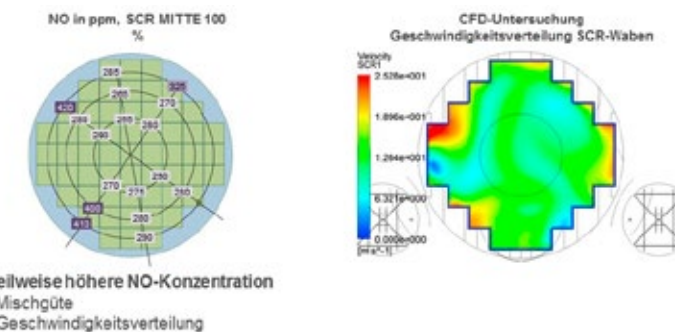


Abbildung 10: SCR Performance

Gemäß IMO müssen bei unterschiedlichen Laststufen unterschiedliche Umsetzungsraten erreicht werden. Die jeweiligen Grenzwerte werden in allen Laststufen deutlich unterschritten. Für die erste Prüfstandsphase kann zusammengefasst werden, dass alle Ziele für den ersten Entwicklungsschritt erreicht werden konnten, sowohl hinsichtlich der Schallemissionen als auch der NO_x-Grenzwerte. Optimierungspotential gab es noch bezüglich der Mischgüte und des benötigten Bauraumes.

Tabelle 1: Erreichte NO_x-Umsatzraten der Variante 1 mit Rohrschalldämpfer und der Variante 2 ohne Rohrschalldämpfer

Variante	Last	SOLL-Umsatz IMO	IST-Umsatz
Variante 1	100 %	80 %	85 %
Variante 2			84 %
Variante 1	75 %	85 %	93 %
Variante 2			93 %
Variante 1	50 %	85 %	96 %
Variante 2			96 %

2. Prüfstandslauf

Ziel des zweiten Prüfstandlaufes war die Optimierung des Systems, durch die Erprobung einer Vielzahl von Varianten. Da bereits nachgewiesen wurde, dass eine Kombinationsanlage für einen Motor im Megawattbereich die technischen Anforderungen erfüllt, wurde aus Kosten- und Handlingsgründen ein kleinerer Motor von Caterpillar des Typs C18 mit 490 kW für die Erprobung gewählt. Die Prüfstandläufe fanden im Dezember 2016 bei Zeppelin in Achim bei Bremen statt. Es wurde ein Versuchsprogramm für 35 unterschiedliche Varianten ausgearbeitet, welches innerhalb von 2 Wochen abgearbeitet werden sollte. Daraus ergaben sich allein für die Schallmessungen 380 Messwerte. Die unterschiedlichen Konfigurationen beinhalteten verschiedene Schalldämpfer sowie Schalldämpferanordnungen und SCR Wabentypen.



Abbildung 11: Prüfstand bei Zeppelin in Achim

Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 11 dargestellt. Die Abgase des Motors wurden über eine temporäre Abgasleitung zur Prüfstrecke geleitet. Hier wurde ein Gestell errichtet, auf dem die unterschiedlichen Schalldämpfer und Eindüsstrecken vor dem eigentlichen Katalysator aufgebaut werden konnten.

Im Folgenden wird im Wesentlichen auf zwei Schalldämpfervarianten der Versuchsreihe eingegangen. Bei der Variante 1 wurde dem SCR-Katalysator ein Umlenkschalldämpfer und bei Variante 2 ein Hohlkammerresonator vorgeschaltet. In Abbildung 12 sind die beiden Varianten dargestellt. Die Eindüsung der Harnstofflösung erfolgte jeweils unmittelbar vor dem Schalldämpfer, sodass die Vermischung im Schalldämpfer stattfand und eine zusätzliche Mischstrecke entfällt.

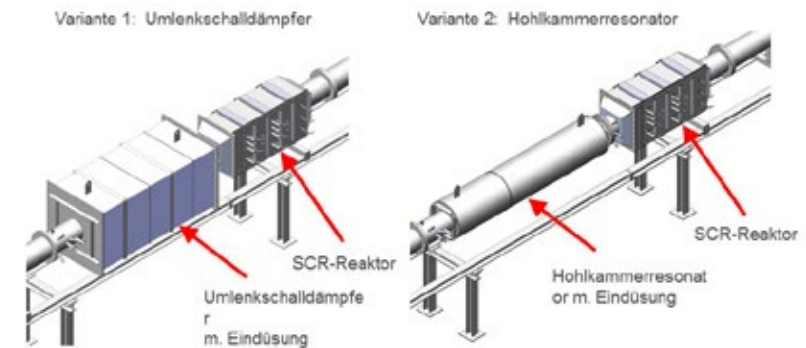


Abbildung 12: Versuchsmatrix der unterschiedlichen Varianten

Der Umlenkschalldämpfer ist im Gegensatz zum Hohlkammerresonator eckig ausgeführt und erheblich kürzer. Die Einfügedämpfung des Umlenkschalldämpfers beträgt 45 dB. Dieser ist über ein breites Frequenzspektrum wirksam. Der Hohlkammerresonator besitzt eine immer noch sehr gute Einfügedämpfung von 30 dB (vergl. Abbildung 12), wird aber schmalbandiger, vornehmlich auf tiefe Frequenzen und insbesondere auf die Zündfolgefrequenz des Motors ausgelegt.

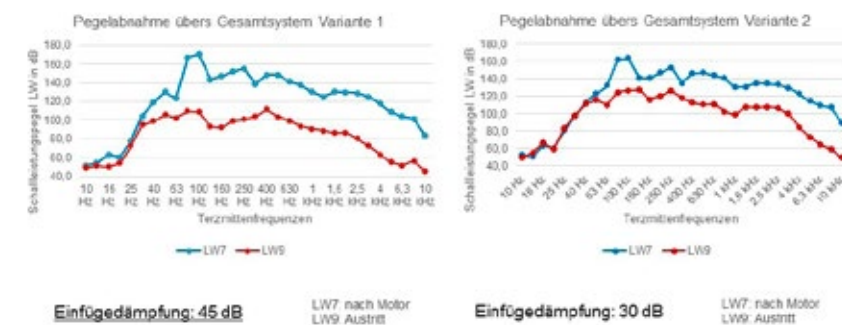


Abbildung 13: Versuchsmatrix der unterschiedlichen Varianten

Die Messungen der NO_x-Verteilung vor den SCR-Waben beim Einsatz des Umlenkschalldämpfers sind sehr homogen und weisen keine überhöhten Konzentrationen wie beim Hohlkammerresonator oder den ersten Versuchen in Halberstadt auf.

Variante1: NOx in ppm, SCR MITTE 100 %

243	234	228
240	228	225
200	210	230

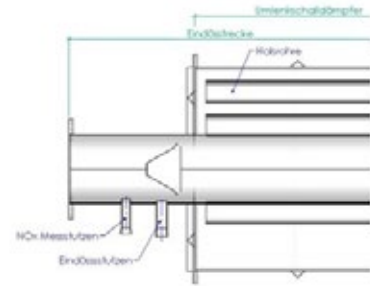


Abbildung 14: Versuchsmatrix der unterschiedlichen Varianten

Die Messergebnisse werden auch in den CFD-Untersuchen bestätigt. Hier wird eine sehr gleichmäßige Strömungsverteilung berechnet und die Mischgüte beträgt 99,67%. Die mehrfachen Umlenkungen des Abgases sind für diese gute Durchmischung verantwortlich. Die Befürchtungen möglicher Ablagerungen im Einlassrohr oder an anderen Stellen im Schalldämpfer konnten nach Beendigung der Versuche und Demontage des Schalldämpfers nicht bestätigt werden.

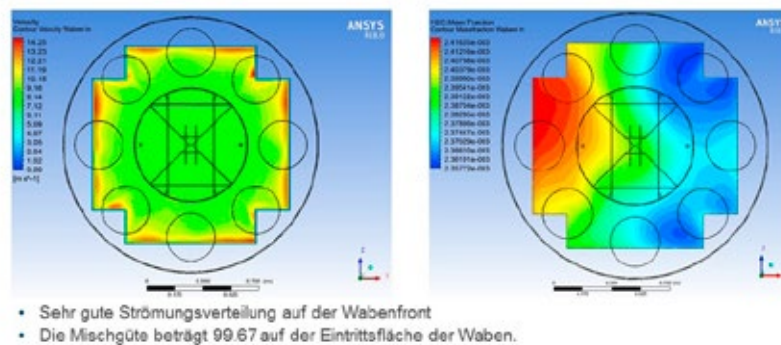


Abbildung 15: Versuchsmatrix der unterschiedlichen Varianten

Tabelle 2: Erreichte NOx-Umsatzraten der Variante 1 mit Umlenkschalldämpfer und der Variante 2 mit Hohlkammerresonator

Variante	Last	SOLL-Umsatz IMO	IST-Umsatz	Δp
Variante 1	100 %	80 %	83 %	41 mbar
Variante 2			87 %	19 mbar
Variante 1	50 %	85 %	92 %	23 mbar
Variante 2			92 %	11 mbar

ZUSAMMENGEFASSTE ERGEBNISSE:

- › Kombination von Umlenkschalldämpfer sowie Hohlkammerresonator mit der Eindüsstrecke zeigen gute Ergebnisse
- › Keine nachteilige Auswirkung durch den eckigen Reaktor auf die Schalldämpfung

VERWERTUNG

Aufgrund der Emissionsvorschriften der IMO gemäß Tier III wird die Lürssen Werft zukünftig die Yachten mit SCR-Katalysatoren ausrüsten müssen. Die Platzverhältnisse für technisches Equipment ist stets sehr knapp bemessen, so dass ein dringender Bedarf besteht ein kompaktes Abgasnachbehandlungssystem einzusetzen. Auf Grundlage der angestrebten Kosteneinsparung von rund 20% im Vergleich zu zwei getrennten Systemen, können Kostenersparnisse pro Yacht erwartet werden, die bis in den 6-stelligen Bereich gehen.

Im Rahmen des Vorhabens wurden zwei Komponenten miteinander vereint, die bislang stets getrennt entwickelt und verbaut wurden. Diese Kombination bietet nun große Einsparpotentiale hinsichtlich des Platzbedarfs, des Gewichts und der Kosten. Zu Beginn des Projektes barg diese Aussicht jedoch auch eine Reihe von Unbekannten. Diese konnten im Detail untersucht werden um einen generellen skalierbaren Lösungsansatz zu finden. Für Lürssen bedeutet dies im Wesentlichen, dass mehrere Bauformen gefunden wurden, die mit möglichst geringen Änderungen für viele Motorvarianten und Maschinenraumkonzepten einsetzbar sind (Abbildung 17).

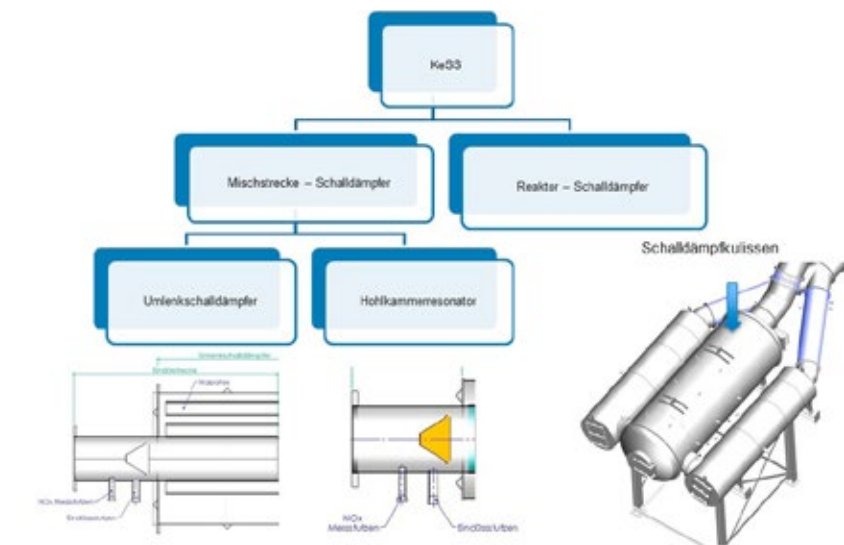


Abbildung 16: Versuchsmatrix der unterschiedlichen Varianten

Der Erfolg hing dabei natürlich auch von der Gestaltung der kombinierten Abgasanlage selbst ab. Die verschiedenen Herausforderungen wurden jeweils von kompetenten Partnern

angenommen und mit Hilfe von geeigneten Softwaretools konzipiert und simuliert, so dass mit einer möglichst großen Erfolgswahrscheinlichkeit die praktischen Versuche durchgeführt werden konnten.

Im Anschluss an das erfolgreiche Vorhaben wurden bereits erste kommerzielle Produkte entwickelt, welche auf einer Yacht installiert werden sollen. Hierbei sind neben den rein technischen Eigenschaften auch ästhetische Aspekte zu berücksichtigen. Die Fa. Nießing wird dabei das Gesamtsystem, mit den von HUG ausgelegten SCR-Komponenten, liefern. Langfristig soll daraus ein Serienprodukt für unterschiedliche Motortypen entstehen. Neben dem Neubaugeschäft von Yachten kann darüber hinaus auch das Reparaturgeschäft zukünftig interessant werden. Hier könnten die Reparaturwerften der Lürssen Gruppe zukünftig von den Entwicklungen profitieren.

In Abbildung 18 ist der Vergleich eines konventionellen Systems mit dem eines neu entwickelten und im Zuge des Projektes erprobten Systems dargestellt. Hier wird deutlich, wie sich die Platzverhältnisse neu gestalten lassen und die Leitungslängen signifikant verkürzen lassen. Dies wirkt sich auch positiv auf die Druckverluste aus.

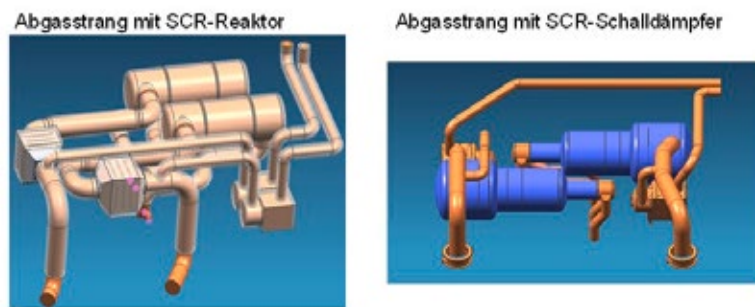


Abbildung 17: Vergleich konventionelles System zu neu entwickeltem System

ZUSAMMENFASSUNG

Das Vorhaben zielte darauf ab, eine kompakte Abgasanlage zu entwickeln, die eine Reduzierung der Schall- und Stickoxidemissionen bewirkt. Bislang werden im Schiffbau getrennte Systeme eingesetzt, die einen großen Platzbedarf haben und zusätzliches Gewicht bedeuten.

Die Idee des Vorhabens bestand darin die Komponenten Schalldämpfer und SCR-Katalysator in einem Aggregat zu vereinen und damit wesentliche Schnittstellenkomponenten wegfallen lassen zu können, so dass eine sehr kompakte Einheit entsteht. Darüber hinaus sollten neue Eindüßsysteme konzipiert, entwickelt und erprobt werden. Das Gesamtsystem sollte modular aufgebaut sein, so dass typische Motorenkonfigurationen im Schiffbau mit Standardkomponenten abgedeckt werden können und nur geringe Anpassungen an die spezifische Einbausituation notwendig sind.

Im Rahmen von KeSS wurden umfangreiche Konzeptstudien, Simulationen und Erprobungen durchgeführt. Am Ende wurde eine sehr kompakte Einheit entwickelt, mit der alle maßgeblichen Ziele erreicht werden konnten. Dies betrifft insbesondere die Kompaktheit und die Gewichtsreduktion im Vergleich zu einer konventionellen Abgasnachbehandlungsanlage, die aus Einzelkomponenten besteht. Nach Abschluss des Vorhabens werden die Ergebnisse nun direkt umgesetzt, die ersten kommerziellen Anlagen werden bereits geplant und gebaut.

SIMDAMP –

SIMULATIONS- UND OPTIMIERUNGSWERKZEUG ZUR AUS- LEGUNG DER KÖRPERSCHALL- UND LUFTSCHALLMINDERUNG VON SCHALLDÄMPFERN IM MARITIMEN BEREICH

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX397

DR. CHRISTIAN SCHULZE
(GESELLSCHAFT FÜR AKUSTIKFORSCHUNG DRESDEN MBH)

MOTIVATION DES VORHABENS

Neben der Reduktion der Schadstoffemission von Schiffen als Langfristziel muss auch der Minderung der Emission von Luftschall in Zukunft immer stärker Rechnung getragen werden. Als besonders kritisch sind hierbei Arbeitsplätze der Besatzungsmitglieder im Bereich des Motors und des Antriebstranges einzustufen, da hierzu ganz besonders in Deutschland und zukünftig auch weltweit durch die IMO Resolution MSC.337(91), die seit dem 01. Juli 2014 in Kraft getreten ist, hohe Anforderungen an die Einhaltung von Geräuschgrenzwerten von den Berufsgenossenschaften und Flaggenstaaten gestellt werden. Darüber hinaus ist bei dem Entwurf eines Schiffes der Abgasstrang in Kopplung mit der Antriebseinheit so auszulegen, dass die Luftschallemissionen der ausgelieferten Schiffe vertrags- und gesetzeskonform sind. Somit wird ein wesentlicher Beitrag zum Schutz der Bevölkerung und Umwelt geleistet, was insbesondere für die Binnenschifffahrt und in der Seeschifffahrt bei wohngebietsnahen Liegeplätzen (Hamburg Hafencity etc.) von hoher Relevanz ist. Aber auch das Thema Komfort ist für den Schiffshersteller von zunehmender Bedeutung und ein wichtiges Verkaufsargument. Gerade auf Passagierschiffen soll die Belästigung der Reisenden durch Antriebsgeräusche möglichst gering sein, was zu einer Stärkung der Konkurrenzfähigkeit der Produkte deutscher Schiffshersteller beitragen kann.



Abbildung 1.1: Beispiele für verschiedene Schiffstypen

Zur Minderung des Luftschalls werden an Schiffen Schalldämpfer bereits sehr vielseitig eingesetzt. Beispielhaft sollen an dieser Stelle der Abgasstrang und die Ansaugöffnung des Turboladers erwähnt werden. Die akustische Wirksamkeit dieser Konstruktionen wird jedoch durch die Körperschallleitung der Schalldämpferwandstrukturen wesentlich begrenzt. Das bedeutet, dass ein Teil der Schallenergie vor dem Schalldämpfer als Körperschall in

die Wandstruktur eingekoppelt wird und sich über diese weiter ausbreiten kann. Hinter dem Schalldämpfer erfolgt eine erneute Einkopplung als Luftschall, was die effektive Einfügungsdämpfung des Systems wesentlich verringern kann. Eine Beschreibung dieses Phänomens kann zum gegenwärtigen Zeitpunkt nur durch grobe Abschätzung erfolgen. Dies führt zu Unsicherheiten bei der Auslegung und in vielen Fällen zur Überdimensionierung der schalltechnischen Konstruktionen. Damit einher geht eine Erhöhung des Druckverlustes, des Brennstoffverbrauchs und letztendlich eine Erhöhung der Emissionen.

Im Rahmen der hier angestrebten Arbeiten sollen daher die Grundlagen zur Berechnung der Körperschallleitung von Schalldämpferwandstrukturen und Kopplungsstellen in Zusammenhang mit der Schalldämpferauslegung erarbeitet werden.

ZIELSTELLUNG

Wissenschaftlich-technische Ziele der Arbeiten im Rahmen dieses Verbundvorhabens SimDamp sind:

- › Analyse der Begrenzung der akustischen Wirksamkeit eines Schiffsschalldämpfers durch Körperschallleitung
- › Beschreibung des Körperschalleinflusses auf Luftschalldämpfung von Schiffsschalldämpfern mit Hilfe der Statistischen Energieanalyse (SEA)
- › Entwicklung einer Berechnungsmethode zur Quantifizierung des Körperschalleinflusses auf die Luftschalldämpfung für die spätere Integration in die Auslegungssoftware AcoustiCalcTM der Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH in Form eines Softwaremoduls
- › Verbesserung des Auslegungsprozesses von Schiffsschalldämpfern und Minimierung des Entwicklungsrisikos
- › Verbesserung der Messmethoden für die Bestimmung der akustischen Wirksamkeit von Schalldämpferkonstruktionen

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 [10] erwähnt werden. Bereits kommerziell in der Industrie eingesetzte Softwarelösungen zur Berechnung von Schalldämpfern sind die Produkte: SidlabTM [11], GT-PowerTM [13] und AcoustiCalcTM [12]. Die den Produkten zugrunde liegende Theorie kann den eingangs erwähnten Standardwerken der Literatur entnommen werden. Während die Softwarelösung GT-PowerTM maßgeblich für den Automobilbau entwickelt wurde, richten sich die beiden anderen Lösungen an Nutzer, die Schalldämpfer für unterschiedliche Anwendungen auslegen wollen.

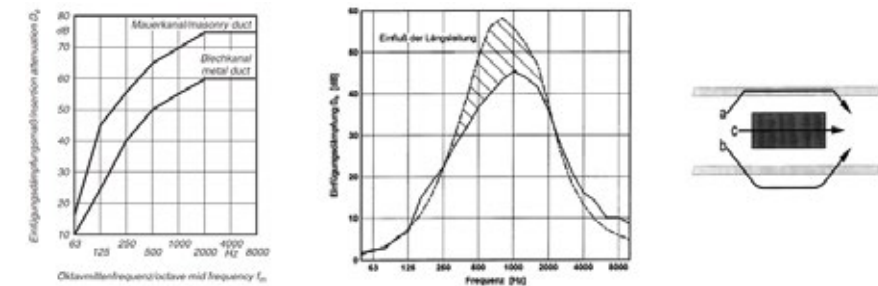


Abbildung 3.1: links: Grenzwerke für das erreichbare Einfügungsdämpfungsmaß eines Kulissenschalldämpfers im Mauer- oder Blechkanal; rechts: Schall-Nebenwege bei Schalldämpfern als Körperschall über die Kanalwand (a, b) oder den Kulissenrahmen (c); Mitte: Beispiel für (c) [4]

Das grundlegende Problem der Begrenzung der maximal erreichbaren Dämpfung eines Schalldämpfers durch Körperschallnebenwege ist bekannt und wurde bereits mehrfach untersucht (vgl. [1], [4] u.a.). Wie in Abbildung 3.1 zu erkennen ist, 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. Abbildung 3.1 zeigt zudem beispielhaft mögliche Schallnebenwege eines Kulissenschalldämpfers, die unterschiedlichen Einfluss auf die Einfügungsdämpfung haben können. Grundsätzlich basieren diese Übertragungspfade auf einer Anregung einer Schalldämpferstruktur durch Luftschall, einer Weiterleitung der Körperschallenergie und eine erneute Luftschalleinkopplung an anderer Stelle. Der Dämpfungsverlust der Einfügungsdämpfung aufgrund Längsleitung über den Kulissenrahmen ist in diesem Beispiel mit ca. 10–15 dB im Maximum signifikant.

In der Literatur und auch bei den erwähnten Software-Lösungen sind jedoch bisher keine Ansätze bekannt, die dieses Phänomen auf analytische Art und Weise beschreiben, um es in einer rechnerischen Auslegung genau und nicht wie bisher durch Sicherheitsbeaufschlagungen entsprechend berücksichtigen zu können. In [8] wurde beispielsweise ein systematischer Vergleich einer Vielzahl an Norm-Messdaten mit dem theoretischen Einfügungsdämpfungsmaß durchgeführt. Es zeigten sich Abweichungen, die auf eine Schwingungsanregung der Schalldämpfervorderseite, die Fortleitung in der Rahmenstruktur auf die Schalldämpferrückseite und eine Abstrahlung in den rückseitigen Kanal zurückzuführen ist. Dieses Verhalten vermindert das Einfügungsdämpfungsmaß um 25 dB bis 30 dB. Der Effekt wird bisher in Auslegungskurven für Schalldämpfer in Form einer Begrenzung der spezifischen Dämpfung D_n bzw. D^* auf 1,5 dB berücksichtigt (siehe Abbildung 3.2 links). Mithilfe der normierten Kenngröße D_n bzw. D^* kann unter Verwendung der geometrischen Kanalabmessungen und Absorberkenngrößen auf eine längenbezogene Dämpfung des Schalldämpfers zurückgerechnet werden. Die theoretische erreichbare Maximaldämpfung in Abbildung 3.2 (links) liegt jedoch höher, wird aber in der Praxis aufgrund der in Abbildung 3.1 (rechts) gezeigten Schallnebenwege nicht erreicht. Die Begrenzung von D_n bzw. D^* stellt jedoch lediglich eine Abschätzung mit erheblicher

Sicherheitsbeurteilung dar. Auch international existiert keine analytische Darstellung, die eine genauere Berechnung dieses Einflusses ermöglicht (vgl. z. B. [1], [9] und [11]). Zudem ist nicht bekannt, welchen Einfluss Stoßstellen und Subsysteme des Schalldämpfers auf die Einkopplung, Weiterleitung und Auskopplung von Körperschall in diesem Zusammenhang haben.

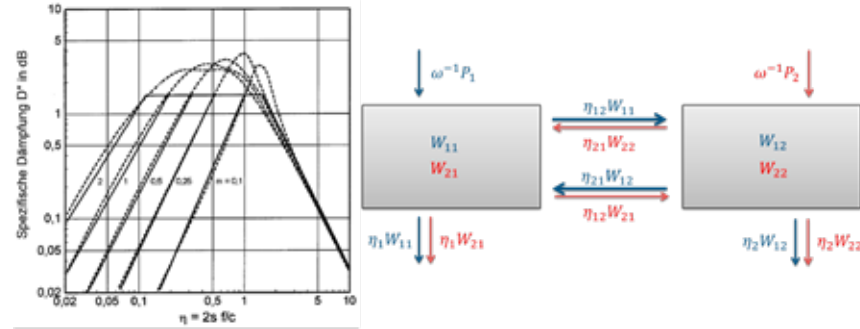


Abbildung 3.2: links: spezifische Dämpfung D^* in dB als „Trapez-Kurven“ zur Auslegung von homogenen faserigen oder porösen Schalldämpfern nach Esche 1984 [4]; rechts: Analyse von SEA-System bestehend aus zwei gekoppelten Subsystemen durch Anwendung von PIM

GRUNDLAGEN

Methoden zur Bestimmung der SEA-Parameter

Im ersten Schritt wurden die Grundlagen für die Anwendung der Power Injection Methode (PIM) sowie der SEA erarbeitet. Abbildung 3.2 (rechts) zeigt die verschiedenen Energieflüsse bei Anwendung der PIM auf ein SEA-System bestehend aus zwei gekoppelten Subsystemen. Dazu werden die beiden Subsysteme nacheinander durch die Leistungen P_1 und P_2 angeregt und die resultierenden Energien W_i innerhalb der Subsysteme messtechnisch erfasst. Durch Anwendung der Knotensatzregel lassen sich die Energiebilanzgleichungen

$$\begin{aligned} \omega^{-1}P_1 &= \eta_1 W_{11} + \eta_{12} W_{11} - \eta_{21} W_{12} \\ 0 &= \eta_2 W_{12} + \eta_{21} W_{12} - \eta_{12} W_{11} \\ \omega^{-1}P_2 &= \eta_2 W_{22} + \eta_{21} W_{22} - \eta_{12} W_{21} \\ 0 &= \eta_1 W_{21} + \eta_{12} W_{21} - \eta_{21} W_{22} \end{aligned} \quad (4.1)$$

aufstellen und in die Matrix-Schreibweise

$$\begin{bmatrix} \omega^{-1}P_1 & 0 \\ 0 & \omega^{-1}P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_{11} & W_{21} \\ W_{12} & W_{22} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

überführen. Durch Lösung der Matrix ergeben sich die Eigenverlustfaktoren der beiden Subsysteme η_1 und zu η_2 zu

$$\eta_1 = \frac{P_1}{\omega W_{11}} \left[\frac{1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{W_{12}}{W_{22}} \right)}{\left(1 - \frac{W_{21}}{W_{22}} \frac{W_{12}}{W_{11}} \right)} \right] \quad (4.3)$$

und

$$\eta_2 = \frac{P_2}{\omega W_{22}} \left[\frac{1 - \frac{P_1}{P_2} \left(\frac{W_{21}}{W_{11}} \right)}{\left(1 - \frac{W_{12}}{W_{11}} \frac{W_{21}}{W_{22}} \right)} \right] \quad (4.4)$$

die Kopplungsverlustfaktoren zwischen den beiden Subsystemen η_{12} und η_{21} zu

$$\eta_{12} = \frac{\frac{P_2}{\omega W_{22}}}{\left(\frac{W_{11}}{W_{12}} - \frac{W_{21}}{W_{22}} \right)} \quad (4.5)$$

und

$$\eta_{21} = \frac{\frac{P_1}{\omega W_{11}}}{\left(\frac{W_{22}}{W_{21}} - \frac{W_{12}}{W_{11}} \right)} \quad (4.6)$$

Diese Methode lässt sich auf ein beliebiges System bestehend aus n Subsystemen übertragen, wobei der Aufwand zur messtechnischen Bestimmung der einzelnen Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren (SEA-Parameter) durch Anwendung der PIM linear mit der Anzahl der Subsysteme n zunimmt. Dies setzt jedoch voraus, dass die messtechnische Bestimmung der resultierenden Energie in allen Subsystemen bei Anregung eines einzelnen Subsystems stets simultan erfolgt.

MESSUNG DES EIGENVERLUSTFAKTORS

Alternativ zur PIM kann die Bestimmung der Eigenverlustfaktoren von Festkörper-Subsystemen durch Anwendung der Oberst-Beam-Methode gemäß [1] oder der Körperschallnachhallzeit in Anlehnung an [9] erfolgen. Zur Bestimmung des Biegeverlustfaktors nach [1] wird ein streifenförmiger Prüfkörper durch dünne Fäden in den Schwingungsknoten aufgehängt (vgl. Abbildung 4.1). Anschließend erfolgt die berührungslose Anregung an einer der beiden Seiten des Streifens, z. B. mithilfe elektromagnetischer Wandler. Auf der anderen Seite des Streifens wird zeitgleich die Schwingungsantwort erfasst. Anhand der Übertragungsfunktion lässt sich der Eigenverlustfaktor des Materials zu

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_R} \quad (4.7)$$

ermitteln. Dabei verkörpern Δf die 3-dB-Bandbreite und f_R die registrierte Resonanzfrequenz des Prüfkörpers. Für Stahlblech der Dicke 1 mm, bzw. 3 mm lassen sich Verlust-

faktoren im Bereich von $\eta=0,0011$, bzw. $\eta=0,0004$ ermitteln. Abbildung 4.1 (rechts) zeigt beispielhaft den Messaufbau zur Bestimmung der Körperschallnachhallzeit einer Stahlplatte. Dabei wird das zu untersuchende, schwingungstechnisch entkoppelte Bauteil mechanisch zum Schwingen angeregt, z. B. durch Anwendung eines Shakers. Aus der mittleren Abklingkurve der Schwingungsamplitude, die nach Abschalten des Rauschens durch auf dem Bauteil installierte Schwingungssensoren ermittelt wird, ergibt sich, wie bei der Bestimmung des Eigenverlustfaktors eines Luftvolumen-Subsystems, die von der Frequenz f abhängige Nachhallzeit T und daraus der Eigenverlustfaktor

$$\eta = \frac{2,2}{f T} \quad (4.8)$$



Abbildung 4.1: links: Messaufbau zur Bestimmung des Biegeverlustfaktors nach [1]; rechts: Messaufbau zur Bestimmung der Körperschallnachhallzeit in Anlehnung an [9]

BESTIMMUNG DES STRUKTUR-ABSTRAHLGRADS

Regt ein schwingender Festkörper das ihn umgebende Fluid zu Schwingungen an, die sich dann weiter ausbreiten, so spricht man von Abstrahlung. Der Abstrahlgrad

$$\sigma = \frac{P}{Z_0 S \bar{v}^2} \quad (4.9)$$

beschreibt die von einer Struktur abgestrahlte Schallleistung P bezogen auf die Schallleistung, die ein in einem Rohr eingebauter, idealer Kolbenstrahler abstrahlen würde, der die gleiche Oberfläche S und die gleiche mittlere effektive Schwingschnelle $\bar{v}^2$ wie die betrachtete Struktur aufweist. Z_0 beschreibt die Schallkennimpedanz der Luft gegen die der Kolbenstrahler arbeitet. Als Abstrahlmaß

$$L_\sigma = 10 \cdot \lg(\sigma) \text{ dB} \quad (4.10)$$

wird der 10-fache dekadische Logarithmus des Abstrahlgrads bezeichnet.

MESSUNGEN AN VERSUCHSSCHALLDÄMPFERN UND ABLEITUNG EINER SKALIERBAREN BESCHREIBUNG MIT SEA-MODELLEN FÜR SUBSYSTEME UND STOSSSTELLEN

Zur Validierung des SEA-Modells erfolgten im ersten Schritt umfangreiche messtechnische Untersuchungen an einzelnen und gekoppelten Plattenstrukturen, da für diese Strukturen bereits ausführliche analytische Modellbeschreibungen existieren. Anschließend wurden die messtechnischen und analytischen Untersuchungen zur Luftschalleinkopplung und -abstrahlung auf komplexere Schalldämpferbauteile (Rohrbauteile, Absorberstrecken, u.a.) ausgedehnt, die durch den Kooperationspartner Luhe gefertigt und zur Verfügung gestellt wurden.

PIM-Voruntersuchungen an einem frei aufgehängten Rohr zeigten, dass die größte Schwierigkeit bei der Untersuchung der Luftschallabstrahlung eines Rohres bei der getrennten Erfassung der Schallabstrahlung nach innen und nach außen besteht. In der Praxis befindet sich der auszulegende Schalldämpfer innerhalb eines ausgedehnten Kanalsystems. Infolgedessen stehen das innere und das äußere Luftvolumen nicht in direkter Verbindung. Daher ist die getrennte Untersuchung der Schallemission von Rohrelementen nach innen und außen von vordergründigem Interesse. Abbildung 5.1 zeigt das im Folgenden betrachtete Rohrelement eines Schalldämpfersystems sowie den Messaufbau zu dessen Untersuchung mittels PIM.

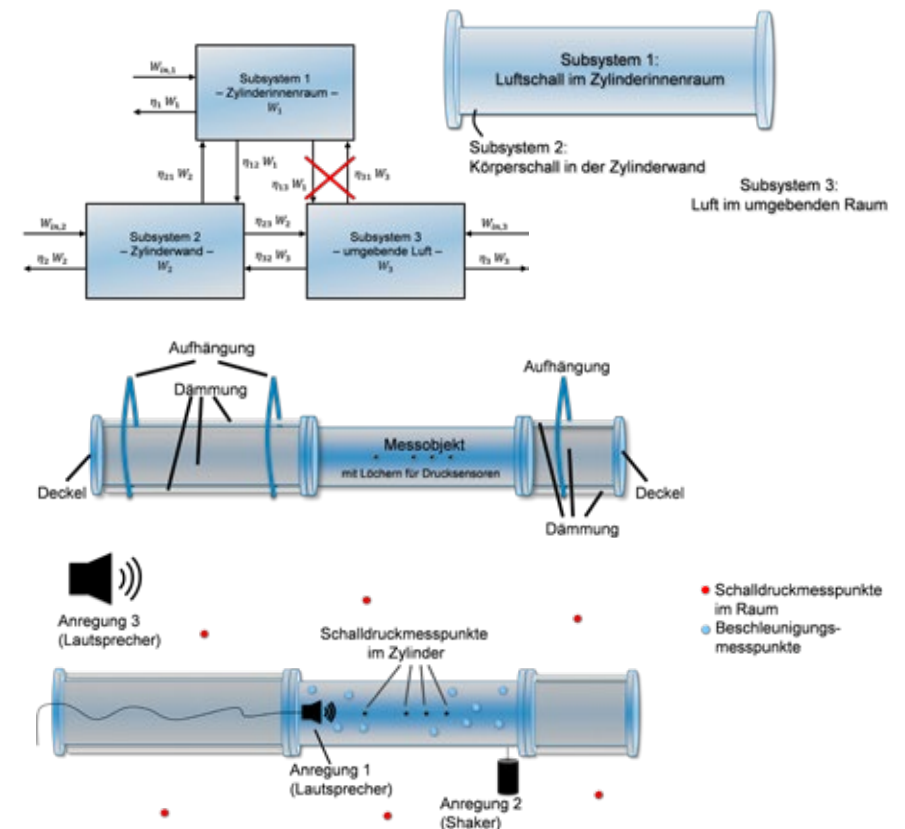




Abbildung 5.1: SEA-Modell bestehend aus Zylinderwand sowie innerem und äußerem Luftvolumen; Anwendung der inversen SEA für die Untersuchung der Kopplung zwischen Struktur- und Fluidschall an einem Rohrelement; oben: schematischer Modell- und Messaufbau; unten: realer Messaufbau

Um die direkte Verbindung zwischen innerem und äußerem Luftvolumen des Rohrelements zu unterbinden, wurde das zu untersuchende Messobjekt durch zwei seitlich angekoppelte Rohrelemente verlängert sowie verschiedene isolierende Maßnahmen zur Luftschalldämmung und zur Vermeidung von sowohl Körperschalleinkopplung als auch Luftschallabstrahlung vorgenommen. Das Messobjekt selbst wurde mit Messstutzen versehen, um den Luftschall im Inneren des Rohrelements erfassen zu können. Für das in Abbildung 5.1 gezeigte SEA-Modell ergibt sich die Grundgleichung der inversen SEA zu

$$\begin{bmatrix} W_{in,1} & 0 & 0 \\ 0 & W_{in,2} & 0 \\ 0 & 0 & W_{in,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_1^o & -\eta_{21} & -\eta_{31} \\ -\eta_{12} & \eta_2^o & -\eta_{32} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & \eta_3^o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} & W_{13} \\ W_{23} & W_{22} & W_{23} \\ W_{31} & W_{32} & W_{33} \end{bmatrix}, \quad (5.1)$$

wobei

$$\eta_k^o = \eta_k + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^x \eta_{ki} \quad (5.2)$$

ist. Die Messung der Eingangsenergie in Subsystem 1

$$W_{in,1} = \frac{P_0}{\omega} \left(\frac{\bar{p}^2}{p_0^2} \cdot \frac{A}{A_0} \right) \quad (5.3)$$

fand nach dem Vergleichsverfahren im Diffusfeld statt. Dabei beschreiben

- $\bar{p}^2$ > das mittlere Schalldruck-Effektivwertquadrat im Raum während der Vergleichsmessung,
- A > die äquivalente Absorptionsfläche des Raumes,
- ω > die Kreisfrequenz,
- P_0 > die Bezugsschallleistung von 10^{-12} W,
- p_0 > den Bezugsschalldruck von $2 \cdot 10^{-5}$ Pa und
- A_0 > die äquivalente Bezugsabsorptionsfläche von 4 m²

Die Messung der Eingangsenergie in Subsystem 2 erfolgte analog zu Gleichung (5.8). Zur Berechnung der Eingangsenergie in Subsystem 3 kam Gleichung (5.3) zum Einsatz. Für A wurde die äquivalente Absorptionsfläche des Raumes unter Berücksichtigung der durch den Versuchsaufbau zusätzlich eingebrachten Absorption eingesetzt. Die Belastungsenergie in Subsystem 1 berechnet sich nach [17] zu

$$W_1 = \frac{P_0}{\omega} \cdot \frac{\bar{p}_i^2}{p_0^2} \cdot \frac{S}{10^{\frac{K_D}{10} \text{ dB}}} \quad (5.4)$$

mit

$$K_D = 8 \cdot \left(1 - \frac{c_0}{d_i f} \right) \text{ dB}, \quad (5.5)$$

$$0 \leq K_D \leq 6 \text{ dB}.$$

Darin beschreiben

- $\bar{p}_i^2$ > das mittlere Schalldruck-Effektivwertquadrat im Rohrinernen,
- S > die Zylinderinnenquerschnittsfläche,
- K_D > den frequenzabhängigen Quermoden-Korrekturterm,
- f > die Frequenz,
- c_0 > die Schallgeschwindigkeit in Luft und
- d_i > den Innendurchmesser des Rohres.

Die Belastungsenergie in Subsystem 2 ergibt sich zu

$$W_2 = m \cdot \bar{\tilde{v}}^2 = \frac{m}{2} \cdot \overline{|\underline{v}|^2} = \frac{m}{2} \cdot \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \underline{v}(\omega) \cdot \underline{v}^*(\omega), \quad (5.6)$$

wobei $\bar{\tilde{v}}^2$ das gemessene mittlere Schnelleffektivwertquadrat der Rohrwand und m die Masse des Zylindermantels beschreiben. Die Masse der Flansche des Rohrelements findet in der Berechnung keine Berücksichtigung. Die Belastungsenergie des äußeren Luftvolumens lässt sich nach

$$W_3 = \frac{V \cdot \bar{\tilde{p}}^2}{\rho_0 \cdot c_0^2} \quad (5.7)$$

ermitteln. Die messtechnische Bestimmung der in den Zylindermantel eingetragenen Energie

$$W_{in,2} = \frac{1}{2\omega} \cdot \text{Re}\{\underline{v}(\omega) \cdot \underline{F}^{-1}(\omega)\} \cdot \underline{F}(\omega) \cdot \underline{F}^*(\omega) \quad (5.8)$$

erfolgte durch Messung von Kraftspektrum $\underline{F}(\omega)$ und Schnellespektrum $\underline{v}(\omega)$ am Anregungsort.

SCHALLDÄMPFERBAUTEILE – MODELLIERUNG VERLUSTFAKTOREN

Die analytische parametrisierte Beschreibung des Abstrahlgrads eines Rohrs nach außen kann nach [14] erfolgen. Ein alternatives Berechnungsmodell für den Abstrahlgrad eines Rohres nach außen liefert [13] nach einem Verfahren von HECKL. Der Abstrahlgrad σ lässt sich in einen Kopplungsverlustfaktor zwischen Festkörper- und Fluid-Subsystem in Form eines Strahlungsverlustfaktors

$$\eta_{23} = \eta_{rad} = \frac{\rho_0 c_0}{\omega \rho h} \sigma \quad (5.9)$$

überführen. Der Kopplungsverlustfaktor zwischen Fluid- und Festkörper-Subsystem ergibt sich über die Reziprozitätsbeziehung zu

$$\eta_{32} = \frac{\eta_{23} \Delta N_2}{\Delta N_1}. \quad (5.10)$$

Dazu lassen sich die Eigenmoden des Luftvolumens im Inneren des Rohres (Subsystem 1) sowie des umgebenden Raumes (Subsystem 3) nach [15] und die Eigenmoden des Zylindermantels (Subsystem 2) nach [16] berechnen. Abbildung 5.2 zeigt den Abstrahlgrad des betrachteten Rohrelements aus Abbildung 5.1 in Abhängigkeit von der Frequenz berechnet nach [14] und [13]. Es ist zu erkennen, dass die Beschreibung nach [14] zwischen 100 Hz und 5 kHz eine stärkere Schallabstrahlung des Rohres nach außen ergibt als die Modellierung nach [13].

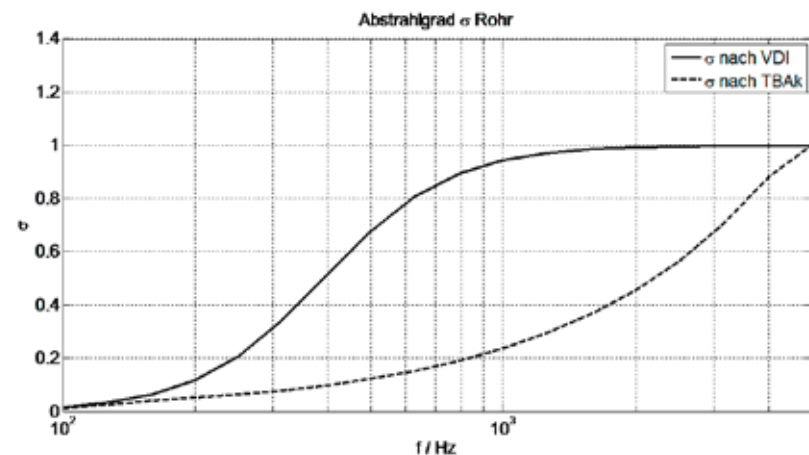


Abbildung 5.2: Abstrahlgrad des betrachteten Rohres aus Abbildung 5.1 in Abhängigkeit von der Frequenz; durchgezogen: Berechnung nach [14]; gestrichelt: Berechnung nach HECKL aus [13]

SCHALLDÄMPFERBAUTEILE – MESSERGEBNISSE VERLUSTFAKTOREN

Abbildung 5.3 zeigt die im Folgenden eingesetzten und durch Anwendung der PIM messtechnisch charakterisierten Rohrelemente sowie die Anzahl an Eigenmoden je Terzband für

die Rohrmäntel der Bauteile (BT) 08 bis 12. Es ist erkennbar, dass die innerhalb der später untersuchten Schalldämpfersysteme verwendeten BT 08, 09 und 11 ab dem Terzband von 1000 Hz über mindestens vier Eigenmoden je Terzband verfügen (bauteilspezifische untere Grenzfrequenz des Gültigkeitsbereichs der SEA).

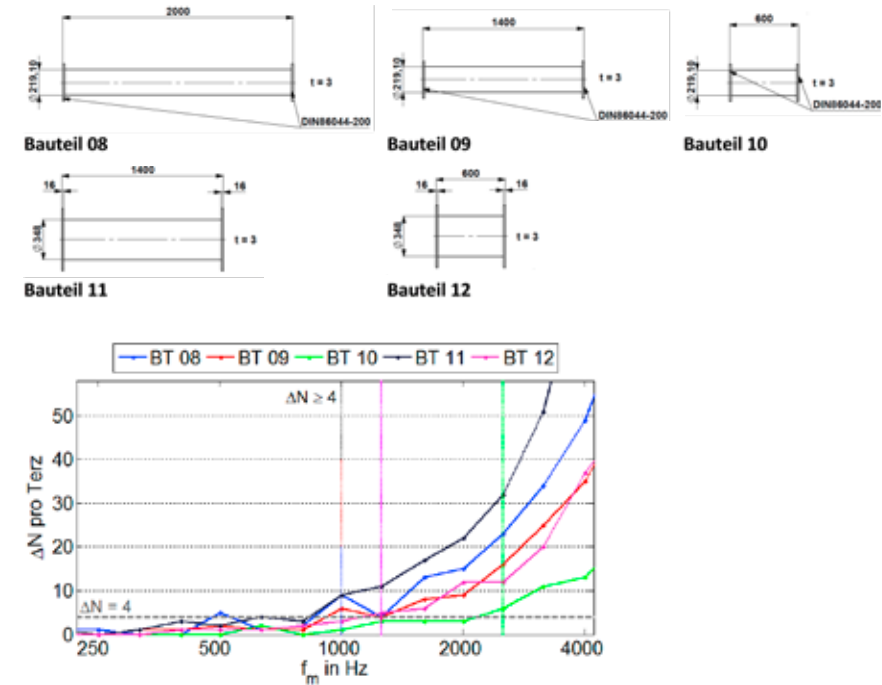


Abbildung 5.3: oben: durch Anwendung der PIM messtechnisch charakterisierte BT; unten: Modenanzahl je Terzband des Rohrmantels der BT 08 bis 12; senkrecht gestrichelte Linie: bauteilspezifische untere Grenzfrequenz des Gültigkeitsbereichs der SEA

Abbildung 5.4 zeigt die durch Anwendung der PIM messtechnisch bestimmten SEA-Parameter des SEA-Systems zu BT 09 bestehend aus den drei gekoppelten Subsystemen inneres Luftvolumen, Zylinderwand und äußeres Luftvolumen. In Abbildung 5.4 sind die messtechnisch bestimmten Eigenverlustfaktoren der drei verschiedenen Subsysteme dargestellt. Erwartungsgemäß nimmt der Eigenverlustfaktor des inneren Luftvolumens Werte im Bereich von Eins an, infolge des hohen Absorptionsgrads der Stirnseiten der seitlich angekoppelten und dämmend ausgekleideten Rohre (Schallausbreitung im Rohrrinnern als ebene Welle). Der Eigenverlustfaktor des Subsystems 2 weist im Vergleich zu den Kopplungsverlustfaktoren ebenfalls hohe Werte auf. Dies ist auf die seitlich angekoppelten Rohrelemente zurückzuführen, die eine Erhöhung der Eigenverluste gegenüber einem einzelnen Rohrelement bewirken. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass der Fokus der messtechnischen Untersuchungen auf der getrennten Bestimmung der Kopplungsverlustfaktoren zwischen Rohrmantel und innerem bzw. äußerem Luftvolumen und nicht auf der absoluten Bestimmung der Eigenverlustfaktoren liegt.

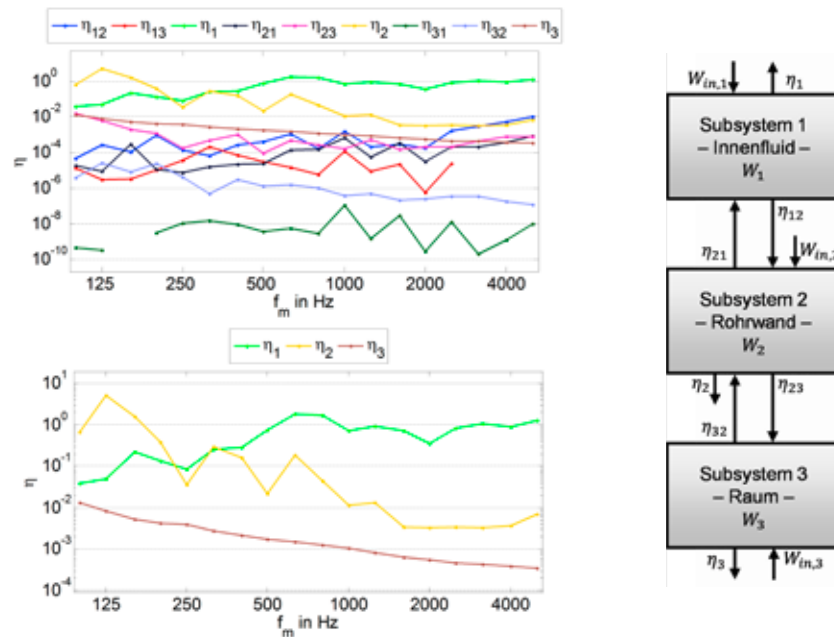


Abbildung 5.4: messtechnisch bestimmte SEA-Parameter des SEA-Systems zu BT 09 bestehend aus den drei gekoppelten Subsystemen als Funktion der Terzmittenfrequenz; grün, gelb, braun: Eigenverlustfaktoren η_i ; alle weiteren: Kopplungsverlustfaktoren η_{ik} zwischen i -tem Sende-Subsystem und k -tem Empfangs-Subsystem

BESCHREIBUNG DES LUFTSCHALLPFADES MIT SEA-METHODEN UND ABLEITUNG EINER SKALIERBAREN BESCHREIBUNG MIT SEA-MODELLEN FÜR LUFTSCHALLÜBERTRAGUNG

Die Modellierung der Luftschallübertragung innerhalb von Schalldämpfern wird sehr gut beherrscht. In Abbildung 6.1 (oben) ist beispielhaft das berechnete Durchgangsdämpfungsmaß des in Abbildung 6.2 (oben) dargestellten Absorptionsschalldämpfers ohne absorbierenden Kern dargestellt, der aus den durch den Kooperationspartner Luhe gefertigten Schalldämpferelementen zusammengesetzt werden kann. Die linke Abbildung zeigt das kontinuierliche Spektrum, die rechte Abbildung das daraus resultierende Terzbandspektrum unter der Annahme eines Quellsignals von schmalbandigem weißem Rauschen. Die schwarzen Kurven berücksichtigen dabei keinerlei Körperschallausbreitung. Im Gegensatz dazu liegt den roten Kurven die Berücksichtigung von Körperschallausbreitung durch Anwendung des Sicherheitsfaktors gemäß dem Stand der Technik zugrunde. Es ist zu erkennen, dass dieser Sicherheitsfaktor das erzielbare Maximum der Durchgangsdämpfung erheblich reduziert (hier um ca. 40 dB). Auch bei Kombination mit dem in Abbildung 6.2 (unten) dargestellten absorbierenden Kern zeigt sich, wie in Abbildung 6.1 zu erkennen, dass der Sicherheitsfaktor das erzielbare Maximum der Durchgangsdämpfung erheblich reduziert (hier sogar um ca. 160 dB). Auch Resonanzschalldämpfer lassen sich analytisch sehr gut modellieren. Die analytische Beschreibung der Luftschallübertragung innerhalb von Schalldämpfern erfolgt bereits durch parametrisierte und skalierbare Modelle. Insbesondere werden die akustischen Eigenschaften von Absorptionsmaterialien in

Absorptions-Schalldämpfern durch komplexe Absorberkennwerte ermittelt, die wiederum auf Basis von parametrisierten Absorbermodellen berechnet werden. Die Überführung der phasenrichtigen analytischen Modelle zur Vorhersage der Luftschalldämpfung in die Welt der SEA erfolgt im folgenden Abschnitt.

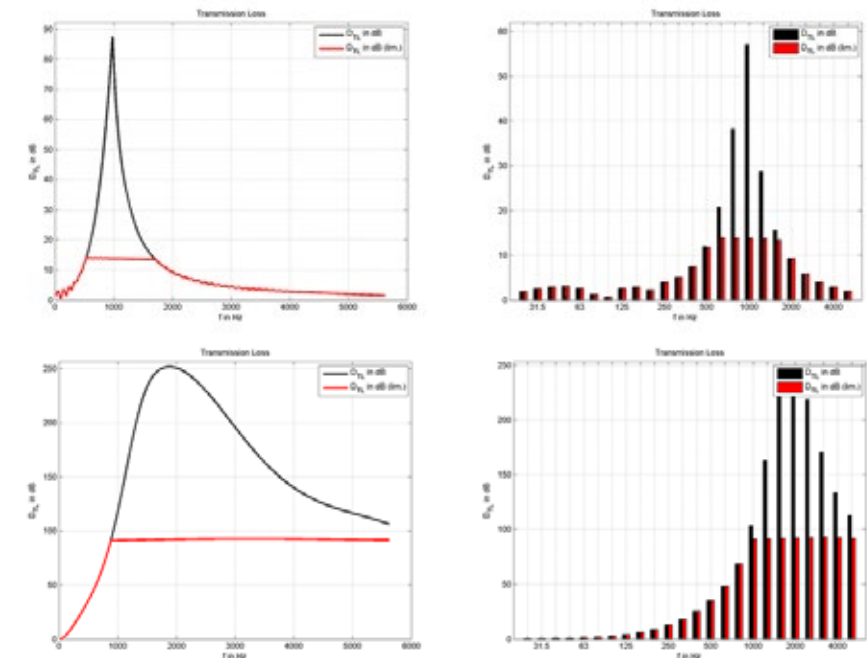


Abbildung 6.1: Durchgangsdämpfung des Absorptions-Schalldämpfers aus Abbildung 6.2; links/rechts: kontinuierliches Spektrum/Terzbandspektrum; schwarz/rot: ohne/mit Berücksichtigung von Körperschallausbreitung (Anwendung von Sicherheitsfaktor gemäß dem Stand der Technik); oben/unten: ohne/ mit absorb. Kern

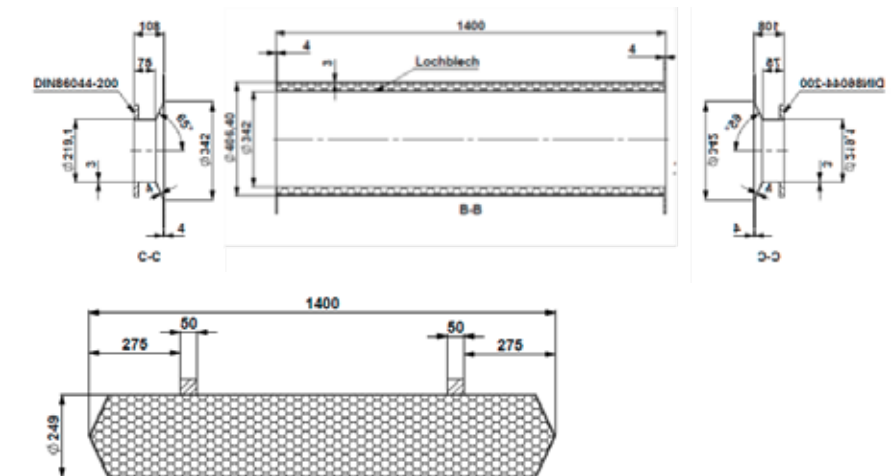


Abbildung 6.2: oben: Absorptions-Schalldämpfer; unten: absorb. Kern

GESAMT-SEA-MODELL

Stellvertretend für den Schalldämpferaufbau V1 – bestehend aus eingangsseitigem Rohr, dem eigentlichen Schalldämpfer und ausgangsseitigem Rohr – zeigt Abbildung 7.1 die schematische Darstellung eines

SEA-Modells, das sich aus sechs Subsystemen zusammensetzt. Die Subsysteme 1, 2 und 3 beschreiben die Luftschall-(LS)-Volumina innerhalb der Einzelmodule des Schalldämpferaufbaus. Sie bilden die LS-Ausbreitung ab. Die Subsysteme 4, 5 und 6 beschreiben die Festkörperstruktur der Einzelmodule des Schalldämpferaufbaus und bilden die Körperschall-(KS)-Ausbreitung ab. Über $n_{3,out}$ wird der größte Teil der Schallenergie, welche nach Subsystem 3 übertragen wird, nach außen abgegeben. Hier kann sich beispielsweise ein Subsystem anschließen, welches einen angekoppelten Luftraum symbolisiert.

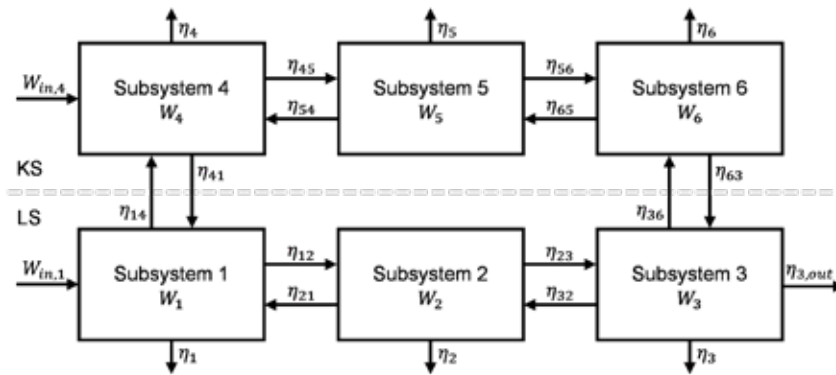


Abbildung 7.1: Gesamt-SEA-Modell zur Simulation von sowohl KS-, als auch LS-Übertragung innerhalb eines Schalldämpferaufbaus; $W_{in,1}/W_{in,4}$: LS-/KS-Eingangsenergie

Der Körperschallpfad kann mit den parametrisierten Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren aus dem Teilprojekt des Projektpartners IWU definiert und mittels der von AFD ermittelten Kopplungsverlustfaktoren zwischen Fluid- und KS-Subsystemen an den Luftschallpfad angekoppelt werden. Bei gemeinsamer Betrachtung von LS- und KS-Übertragung ergibt sich das Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß zu

$$D_{TL,ges} = 10 \lg \left(\frac{W_1}{W_3} \right) \text{ dB.} \quad (7.1)$$

Dieses beschreibt das Verhältnis der Luftschallenergie vor dem Schalldämpfer zu der Luftschallenergie hinter dem Schalldämpfer. Es zeigt sich, dass das Gesamt-Durchgangsdämpfungsmaß der jeweils geringeren der beiden Größen Luftschall- und KS-Dämpfung folgt. Bedingung hierfür ist, dass die Ankopplung des Körperschallpfades keinen maßgeblichen Einfluss auf die Energie W_1 nimmt. Es muss somit gelten, dass $\eta_{14} \ll 1$ und $\eta_{41} \cdot W_4 \ll W_{in,1}$.

Weitere Überlegungen betreffen die direkte mechanische Einkopplung von KS-Energie in Form von W_4 über die Flansche der Rohrleitungen vor dem Schalldämpfersystem. Um die Relevanz dieser zusätzlichen Quellbetrachtung zu bewerten, wurden messtechnische Untersuchungen an einem Motorprüfstand der Firma Caterpillar (CAT) durchgeführt, um die absolute eingetragene LS-Leistung und die KS-Leistung eines Schiffsmotors zu bestimmen.

MESSUNG AN TESTSCHALLDÄMPFERN UNTER LABORBEDINGUNGEN

Um die Berechnungen auf Basis des entwickelten Gesamt-SEA-Modells zu validieren, erfolgten Messungen an Testschalldämpfern unter Laborbedingungen mithilfe des konstruktiv angepassten Schalldämpferprüfstands AcoustiTube™ HighTemp. Dabei wurde die Durchgangsdämpfung zum einen nach dem Two-Load-Messverfahren (D_{TL}) als auch auf Basis des in [12] beschriebenen standardisierten Messverfahrens (D_{TS}) ermittelt. Der grundlegende Versuchsaufbau kann Abbildung 8.1 entnommen werden.

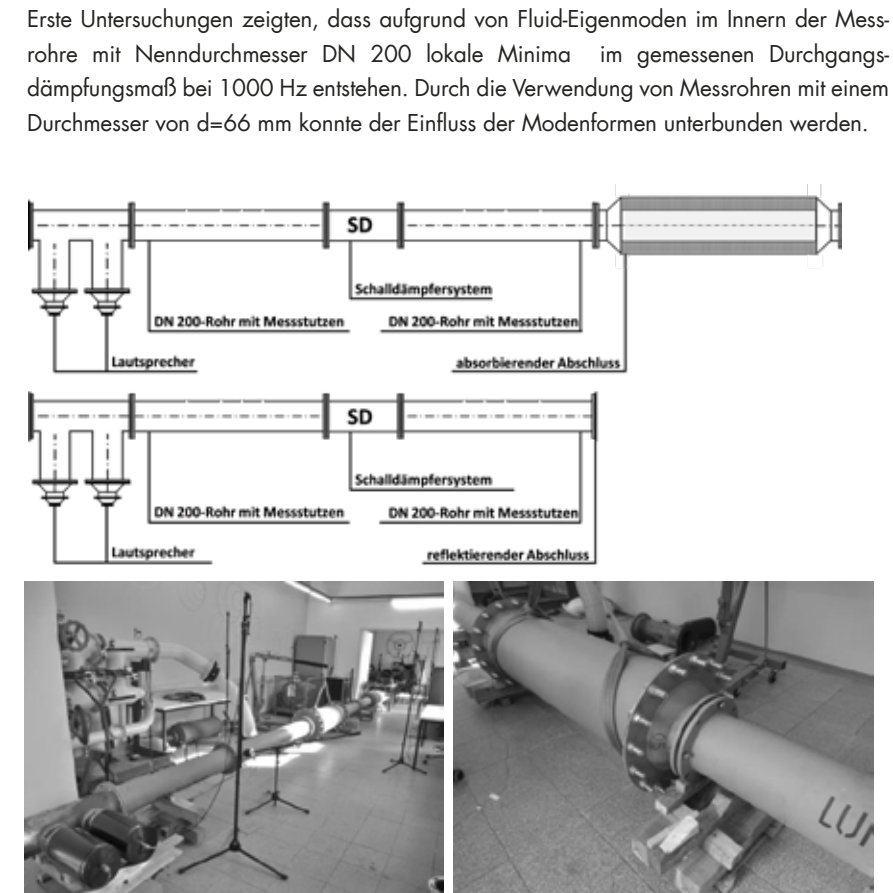


Abbildung 8.1: Versuchsaufbau zur Messung des Durchgangsdämpfungsmaßes; oben: schematische Darstellung; Ermittlung von D_{TL} mit absorbierendem Abschluss (oben) und reflektierendem Abschluss (unten) mittels des Two-Load-Verfahrens; Ermittlung von D_{TS} mit absorbierendem Abschluss (oben) gemäß [12]; unten: realer Versuchsaufbau

Abbildung 8.2 zeigt die untersuchten Testschalldämpfersysteme. Diese bestehen jeweils aus einem eingangsseitigen Rohr, dem eigentlichen Schalldämpfer und einem ausgangsseitigen Rohr.

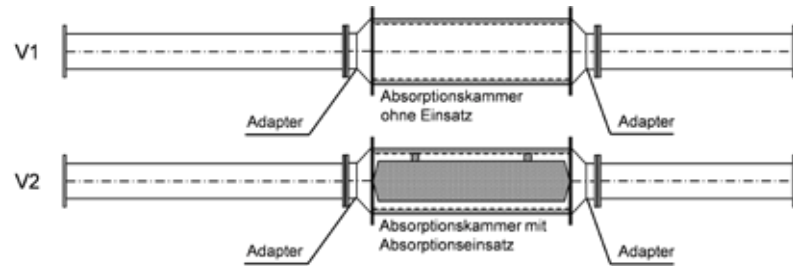


Abbildung 8.2: schematische Darstellung der untersuchten Schalldämpfersysteme V1 und V2

In Abbildung 8.3 ist das gemessene Durchgangsdämpfungsmaß der Schalldämpfersysteme V1 und V2 den numerischen Simulationsergebnissen der AFD sowie den limitierten analytischen Simulationsergebnissen von LUHE gegenübergestellt. Die Messergebnisse des Durchgangsdämpfungsmaßes liegen zwischen 500 Hz und 5000 Hz im Allgemeinen zwischen den numerischen und den limitierten analytischen Simulationsergebnissen. Die Differenz zwischen der gemessenen und der limitierten analytisch simulierten Durchgangsdämpfung nimmt für das Schalldämpfersystem V1 jedoch wesentlich höhere Werte an (bis ca. 30 dB) als für das Schalldämpfersystem V2 (bis ca. 20 dB). Zwischen 100 Hz und 500 Hz stimmen die Ergebnisse von Messung und Simulation in beiden Fällen sehr gut überein.

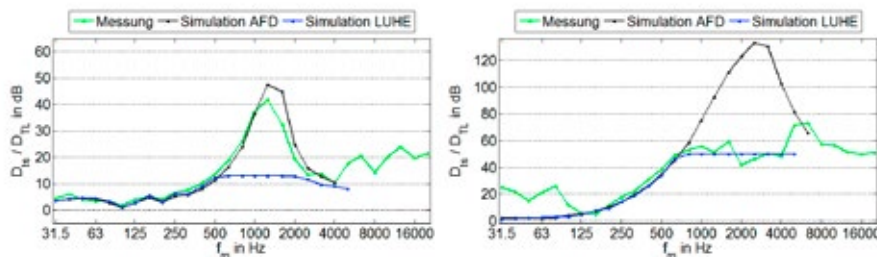


Abbildung 8.3: Durchgangsdämpfungsmaß als Funktion der Terzmittenfrequenz; grün: Messung; schwarz: numerische Simulation (lateral) der AFD; blau: limitierte Simulation von LUHE; oben: Schalldämpfersystem V1; unten: Schalldämpfersystem V2

ANPASSUNG DER MODELLBESCHREIBUNG AN DIE ERGEBNISSE DER MESSTECHNISCHEN UNTERSUCHUNGEN

Um das Gesamt-SEA-Modell zur Simulation der KS-Übertragung zu validieren, fanden weiterführende messtechnische Untersuchungen an dem in Abbildung 8.1 dargestellten Versuchsaufbau statt. Für das Schalldämpfersystem V2 liegt der Gültigkeitsbereich des entwickelten SEA-Modells oberhalb von 1000 Hz. Als Eingangsparameter für die SEA-basierte Simulation der Durchgangsdämpfung wurden zum einen die im Rahmen des Teilprojekts des IWU sowie die von AFD mittels der PIM messtechnisch bestimmten Eigen- und Kopp-

lungsverlustfaktoren herangezogen (emp.). Zum anderen kamen die zuvor betrachteten analytischen Modelle für die Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren zum Einsatz (anlt.). Es wurden die zwei Fälle a) (nur LS-Anregung durch Lautsprecher) und b) (gleichzeitige LS- und KS-Anregung durch Lautsprecher und Shaker) untersucht. In Abbildung 9.1 ist das aus Messung und SEA-Simulationen resultierende Durchgangsdämpfungsmaß dem numerischen Simulationsergebnis ohne Berücksichtigung von KS (FEM-Simulation) gegenübergestellt. Für den Fall b) ist erkennbar, dass die Abweichung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen verhältnismäßig gering ausfällt. Im Fall a) ist eine recht große Abweichung zwischen den Ergebnissen von Messung und SEA-Simulation zu beobachten. Es wird vermutet, dass bei dem hier verwendeten Versuchsaufbau die KS-Übertragung bei reiner LS-Anregung nicht dominant gegenüber der LS-Übertragung ist.

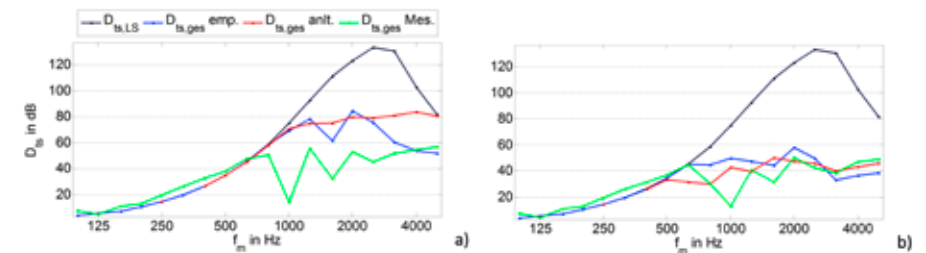


Abbildung 9.1: Durchgangsdämpfungsmaß des Schalldämpfersystems V2 ($D_{t,ges}$) als Funktion der Terzmittenfrequenz; links: a) - nur LS-Anregung; rechts: b) - gleichzeitige LS- und KS-Anregung; schwarz: numerische Simulationsergebnisse ohne Berücksichtigung von KS; blau/rot: SEA-basierte Simulationsergebnisse auf Grundlage messtechnisch/analytisch ermittelter Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren; grün: Messergebnisse

Die lokalen Minima der gemessenen Durchgangsdämpfungsmaße ist, wie zuvor beschrieben, ausschließlich auf die Verwendung von Messrohren mit Nenndurchmessern DN 200 und die damit verbundene Ausbildung von Modenformen im Innern der Rohre zurückzuführen.

ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen des Projekts wurde ein Modell zur Simulation der Körperschallübertragung an Schalldämpfersystemen erstellt. Zur Definition der Eingangsparameter des Modells fand zum einen in Kooperation mit dem Projektpartner Fraunhofer IWU die Power-Injection-Method (PIM) Anwendung, um messtechnisch bestimmte Eigen- und Kopplungsverlustfaktoren zu bestimmen. Zum anderen kamen analytische Beschreibungen für die Körperschalleinkopplung, Übertragung und Abstrahlung zum Einsatz, um eine Prognose der Körperschallleitung an Schalldämpfersystemen geben zu können.

Zur messtechnischen Validierung des Simulationsmodells wurden Messungen an vom Projektpartner LUHE zur Verfügung gestellten Testschalldämpfern durchgeführt. Hierbei zeigte sich, dass die Simulation der Körperschallübertragung an Schalldämpfersystemen mittels Methoden der SEA sehr gut funktioniert, dass jedoch der Körperschall bei reiner Luftschallanregung keine Dominanz aufzuweisen scheint. Es konnte jedoch bestätigt werden, dass

bei direkter Körperschallanregung der Bauteile die Simulationsergebnisse in hoher Übereinstimmung zu den Messergebnissen stehen.

Die abschließende Überprüfung des neu entwickelten SEA-Modells an einem Schiffsschalldämpfer wird, bedingt durch den Zeitpunkt der Fertigstellung des Schiffs, gegen Ende 2018 stattfinden. Vorbereitend dafür fanden bereits Messungen an einem Modell eines Schiffsschalldämpfers sowie am gefertigten Original-Schalldämpfer im Labor statt.

Um die Quellgrößen Luft- und Körperschallleistung realitätsnah zu erfassen und abzubilden, wurden Messungen am Motorenprüfstand des Projektpartners Caterpillar durchgeführt. Die gemessenen Leistungen können zur Auslegung eines Schiffsschalldämpfers herangezogen werden und liefern erstmals die Möglichkeit, eine Aussage über die Dominanz der vom Motor mechanisch eingetragenen Körperschallleistung gegenüber der vom Motor emittierten Luftschallleistung zu treffen.

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] FROMMHOLD, W.; BRANDSTÄTT, P.; MÜLLER, H.: Analytische Verfahren zur Berechnung von Absorptions-Schalldämpfern, in VDI-Bericht 938 (Lärminderung durch Schalldämpfer), Düsseldorf, 1992
- [4] HARRIS, E; DAVID: Silencers. In Noise Control Manual. - p 45-52, Springer US, 1991
- [5] MECHEL, F. P. (editor): Formulas of Acoustics. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2008
- [6] <http://www.sidlab.se>, Elnady Engineering & Agencies, 2 Elgabal Elakhdar Buildings, Nasr City, 11471 Cairo, EGYPT
- [7] <http://www.akustikforschung.de/en/produkte/software/afd-8001-acousticalc/> Analysesoftware AFD 8001 – AcoustiCalc, Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Blumenstraße 80, 01307 Dresden, GERMANY
- [8] http://www.gtisoft.com/img/broch/broch_gtpower.pdf Gamma Technologies Inc., Gamma Technologies GmbH, European, Wilhelmsplatz D-70182 Stuttgart, GERMANY
- [9] DIN 45635-8: Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission, Körperschallmessung; Rahmenverfahren. Juni 1985
- [10] DIN EN ISO 3740: Akustik - Bestimmung des Schallleistungspegels von Geräuschquellen - Leitlinien zur Anwendung der Grundnormen. März 2000
- [11] DIN EN ISO 9614: Akustik - Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen
- [12] DIN EN ISO 11820: Akustik - Labormessungen an Schalldämpfern in Kanälen - Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch und Gesamtdruckverlust. Januar 2010
- [13] MÜLLER, G.; MÖSER, M.: Taschenbuch der Technischen Akustik. 3. erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2004
- [14] VDI 3733: Geräusche bei Rohrleitungen. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf 1996
- [15] BLEVINS: Formulas for natural frequency and mode shape. Reprint, reissue 1995, with minor corrections, Krieger, Malabar, Florida 1995
- [16] GRÜTZMACHER, M. et. al.: Eigenfrequenzen kreiszylindrischer Schalen. Acustica Vol. 17, S. 80-89, 1966
- [17] HENN, H. et. al.: Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele, 4. Überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg und Teubner, GWV Fachverlage, Wiesbaden 2008

FUTURIA – FUTURE TOOLS FOR MARINE LIGHTWEIGHT CONSTRUCTION MATERIALS

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX376

DR. JÖRG NEUMANN (LASER ZENTRUM HANNOVER E.V., HANNOVER)
DR. SAMIR LAMRINI (LISA LASER PRODUCTS OHG, KATLENBURG-LINDAU)
PROF. ARIF DEMIR (BEAM AR-GE LTD, KOCAELI, TÜRKEI)
OKTAY CELENK, (DURMAZLAR MAKINA A.S., BURSA, TÜRKEI)
ISKENDER DEMIR (SIRENA MARINE DEN. SAN. TIC. A.S., BURSA, TÜRKEI)

EINLEITUNG

Das Verbundprojekt „Future Tools for Marine Lightweight Construction Materials“ (FUTURIA) ist im Rahmen des europäischen Forschungsprogramms MARTEC II (Maritime Technologies II) vom 01.07.2014 bis zum 30.06.2017 durchgeführt worden.

Es hatte als Zielsetzung die Untersuchung der Laserbearbeitung von faserverstärkten Kunststoffen (engl. fiber-reinforced plastics – FRP). Dabei standen Aspekte wie neue Strahlwerkzeuge für die Bearbeitung, ihr Einfluss auf die möglichen Bearbeitungsprozesse und der Einfluss auf die verwendbaren Materialien im Vordergrund. Die Notwendigkeit für stetige Forschung in diesen Bereichen geht aus der Verfügbarkeit neuartiger Laserquellen hervor. Diese neuen Laserquellen können neue Möglichkeiten für die Bearbeitung von FRPs in neuen oder erweiterten Prozessen eröffnen. Im Rahmen von FUTURIA wurden Bearbeitungsergebnisse bekannter Lasersysteme mit denen eines neuen faserbasierten Lasersystems verglichen. Dieses neue Lasersystem hat eine Emissionswellenlänge von 2 µm. Die optische Ausgangsleistung des Laser-Werkzeug-Demonstrators liegt oberhalb von 400 W. Die Anwendung dieser Quelle für die Materialbearbeitung wurde insbesondere sowohl für Glasfaser verstärkte als auch für Aramid-Faser verstärkte (Kevlar) Verbundmaterialien untersucht. Diese Verbundwerkstoffe zeigen nämlich bei einer Wellenlänge von 2 µm eine deutlich höhere Absorption als bei der Standardwellenlänge von 1 µm. Ein solches Thuliumdotiertes (Tm) faserbasiertes Lasersystem mit einer Emissionswellenlänge von 2 µm ist auch aus anderer Hinsicht vielversprechend für eine effiziente Materialbearbeitung. Der Grund hierfür ist die Laserstrahlführung in einer Standard-Glasfaser, welche eine handgeführte Bearbeitung, augensicheres Arbeiten (wegen der Wahl der Wellenlänge) und eine exzellente Strahlqualität und Brillanz durch die Lichtführung innerhalb der Faser ermöglicht. Somit vereint die Laserquelle alle Vorteile von aktuell kommerziell verfügbaren Kohlendioxid-(CO₂)Lasern und Ytterbium-dotierten (Yb) Faserlasern.

Ein strategisches Ziel von FUTURIA war die Verfügbarmachung neuartiger Werkzeuge für Leichtbau-Materialien. Die Demonstration dieses Werkzeugs basierend auf einem

Tm-Faserlaser war ein technologisches Ziel im Rahmen von FUTURIA, um anschließend das Potential des neuen Strahlwerkzeugs für Prozesse in der Produktion maritimer Produkte im Rahmen von FUTURIA zu bewerten. Das wissenschaftliche Ziel war also die Untersuchung der Laserbearbeitung unterschiedlicher Verbundwerkstoffe mit einem neuen Hochleistungs-Tm-Faserlasersystem, das bei einer Wellenlänge von 2 µm emittiert. Die bei einer Wellenlänge von 2 µm erhaltenen Ergebnisse wurden mit denen von kommerziell verfügbaren Laser-Werkzeugen, wie beispielsweise Yb-Faserlasern (Wellenlänge 1 µm) verglichen. Um die Untersuchungen durchführen zu können, wurde ein Tm-Faserlaser als Demonstrator mit einer optischen Ausgangsleistung von 400 W aufgebaut.

Zusammenfassend wurde in FUTURIA also die Eignung eines neuen Bearbeitungswerkzeugs für Leichtbaumaterialien untersucht, welche in der Schifffahrt immer häufiger zum Einsatz kommen.

KONSORTIUM

Die gesamte vertikale Wertschöpfungskette von der Laser-Werkzeug-Herstellung bis zur Anwendung im Yachtbau wird durch das präsentierte Projekt abgedeckt. Das Konsortium ist so zusammengestellt worden, dass FUTURIA ein hohes Maß an Innovation beinhaltet und einen hohen wirtschaftlichen und strategischen Einfluss auf die Schifffahrt-Industrie haben kann. Die Arbeitsteilung innerhalb des deutsch-türkischen Konsortiums sah folgendermaßen aus:

- › Sirena Marine (TR) war zuständig für die Auswahl der geeigneten zu prozessierenden Materialien und die Evaluation der Bearbeitungsergebnisse
- › LISA laser products (D) & Laser Zentrum Hannover (D) bauten das neuartige Lasersystem bei einer Emissionswellenlänge von 2 µm und einer Leistung > 400 W auf
- › Durmazlar Makina (TR) modifizierte eine Materialbearbeitungsanlage und integrierte das Lasersystem in diese
- › Beam Arge (TR) führte die Materialbearbeitungsuntersuchungen durch

STAND DER TECHNIK

Durch ihre positiven Eigenschaften finden FRP-Materialien in allen aktuellen Leichtbau-Megatrends Anwendung. Vor allen in aktuellen Trends im Bereich der Mobilität von der Luftfahrt über die Automobilindustrie bis hin zur Schifffahrtindustrie (Yachten, Kreuzfahrtschiffe) ist der erwartete wirtschaftliche und ökologische Einfluss sehr groß. In der Schifffahrtindustrie repräsentieren FRP-Komponenten, wie beispielsweise Rümpfe von Yachten, Antennenmasten, dekorative Strukturen wie Deck-Lampen und Schwimmbecken, günstige und robuste Lösungen. Während die wirtschaftlichen Vorteile in der kostengünstigen Verfügbarkeit von FRPs liegen, geht der positive ökologische Einfluss auf das geringe Transport-Gewicht in Verbindung mit einem geringeren Kraftstoffverbrauch und somit niedriger CO₂-Emission zurück.

Der wesentliche Nachteil von FRP-Materialien sind die hohen Prozessierungs-Kosten. Diese Tatsache kann den derzeit angewendeten Prozess-Technologien zugeschrieben werden, welche unzureichend und ineffizient sind. Effizientere Herstellungs- und Füge-Technologien werden hier benötigt, um Abfälle bei der Produktion zu reduzieren und somit Ressourcen zu sparen. Die Herstellung von FRPs kann durch das Handlegeverfahren, Handauflegen mit Vakuumpressen oder Vakuum-Infusion erfolgen. Die am weitesten verbreitete Methode für das Schneiden von FRPs nach der Herstellung ist der Einsatz von teuren diamant-beschichteten mechanischen Schneidwerkzeugen, deren Verschleiß zu sehr hohen Prozesskosten führt. Die gängigen Reparaturmechanismen basieren auf mechanischem Schleifen oder dem Bestrahlen mit Partikeln (Aluminium, Eisen). Die manuelle Verarbeitung und Reparatur ergibt eine Vielzahl an Fehlstellen, birgt das Risiko einer mechanischen Beschädigung der Fasern und erfordert zudem die Beseitigung des entstandenen Staubs von der bearbeiteten Oberfläche.

Eine nach Möglichkeit automatisierte und kontaktfreie Bearbeitung von FRP-Werkstücken im Schiffbau würde die genannten Probleme vermeiden und eine vielversprechende Alternative zur manuellen Bearbeitung darstellen.

In diesem Zusammenhang haben Lasergestützte Bearbeitungstechnologien und die Erforschung von Reparaturprozessen für FRPs in den letzten Jahren sehr an Bedeutung gewonnen. Die Benutzung von verschleißfreien Laser-Werkzeugen anstelle teurer Schleif- und Schneid-Werkzeuge ermöglicht eine kontaktfreie Bearbeitung in drei Dimensionen. Zusätzlich bietet die Lasergestützte Bearbeitung ein hohes Potential für eine Automatisierung von Prozessschritten. Kommerziell verfügbare Laser-Werkzeuge, wie beispielsweise Kohlenstoffdioxid-Laser (CO₂-Laser), im UV emittierende frequenzverdreifachte Festkörper-Laser und Neodym-YAG-Laser (Nd:YAG) können zu diesem Zweck eingesetzt werden. Diese Laser-Werkzeuge haben jeweils Emissionswellenlängen von 10 µm, 0,355 µm und 1,064 µm. Die Betriebszustände dieser Laserquellen können zwischen kontinuierlicher und gepulster Emission unterschieden werden [1-3]. Diese genannten Werkzeuge haben jeweils Vor- und auch Nachteile. CO₂-Laser sind kostengünstig verfügbar mit Ausgangsleistungen bis in den Kilowatt-Bereich. Dieser Vorteil qualifiziert CO₂-Laser für kostengünstige FRP-Bearbeitung mit hoher Durchsatzrate. Die Materialbearbeitung basiert bei dieser Emissionswellenlänge auf thermischen Effekten und kann somit zu einer großen Wärmedeponierung im Werkstück führen. Dieser Wärmeeintrag kann im Werkstück unerwünschte Spannung und Delamination induzieren. Weiterhin können die verwendeten CO₂-Laser in der Praxis meist nur auf einen minimalen Spotdurchmesser von 80 µm fokussiert werden [2]. Im Gegensatz zum CO₂-Laser basiert die Bearbeitung von FRPs mit UV-Lasern auf der Aufspaltung von Polymerketten. Aus diesem Grund bietet der UV-Laser eine höhere Bearbeitungseffizienz. Allerdings ist ein wesentlicher Nachteil von geeigneten UV-Lasersystemen, dass diese teuer und wartungsintensiv sind und zudem nur Wiederholraten von einigen kHz und mittlere Ausgangsleistungen von einigen Watt besitzen. Die sehr geringe Wiederholrate und Ausgangsleistung verhindert den industriellen Einsatz solcher Laser in der Produktion. Weiterhin ist bei der sehr kurzen Wellenlänge eine Strahlführung in einer Glasfaser nicht möglich. Die Strahlung eines Nd:YAG-Lasers hingegen wird nur sehr

schwach in vielen FRP-Materialien absorbiert, was keine besonders effiziente Bearbeitung zulässt. Mit den erläuterten Laser-Werkzeugen wurde zuvor bereits der Einfluss unterschiedlicher Parameter, wie beispielsweise die Laser-Wellenlänge, die Intensität, die Bestrahlungsdauer, die Zusammensetzung von Matrix und Faser und die Größe der Wärmeeinflusszone bei der Bearbeitung von FRPs untersucht [3]. Diese Arbeiten zeigen auf eindrucksvolle Weise den allgemeinen Nutzen von Laser-Werkzeugen für den maritimen Leichtbau. Allerdings dauert die Suche nach einem geeigneten Laser-Werkzeug für die Realisierung der Bearbeitung von FRPs mit einer hohen Durchsatzrate noch immer an.

Neben den genannten kommerziell verfügbaren Laser-Systemen gibt es eine hohe Dynamik auf dem Gebiet der Erforschung von Laser-Werkzeugen für die Produktion. Herausragende Neuerungen ergeben sich im Bereich von Tm-dotierten Faserlaser-Systemen, welche eine Emissionswellenlänge von $2\text{ }\mu\text{m}$ besitzen.

Da es bei dieser Wellenlänge ein lokales Absorptionsmaximum von Wasser und Molekylvibrationen gibt, können die meisten organischen Materialien mit Tm-dotierten Lasern bearbeitet werden. Beispielsweise zeigt das Absorptionsspektrum von Polyamid 6 (PA6 Akulon) eine hohe Absorption im Wellenlängenbereich um $2\text{ }\mu\text{m}$ [4], so dass es bei dieser Wellenlänge effizient bearbeitet werden könnte. PA6 wird auch als Matrixmaterial bei der Herstellung von FRPs benutzt. Hieraus lässt sich folgern, dass eine effiziente Bearbeitung von FRPs mit Tm-Laser-Werkzeugen möglich sein könnte. Demnach besteht ein dringender Bedarf für Untersuchungen bezüglich der Bearbeitung von FRP-Materialien mit Tm-dotierten Lasern und die Tauglichkeit des Prozesses für die Massenproduktion im Schiffbau. Die Wechselwirkung zwischen der Laserstrahlung mit einer Wellenlänge von $2\text{ }\mu\text{m}$ und FRP-Materialien ist jedoch noch weitgehend unerforscht. Aus diesem Grund standen fundamentale Untersuchungen noch aus, die im Rahmen des FUTURIA-Projekts durchgeführt wurden.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die notwendige Realisierung des Thulium-Faserlasersystems und der Schneidanlage vorgestellt, mit der die im Anschluss beschriebenen Schneiduntersuchungen an FRPs durchgeführt wurden.

THULIUM-FASERLASERSYSTEM

Tm-dotierte Laserkristalle kommen bereits seit vielen Jahren in Lasersystemen niedriger Leistung zum Einsatz. Neuere Tm-dotierte Glasfasern bieten zudem weitere Vorteile für Laser-Strahlquellen. Ein wichtiger Vorteil von Tm-Faserlasern ist die große Wechselwirkungslänge zwischen der Pump- und Signalstrahlung, welche zu sehr hohen Signalverstärkungsfaktoren führt. Weiterhin sind die Wartungsfreiheit durch Justagefreiheit aufgrund der Faserführung und die Augensicherheit aufgrund der Emissionswellenlänge zu nennen. Zusätzlich bieten Tm-Faserlaser eine exzellente Strahlqualität, da die Strahlführung in der Grundmode einer Glasfaser realisiert wird. Allerdings gab es bis jetzt keine kommerziell verfügbaren Tm-dotierten Faserlaser im Grundmode mit Ausgangsleistungen im Bereich von 400 W, welche für Bearbeitungsexperimente von FRPs herangezogen werden können. Ein solches Lasersystem wurde im Projekt FUTURIA erstmals erfolgreich realisiert.

Das Lasersystem (Abb. 1) besteht aus fasergekoppelten Hochleistungsdiodenlasern mit einer Emissionswellenlänge von jeweils 790 nm und einer optischen Gesamtleistung von ca. 900 W . Die Ausgangsfasern dieser Diodenlaser haben einen Kerndurchmesser von $200\text{ }\mu\text{m}$ bei einer numerischen Apertur (NA) von $0,22$. Um die Strahlung des Pumpmoduls zu vereinen und diese gleichzeitig an die Thuliumdotierte Faser des Laserresonators anzupassen, wurde ein sogenannter Pump-Combiner verwendet, der auf miteinander verschmolzenen Einzelfasern beruht. Die Ausgangsfaser dieses Pump-Combiners wurde so abgestimmt, dass sie direkt an den Laserresonator gespleißt (geschweißt) werden konnte. Hier standen etwa 890 W Pumpleistung bei einer Wellenlänge von 790 nm zur Verfügung. Der Laserresonator selbst besteht aus einer Thuliumdotierten Doppelkernfaser. Der Faserresonator wurde durch ein hochreflektierendes Faser-Bragg-Gitter bei einer Wellenlänge von 2050 nm stabilisiert. Der Laserstrahl wurde mithilfe einer Linse kollimiert und anschließend in die passive Arbeitsfaser eingekoppelt.

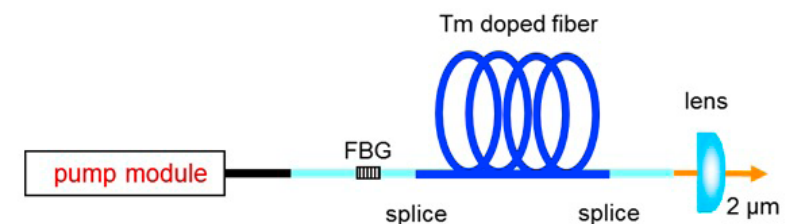


Abb. 1: Schematischer Aufbau des Lasersystems.

Dieser faserbasierte Aufbau ermöglicht ein weitgehend justagefreies und wartungsarmes Lasersystem. Bei maximaler Pumpleistung konnte eine optische Ausgangsleistung von 405 W bei einer Emissionswellenlänge von 2050 nm erreicht werden (Abb. 2). Die optisch-zu-optische Effizienz betrug $48,5\%$. Begrenzend für die Leistungsskalierung des Lasersystems war die zur Verfügung stehende Pumpleistung.

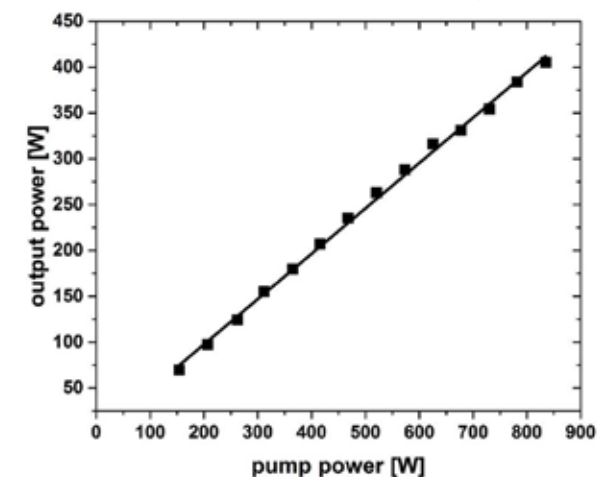


Abb. 2: Kennlinie des Thulium-Faserlasersystems.

Nach Verifikation des optischen Aufbaus im Labor (Abb. 2) wurde ein solches Lasersystem in einem klimatisierten 19"-Rack nach Industriestandard mit entsprechenden Schnittstellen aufgebaut (Abb. 3). Besonderes Augenmerk wurde darauf gelegt, dass das System auch tolerant gegenüber hohen Umgebungstemperaturen in der Türkei ist. Die Steuerung des Lasersystems erfolgte über eine serielle Schnittstelle.



Abb. 3: Links: Vollständiges Lasersystem bestehend aus Faserlasereinheit, Elektronikeinheit sowie Kühleinheit. Rechts: Design der Faserlasereinheit.

SCHNEIDANLAGE

Im Rahmen des Projekts wurde eine direkt auf den Tm-Faserlaser zugeschnittene Schneid- anlage (Abb. 4) entwickelt. Insbesondere kam hier ein speziell auf die Wellenlänge $2\mu\text{m}$ angepasster Bearbeitungskopf zum Einsatz (Abb. 4). Insbesondere ermöglichte dieser Schneidkopf die Laserbearbeitung unter Schutzgasatmosphäre. Ebenso wurden die bei der Bearbeitung entstehenden Emissionen abgesaugt und durch ein entsprechendes Filtersystem gereinigt. Die Positionierung des Laserkopfes beruhte auf einem Translationssystem mit maximalen Geschwindigkeiten von 120 m/min bzw. 100 m/min und Beschleunigungen von 12 m/s^2 bzw. 10 m/s^2 . Die Positioniergenauigkeit bzw. die Positionierwiederholbarkeit lag bei jeweils $0,05\text{ mm}$. Zum Transport der Laserstrahlung wurde eine Faser nach QBH-Standard mit einem Kerndurchmesser von $150\mu\text{m}$ benutzt, was Industriestandard entspricht und somit kompatibel zum Laser-Bearbeitungskopf ist. Das Thulium-Faserlasersystem wurde in die Türkei zum Projektpartner Durmazlar Makina exportiert und dort mit der Schneidanlage verbunden. Der Laserspot auf dem Werkstück lag bei einem Durchmesser

von $>300\mu\text{m}$. Auf eine Fokussachführung wurde zunächst verzichtet. Der Laser konnte über die Schneidanlage mittels serieller Schnittstelle angesteuert werden.

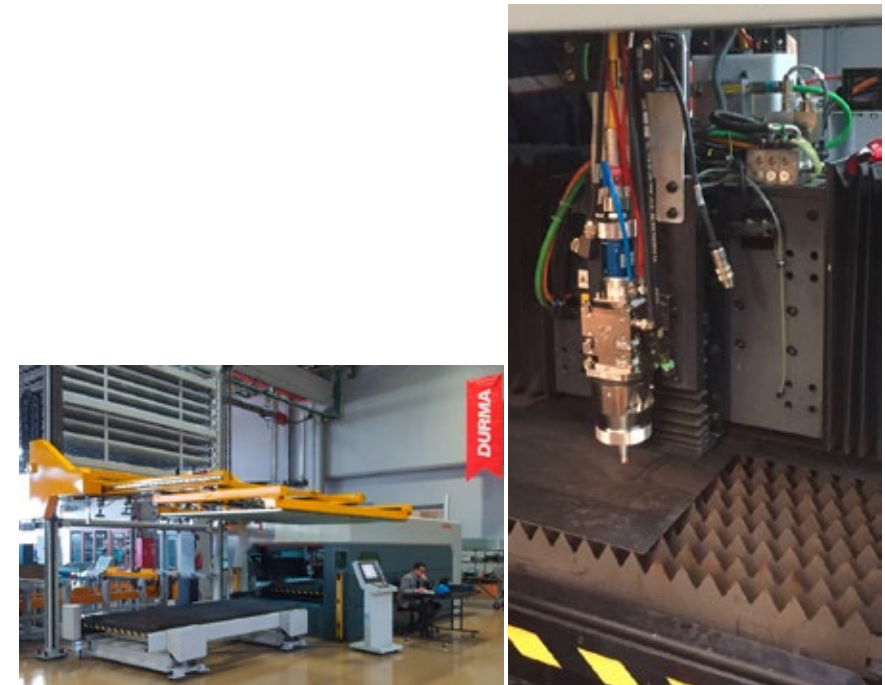


Abb. 4: Schneidanlage (links) sowie für $2\mu\text{m}$ Wellenlänge modifizierter Bearbeitungskopf (rechts).

Zusätzlich zum Tm-Laser konnte an eine vergleichbare Schneidanlage ein kommerzieller Yb-Laser mit einer Wellenlänge von $1\mu\text{m}$ und einer Ausgangsleistung von 2 kW adaptiert werden. Allerdings konnte dieser Laser nicht soweit in seiner Ausgangsleistung reduziert werden, um bei vergleichbaren Leistungen zu schneiden. Zudem wurde mit dem Yb-Laser aufgrund der Auslegung des Schneidkopfes bei einem Spotdurchmesser von $100\mu\text{m}$ gearbeitet.

SCHNEIDUNTERSUCHUNGEN

Für die Schneidexperimente in der Türkei erfolgte die Materialauswahl durch Siena Marine, um für den Yachtbau relevante Materialien zu untersuchen. Hierbei wurden Glasfaser verstärkte (GFRP)- und Kohlefaser verstärkte Kunststoffe (CFRP) sowie Kevlar ausgewählt. Diese wurden sowohl mit dem kommerziellen Yb-Faserlaser als auch mit dem neu entwickelten Tm-Faserlaser unter Stickstoffatmosphäre bearbeitet. Hierbei ist zu erwähnen, dass im Yachtbau hauptsächlich GFRP-Materialien eingesetzt werden.

Bei CFRP ließ sich mit dem Yb-Faserlaser bei hohen Leistungen eine Schneidwirkung erzielen (Abb. 5), während mit dem Tm-Faserlaser aufgrund niedrigerer zur Verfügung stehender Leistung kein Materialabtrag beobachtet werden konnte.



Abb. 5: Bearbeitung von 2 mm starkem CFRP mit Laserstrahlung bei einer Wellenlänge von 1 μm , einer Vorschubgeschwindigkeit von 1000 mm/min und Laserleistungen von 1250 W, 1500 W und 1750 W.

Untersuchungen mit Kevlar zeigten trotz Verwendung eines Schutzgases bei der Bearbeitung mit 2 μm Laserstrahlung (Abb. 6) eine starke Karbonisierungszone (Abb. 7), so dass ein Schneidprozess hier zwar möglich, aber noch weiter optimiert werden muss.

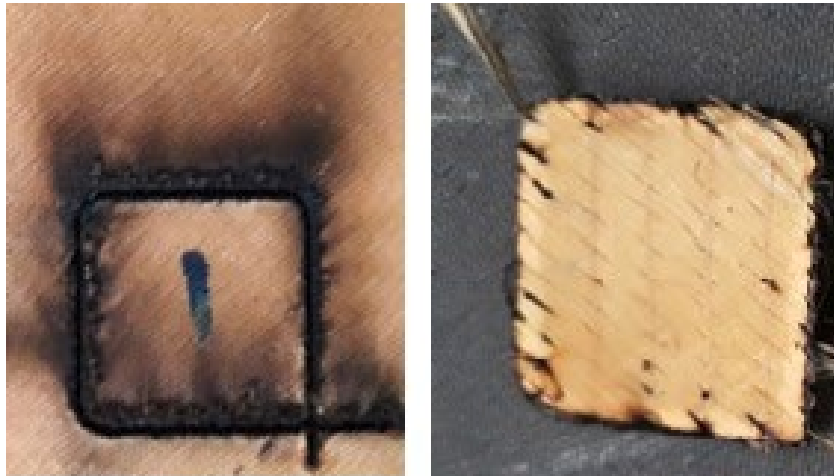


Abb. 6: Bearbeitung von Kevlar mit 2 μm Laserstrahlung bei 180 W und einer Vorschubgeschwindigkeit von 75 mm/min unter N_2 -Schutzgasatmosphäre.

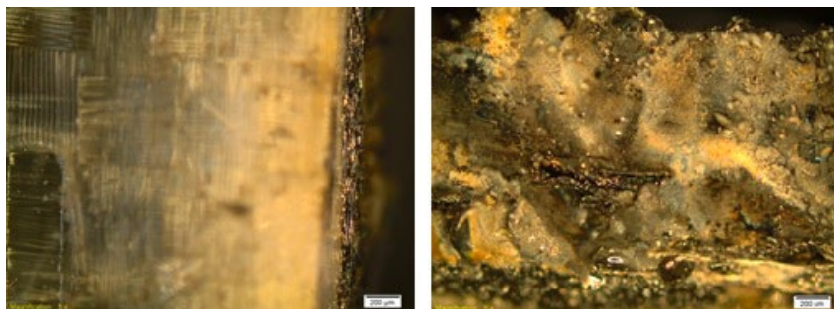


Abb. 7: Mikroskopische Ansicht der Schnittzone des bearbeiteten Kevlars.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen wurde im weiteren Projektverlauf hauptsächlich auf GFRP (e-glass) gelegt, da diese Materialien aufgrund ihrer günstigeren Kostenstruktur eine weitreichende Verbreitung im Schiffsbau haben. Hier wurde sowohl mit 1 μm als auch mit 2 μm Laserstrahlung ein Schneidprozess erzielt (Abb. 8 und Abb. 9).



Abb. 8: Mit dem Yb-Laser bei 420 W bearbeitetes GFRP. Vorschubgeschwindigkeit: 400 mm/min, 500 mm/min, 350 mm/min. Materialstärke: 1,2 mm, 1,5 mm, 3 mm.

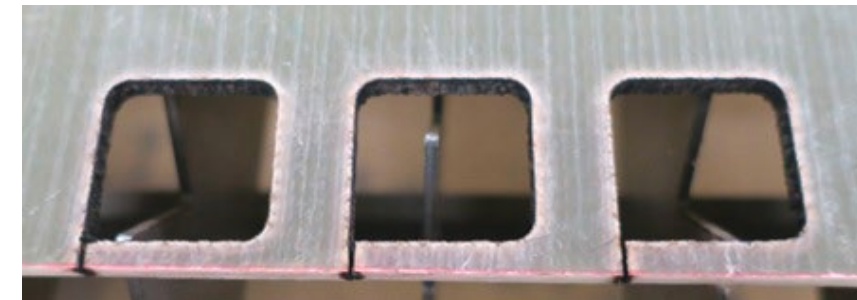


Abb. 9: Mit dem Tm-Laser bei 200 W geschnittenes GFRP.

Bei beiden Wellenlängen ist jedoch noch eine deutlich karbonisierte Zone mit hoher Oberflächenrauheit zu beobachten. In dieser Zone kann es auch zu unerwünschten Delaminierungen des Verbundwerkstoffes kommen.

Um den Wärmeintrag und damit die Karbonisierungszone weiter zu verringern, wurde anstelle des Konturschneidens im Einfachdurchgang eine Strategie verfolgt, bei der repetitiv mit niedrigerer Leistung über das Werkstück gegangen wurde, so dass von einem zum nächsten Durchgang eine Abkühlung der Schneidzone erfolgen kann. Mit dieser Technik wurden beim Schneiden von CFRP gute Erfahrungen gemacht [5]. Allerdings wurde bei dieser Vorgehensweise für GFRP im ersten Durchgang eine Weißfärbung beobachtet, die dann auch in den nächsten Durchgängen karbonisierte und somit zu vergleichbaren Schneidergebnissen wie im Einfachdurchgang führte.

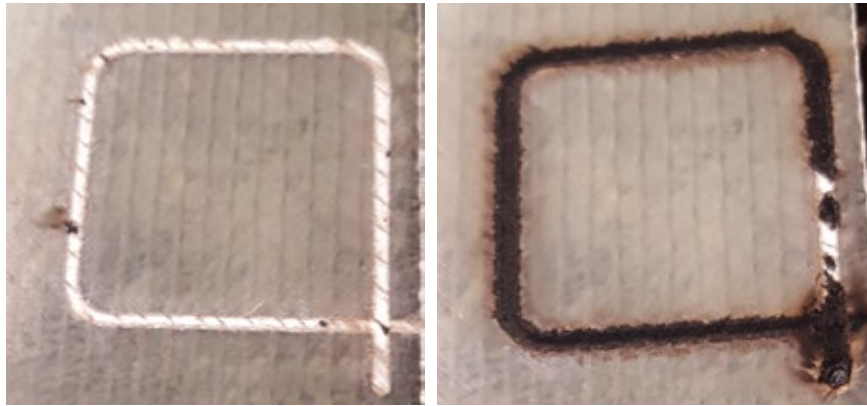


Abb. 10: Links: Weißfärbung des GFRP bei der Bearbeitung im ersten Durchgang mit 2 μ m Laserstrahlung geringfügig oberhalb der Schwelle. Rechts: Karbonisierung nach dem zweiten Durchgang mit identischer Leistung.

VERWERTUNG

Im Anschluss an das FUTURIA-Projekt haben sich die folgenden Verwertungsperspektiven ergeben:

Die Firma LISA laser products wurde durch die Arbeiten im Projekt FUTURIA in die Lage versetzt, neben der etablierten Medizinlaser-Sparte auch eine Industrielaser-Sparte aufzubauen, in der bereits basierend auf den Projektergebnissen kommerzielle Thulium-Faserlasersysteme in der Leistungsklasse bis zu 200 W angeboten werden. Aufgrund der Ergebnisse in FUTURIA wird hier eine weitere Leistungsskalierung erwartet.

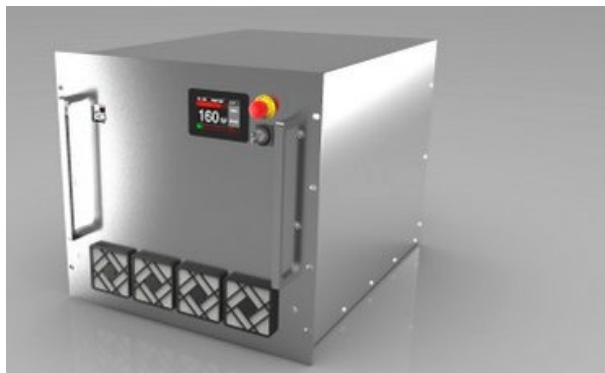


Abb. 11: Kommerzialisiertes 200 W Thulium-Faserlasersystem mit einer Emissionswellenlänge von 2 μ m.

Die Firma Durmazlar Makina ist nun in der Lage, Bearbeitungsmaschinen mit OEM-Lasern von LISA bei einer Wellenlänge von 2 μ m am Markt anzubieten. Die Firma Beam Ar-Ge profitiert durch zugewonnenes Spezialwissen im Bereich der Laserprozessierung mit Tm-Lasern. Ebenso profitiert das Laser Zentrum Hannover vom dazugewonnenen Know-How für Faserkomponenten.

Neben der in FUTURIA adressierten Bearbeitung von Glasfaserverbundwerkstoffen sind weitere Anwendungsfelder von 2 μ m Laserstrahlung wie beispielsweise die Unterstützung beim Trennen von Verbundglas, das Durchschweißen von transparenten Kunststoffen und die Nutzung als Pumpquelle in der Lasertechnologie möglich [6].

FAZIT UND AUSBLICK

Im Rahmen von FUTURIA wurden erstmals Untersuchungen durchgeführt, um die Prozesstechnologie für die Bearbeitung von Verbundmaterialien bei einer Wellenlänge von 2 μ m zu erforschen. Weiterhin wurde ein neuer Werkzeug-Demonstrator für die Bearbeitung dieser Werkstoffe aufgebaut, untersucht und für die Applikation an FRP-Materialien etabliert. Um diesen Demonstrator zu ermöglichen, wurde die Faserlaser-Technologie herangezogen. Das resultierende Tm-Lasersystem ermöglichte eine einfache Handhabung und eine robuste fasergeführte Strahlführung zum Werkstück. Der Tm-Faserlaser vereint somit die Vorteile einer Strahlführung in Standard-Glasfasern, welche sogar eine Handführung des Bearbeitungskopfes erlauben würde, Augensicherheit aufgrund der Wellenlänge von 2 μ m und eine exzellente Strahlqualität und Brillanz durch die Wellenleitung in Glasfasern.

Da FRP-Materialien, insbesondere GFRP, breite Anwendung in den maritimen Technologien und speziell im Yachtbau finden, fokussierten sich die Arbeiten im Rahmen von FUTURIA auf Anwendungen im Schiff- und Yachtbau. Auch wenn die Arbeiten im Rahmen von FUTURIA auf den Schiffbau fokussiert sind, können die Ergebnisse auch Einfluss auf andere Branchen im Bereich der Mobilität haben. Einerseits wurde die kostengünstige Bearbeitung von FRP-Materialien mit bereits vorhandenen Laser-Werkzeugen untersucht. Andererseits wurde die Eignung eines vollständig neuen Laser-Werkzeugs untersucht. Insbesondere bei der Bearbeitung des im Schiffbau weit verbreiteten GFRPs mit Tm-Faserlasern bleibt noch weiteres Optimierungspotential. Um die Absorption in den organischen Verbundmaterialien weiter zu erhöhen, könnten Faserlaser mit Wellenlängen > 2 μ m wie z. B. der Holmium-Faserlaser weiterentwickelt werden. Zudem könnte der Schneidprozess selbst z. B. mittels eines Scanners weiter optimiert werden. Bei Einsatz eines Scanners im Remote-Verfahren wären deutlich höhere Vorschubgeschwindigkeiten im Bereich mehrerer m/s möglich, die ggf. beim Schneiden im Mehrfachdurchgang die thermische Randzone weiter verringern würden und somit zu besseren Schneidergebnissen führen könnten.

LITERATUR

- [1] F. Fischer et al., "Laser Surface Pre-Treatment of CFRP for Adhesive Bonding in Consideration of the Absorption Behaviour," The Journal of Adhesion, 88:4-6, 350-363 (2012)
- [2] F. Völkermeier et al., "Laser-based approach for bonded repair of carbon fiber reinforced plastics," Physics Procedia 12, 537-542 (2011)
- [3] R. Weber et al. "Short-Pulse laser processing of CFRP," Physics Procedia 39, 137-146 (2012)
- [4] C. Y. Wang et al., "Optical Properties Characterization of Thermoplastics Used in Laser Transmission Welding: Scattering and Absorbance," Advanced Materials Research Vols. 97-101, 3836-3841 (2010)
- [5] S. Blümel et al., "Comparative Study of Achievable Quality Cutting Carbon Fibre Reinforced Thermoplastics Using Continuous Wave and Pulsed Laser Sources," Physics Procedia (56), 1143-1152 (2014)
- [6] <http://www.lisalaser-industrial.de/>

IMOSCAN – REGELGEOMETRIEBASIERTES IST-MODELL FÜR DEN INNENAUSBAU VON MEGAYACHTEN

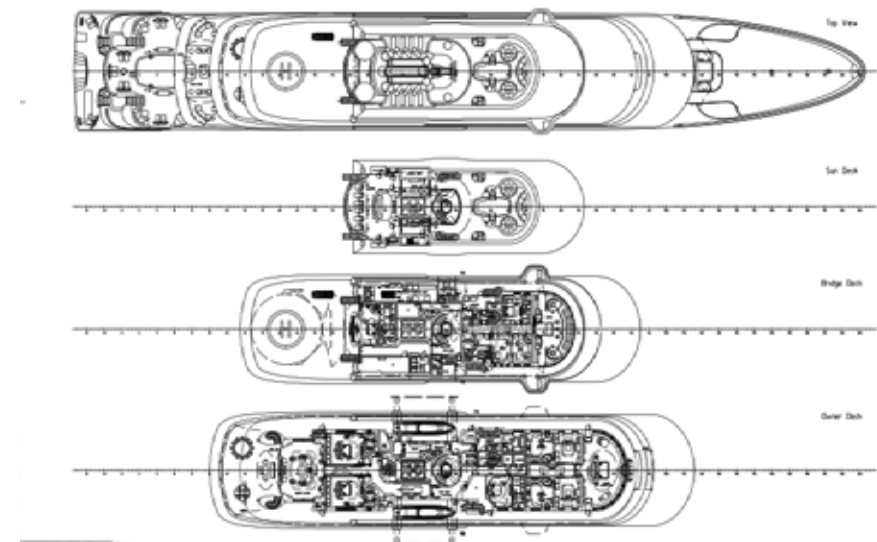
FÖRDERKENNZEICHEN 03SX357

DR. BERNHARD URBAN (FR. LÜRSSEN WERFT GMBH & CO.KG)
MARC JESSING (FR. LÜRSSEN WERFT GMBH & CO.KG)
DIPL.-ING. (FH) MICHAEL GEIST (FRAUNHOFER-EINRICHTUNG IGP)
M.ENG. LISA KNAACK (FRAUNHOFER-EINRICHTUNG IGP)

MOTIVATION

PROTOTYP

Mega-Yachten sind typischerweise Unikate, die nur einmal entworfen, konstruiert und gebaut werden. Alle Tätigkeiten werden in der Regel auch nur einmal ausgeführt, viele Tätigkeiten sind dabei stark handwerklich geprägt. Dies trifft insbesondere auf die Inneneinrichtung zu und die dort eingesetzten Verfahren in der Anfertigung der Möbel, aber auch schon im Vorfeld beim Aufmessen des verfügbaren Einbauraums (Nettoraum).



Einrichtungslayout im Genralplan

NETTORAUM

Bei jedem neuen Yachtprojekt, wird wieder mit einem neuen Generalplan gestartet. Dieser GAP ist zudem, in der frühen Projektphase, starken Layoutveränderungen ausgesetzt. Der Kunde, dessen Designer aber auch Behörden und die Werft feilen am optimalen Layout.

Sobald der erste verlässliche Entwurf steht, beginnt die Werft den Raum für die Einrichtung zu definieren - der sog. Nettoraum in 3D, also das für die Einrichtung zur Verfügung stehende Volumen = Schiffskörper - Systeme.

DESIGNENTWICKLUNG



INTERIEUR DESIGN

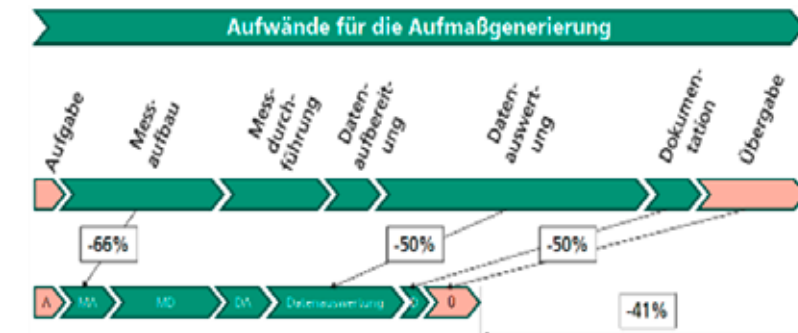
Zeitgleich zu den Prozessen auf der Werft entwickelt der Interior-Designer die Einrichtung. Die überwiegende Zahl der Designbüros ist im Umgang mit 3D-Darstellungen geschult und Renderings der Einrichtung werden dem Kunden zur Genehmigung vorgestellt.

Dem Designer stellt die Werft die Netträume aus dem Modell zur Verfügung, um hierdurch Kollisionen mit den schiffbaulichen Konturen, maschinenbaulichen Systemen und Ausstattungs-komponenten zu vermeiden.

Erst nach diesen Abstimmungsprozessen werden Firmen für die Einrichtung beauftragt. Diese gleichen wiederum die Modelldaten mit dem Schiffskörper ab. Dieses Aufmaß wird üblicherweise manuell genommen und ist aufwändig und steht leider relativ spät zur Verfügung.

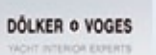
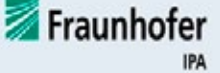
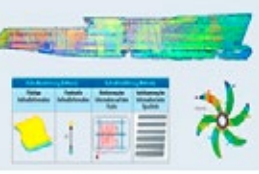
ZIELSTELLUNG

Das Ziel dieses Vorhabens war, auf Basis der guten Planungsdaten, ein Mess- und Auswerteverfahren zu entwickeln und die digitalen 3D-Daten allen Beteiligten zur Verfügung stellen zu können.



VORGEHENSWEISE

Hierzu haben sich die folgenden 3 Projektpartner zusammengefunden:

Projektpartner		
Projektkoordination/ Anwender	Anwender	Forschungseinrichtung
 - Weltmarktführer im Bau von MY - Umfangreiche Erfahrungen im der Projektierung des gesamten Innenausbaus und Koordination der Gewerke	 - Experte für Innenraumgestaltung und Nettoinnenraumplanung - Technische Leitung beim Innenausbau von MY	 Erfahrungen aus einer Vielzahl von F&E Vorhaben aus dem Bereich Genaubau und Auswertung hochdichten 3-D-Punktwolken
		

In der Anwendung setzt der Schiffbaukonstrukteur Markierungen im Modell als Referenzpunkte für die Generierung des Aufmaßes. Die Aufmaßdaten werden digital ausgewertet, mit dem Modell verglichen und als IST-CAD-Zeichnung zur Verfügung gestellt.

Bei einer potentiellen Abweichung ist somit die Möglichkeit gegeben, eine schiffbauliche Nacharbeitung zu veranlassen oder den zuvor beschriebenen Abstimmungsprozess mit dem Kunden erneut zu starten und eine Anpassung des Designs zu erwirken.

Die durchgeführten Messungen wurden im Projektverlauf von zunächst einzelnen Positionen, über einzelne Räume bis hin zu komplexen/verschachtelten Einrichtungsbereichen ausgedehnt.

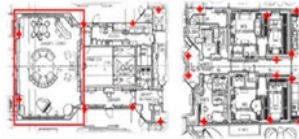
1. Messung 07/14



2. Messung 10/15



3. Messung 05/17



Fortschritt des Projektes im Planungs-Verlauf von 3 Schiffs-Neubauten

VERWERTUNG

Aktuell werden für das nächste Projekt die Marker durch unseren Schiffbau gesetzt und wir planen die Bereitstellung des Aufmaßes an die Einrichter bei der Auftragsvergabe ein.

ERGEBNISSE DES TEILPROJEKTES „ENTWICKLUNG VON SOFTWAREBAUKÄSTEN ZUR AUTOMATISIERTEN AUFMASSGENERIERUNG“ (IMOCAD)

Die durchgeführten Arbeiten haben sich auf die zwei Themenbereiche Datenerfassung und Ist-CAD-Modellerzeugung konzentriert. Die Ergebnisse werden im Folgenden dargestellt.

1. Datenerfassung
2. Ist-CAD-Modellerzeugung [1]

ZU 1. DATENERFASSUNG

Die Datenerfassung des Ist-Zustandes erfolgte mittels 3D-Laserscanner. Dieses Verfahren zeichnet sich durch eine schnelle Erfassung aus, benötigt aber für lang gestreckte Messobjekte eine unterstützende globale Referenzmessung. Diese ist sehr zeitaufwendig, sodass im Projekt eine Messsystematik entwickelt wurde, die eine schnelle und objektive Erfassung eines Decks ohne zusätzliches Messsystem ermöglicht. Die entwickelte Messsystematik basiert auf den drei wesentlichen Punkten:

- > Messmarkendesign und -verteilung
- > Standpunktplanung
- > Ausrichtemethode in das Schiffskordinatensystem (SKS)

MARKEN-DESIGN UND -VERTEILUNG

Für die Aufmaßerstellung ist ein Bezug zum Schiffskordinatensystem notwendig. Standardmäßig wird der Bezug durch die übergeordnete Referenzmessung mittels Tachymeter hergestellt. Aufgrund des Wegfalls der Zusatzmessung galt es im Vorhaben ein Verfahren zu entwickeln, dass eine direkte Referenzierung in das SKS ermöglicht. Dazu wird die Verknüpfung des virtuellen CAD-Modells mit der realen Struktur beim Plattenzuschnitt genutzt und Referenzmarken auf die Platten aufgedruckt. Damit die Marken später für die Auswertung der Laserscannermessung verwendbar sind, wurden unterschiedliche Designs analysiert, getestet und bewertet. Berücksichtigt wurden dabei folgende Anforderungen:

- > Codierbarkeit
- > Bestimmung Markenmittelpunkt
- > Lesbarkeit der Codierung
- > Sichtbarkeit der Marker
- > Druckaufwand für die Markenpositionen
- > Benötigte Fläche/Raum zum Anbringen der Marken
- > Automatisierbarkeit der Erkennung

Ergebnis der Arbeiten ist eine Konstruktionsvorschrift für eine indirekte Marke. Ein weiteres Ergebnis ist ein Pflichtenheft zur Positionierung der SKS-Marken im Schiffskordinatensystem. Beschrieben ist dort ein Algorithmus, der eine automatische Markenpositionierung im Schiff ermöglicht. Grundlage dafür ist das vorhandene CAD-Modell sowie die erarbeiteten Bedingungen zur Positionierung der Messmarken. Ein Auszug der Bedingungen ist in Tabelle 1 dargestellt.

Zur Reduzierung des Druckaufwands werden nur so viele SKS-Messmarken aufgedruckt, dass eine Ausrichtung in das SKS möglich ist. Die Anzahl reicht nicht für eine Registrierung der einzelnen Laserscannerstandpunkte zueinander aus. Zusätzliche Verknüpfungsmarken werden bei der Messung vor Ort verteilt.

Anforderungen & Bedingungen	Einschränkungen	Beispiele & Lösungsansätze	Vorhandene Informationen
Erkennbarkeit der Messmarken durch den Laserscanner	• Nicht mehr als 7 m entfernt • Auftreffwinkel nicht größer als 60 ° • Messmarkengröße (siehe Konstruktionsvorschrift) • Druckkontrast • Entfernung zu den Ecken sollte mind. 1m betragen	• Mindestgröße für sichere Erkennung • Mindestkontrast für sichere Erkennung	
Messmarken möglichst lange sichtbar	• Fortschreitende Aus-rüstungsgrad	• Messmarken in Tür-nähe • Messmarken in Nähe von Öffnungen • Messmarken mittig zwischen Spanten / HP-Profilen	Positionen der Öffnungen, Türen, Spanten und HP-Profilen im CAD-Modell
Vermeiden von Verwechslungen	• Messmarken nicht auf Bezugspunkten (z.B. Meterriss)	• Vergleich mit CAD-Modell und ggf. Verschiebung der Messmarke	Bezugspunkte im CAD-Modell
Verknüpfung benachbarter Räume	• Sichtbarkeit zum Nebenraum mindestens ein Marker	• Messmarken in Tür-nähe • Messmarken in Nähe von Öffnungen	Positionen der Öffnungen und Türen im CAD-Modell
Druckbar	• Minimale Zeit & Kosten • Einseitige Bedruckbarkeit der Platten im Zuschnitt	• Druckauflösung	Metainfos des Druckers

Tabelle 1: Anforderungen und Bedingungen für die Messmarkenpositionierung

STANDPUNKTPLANUNG

Die unterschiedlichen Testmessungen im Projektverlauf haben gezeigt, dass die Standpunktplanung situationsbedingt für jeden Innenraum erfolgen muss. Die Messungen haben aber auch gezeigt, dass folgende Mindeststandpunktanzahl einzuhalten ist und folgende Aspekte zu berücksichtigen sind:

- › Pro Raum mindestens ein Standpunkt in der Raummitte und einen in der Tür
- › Sichtverbindung zu mindestens drei Marken, wobei mindestens eine Messmarke codiert sein sollte

- › Abstand zu den Marken sollte 10m nicht überschreiten
- › Auftreffwinkel zu den Marken sollte einen Winkel von 60° nicht übersteigen
- › Auftreffwinkel sollte nicht frontal auf die Marke sein
- › Sicht zu angrenzenden Räumen, durch z. B. Türen, muss zur Verknüpfung benachbarter Räume vorhanden sein
- › Sicht zu allen relevanten Objekten, die für die Aufmaßgenerierung wichtig sind

Zusätzlich wurden die Scanparameter für die Messungen definiert.

AUSRICHEMETHODEN IN DAS SCHIFFSKOORDINATENSYS-TEM

Basis für die Ist-CAD-Modellerzeugung ist eine registrierte und in das SKS ausgerichtete Punktwolke. Innerhalb des Projektes wurden daher die folgenden unterschiedlichen Ausrichtemethoden untersucht und die Ergebnisse gegenübergestellt:

- › Ausrichtung der Einzelscans in das SKS über Referenzmarken
- › Registrierung der Einzelscans zueinander und anschließende Ausrichtung in das SKS
- › Registrierung der Einzelscans, Verbesserung der Registrierung durch Ebenenfit und anschließende Ausrichtung in das SKS

Für die Ausrichtung in das Schiffskoordinatensystem wird zunächst eine Registrierung der Einzelscans zueinander vorgenommen und anschließend eine Transformation der gesamten Punktwolke eines Decks in das Schiffskoordinatensystem durchgeführt. Bei der Transformation werden von den unterschiedlichen SKS-Marken nur bestimmte Koordinatenrichtungen verwendet (Abbildung 1). Dadurch kann eine Ausrichtung analog zur herkömmlichen Ausrichtung mit dem Tachymeter umgesetzt werden.

Die Verifikationsmessungen haben gezeigt, dass die entwickelte Messsystematik für die Digitalisierung in der Praxis zu vergleichbaren Ergebnissen zur herkömmlichen Messstrategie (Laserscanner + Tachymeter) führen. Die Messsystematik ist in einem Lastenheft festgehalten und steht somit der Werft für eine Verwertung zur Verfügung.

Zu 2. Ist-CAD-Modellerzeugung [1]

Laserscanner erzeugen bei der Erfassung von Objekten sehr große Datenmengen, die zeit- aufwendig manuell ausgewertet werden müssen. Ein Verhältnis von Digitalisierung zur Auswertung von 1:5 bis 1:30 ist dabei anzunehmen [2]. Für einen Einsatz des Laserscanners für den Innenausbau bedarf es eine Reduzierung des Auswerteaufwandes. Dafür wurden im Vorhaben Automatismen entwickelt, die eine 3D-Objektrekonstruktion eines CAD-Modells aus den Messdaten ermöglichen. Der Modellierungsprozess (Abbildung 2) unterteilt sich in die Teilschritte Vorverarbeitung, Segmentierung/Klassifizierung, Objektrekonstruktion und CAD-Modellerzeugung. Dabei werden die Modellierungsansätze bottom-up (von den Istdaten ausgehend) und top-down (vom CAD-Modell ausgehend) kombiniert.

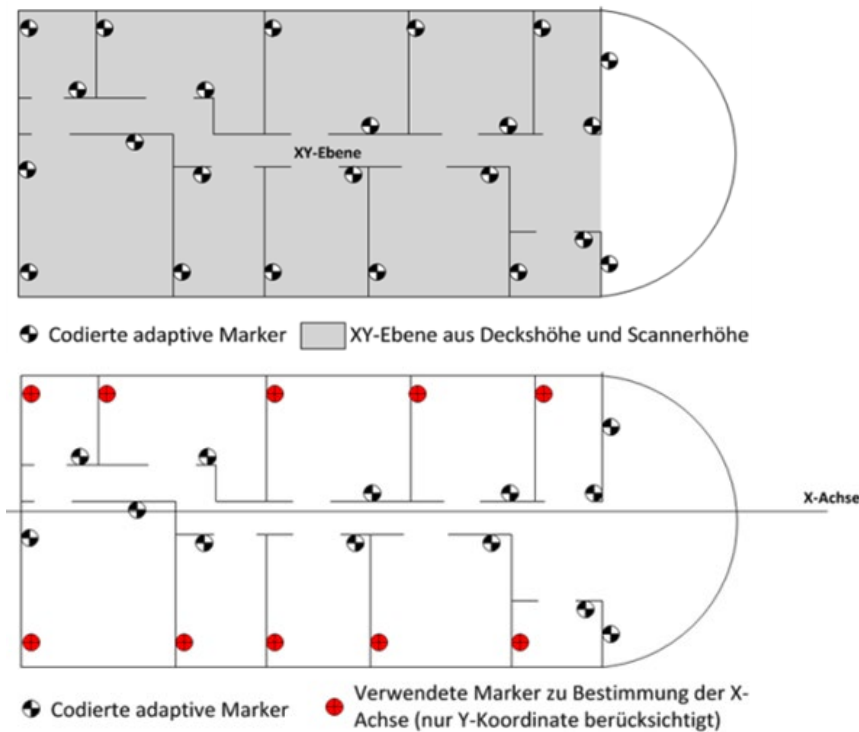


Abbildung 1: Ausrichtung in das SKS unter Verwendung bestimmter Koordinatenrichtungen der SKS-Marken

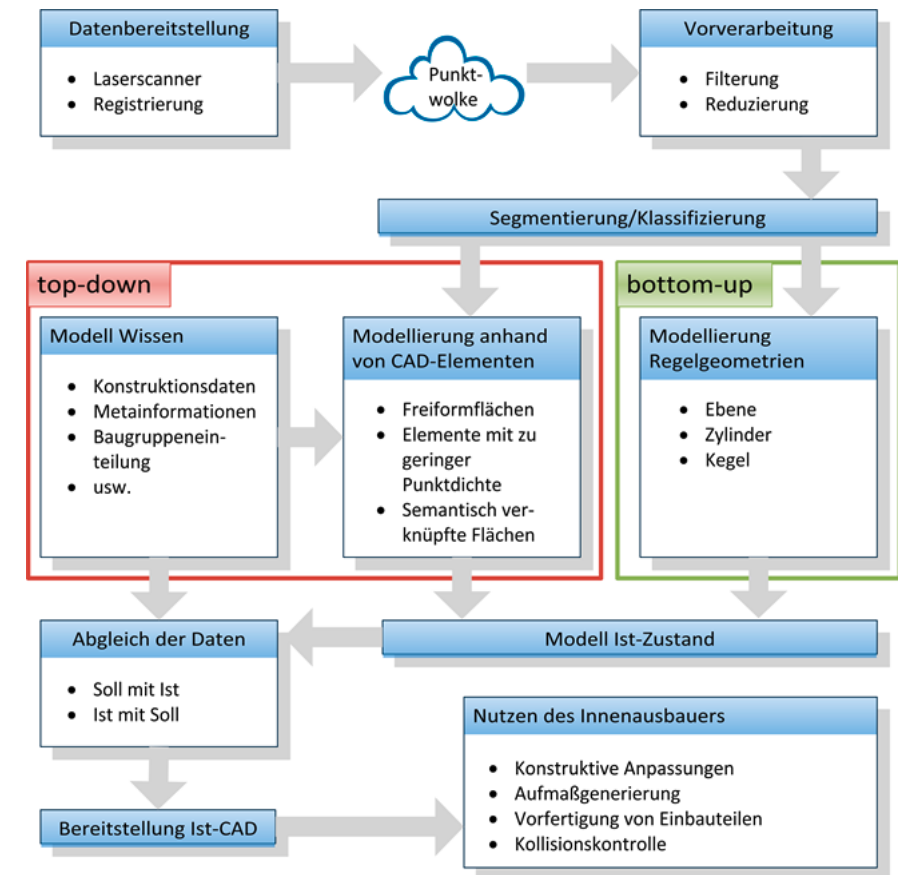


Abbildung 2: Ablaufplan der teilautomatisierten Modellierung [1]

Die Vorverarbeitung der Daten erfolgt nach den gängigen Filterverfahren, wodurch sich eine Reduzierung der Punktwolke ergibt. Darauf basierend wird eine Grobklassifizierung vorgenommen. Dabei werden Ebenen in der unsortierten Punktwolke anhand berechneter Pseudonormalen detektiert (Abbildung 3).

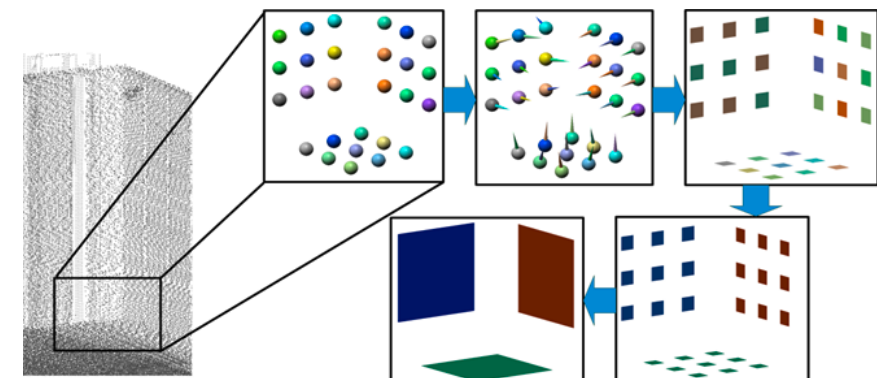


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Identifizierung von ebenen Bereichen [1]

Die Ebenen sind mathematisch eindeutig beschrieben, enthalten aber noch keine Informationen zur Berandung oder zu Öffnungen. Diese Informationen sind für die Erstellung von CAD-Flächen jedoch entscheidend. Für die Bestimmung der Berandungen und Öffnungen wird ein Binärbild aus der klassifizierten Punktmenge generiert. Darauf wird ein Verfahren angewendet, mit dem die 3D-Konturpunkte identifiziert werden können. Benachbarte Konturpunkte werden durch Polynome niedrigen Grades verbunden, sodass eine Konturlinie entsteht. Anhand der identifizierten Ebenen mit den Berandungen und Öffnungen können CAD-Elemente rekonstruiert werden. Einhergehend erfolgt eine deutliche Verkleinerung der Punktwolke (Abbildung 4) auf Basis dessen eine Feinklassifizierung durchgeführt wird.

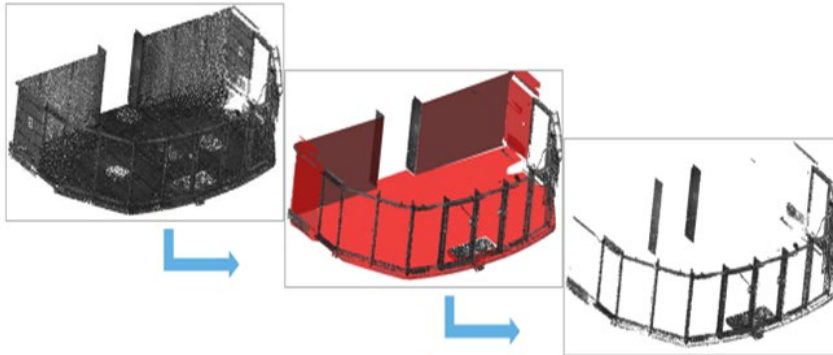


Abbildung 4: Reduzierung der Punktwolke durch die schrittweise Identifizierung und Modellierung von großen ebenen Bereichen [1]

Bei der Feinklassifizierung wird die noch vorhandene Punktwolke in gleichmäßige Boxen aufgeteilt. In jeder Box wird, analog zur Grobklassifizierung, eine erneute Ebenensuche für kleine Ebenen sowie eine Untersuchung hinsichtlich Zylinder durchgeführt (Abbildung 5). Nachdem jede Box für sich betrachtet wurde, wird geprüft, ob Teile des klassifizierten Objektes auch in benachbarten Boxen zu finden sind. In diesem Fall erfolgt eine Modellierung boxübergreifend.

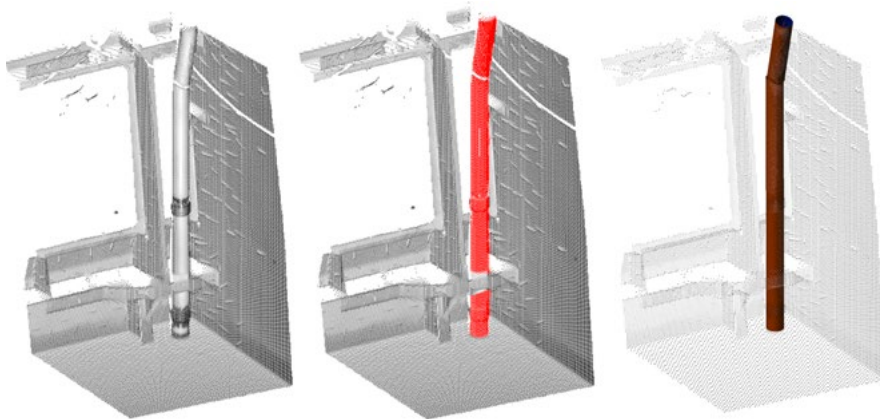


Abbildung 5: Identifizierung von Zylindern [1]

Nach Abschluss der Grob- und Feinklassifizierung ist die Modellierung nach dem datengetriebenen Ansatz (bottom up) abgeschlossen und die modelgetriebene Modellierung (top-down) wird auf die Daten angewendet. Dazu erfolgt ein Abgleich zwischen dem aus Regelgeometrie erstellten Ist-CAD-Modell mit dem Soll-CAD-Modell. Für den Abgleich wird zunächst eine Zuordnung durchgeführt. Dafür wird in einem geringen Umfeld ein korrespondierendes CAD-Element anhand spezifischer Merkmale (Orientierung, Ausdehnung) gesucht. Wird ein korrespondierendes Element gefunden, findet eine Überprüfung des rekonstruierten Bauteils statt. Dadurch können Datenlücken geschlossen und topologische Informationen auf das Ist-CAD-Modell übertragen werden. Im letzten Schritt der Modellierung werden die noch nicht zugeordneten Teile der Punktwolke betrachtet. Dabei erfolgt eine Anpassung des Soll-CAD-Modells an die vorhandene Punktwolke. Kommt es zu Konflikten beim Abgleich, ist eine Interaktion durch den Nutzer notwendig. Abgesehen davon läuft der gesamte Modellierungsprozess voll automatisiert ab. Das Ergebnis ist ein Ist-CAD-Modell auf Basis dessen die Innenausbauer individuell ihre Aufmaße ableiten können (Abbildung 6).

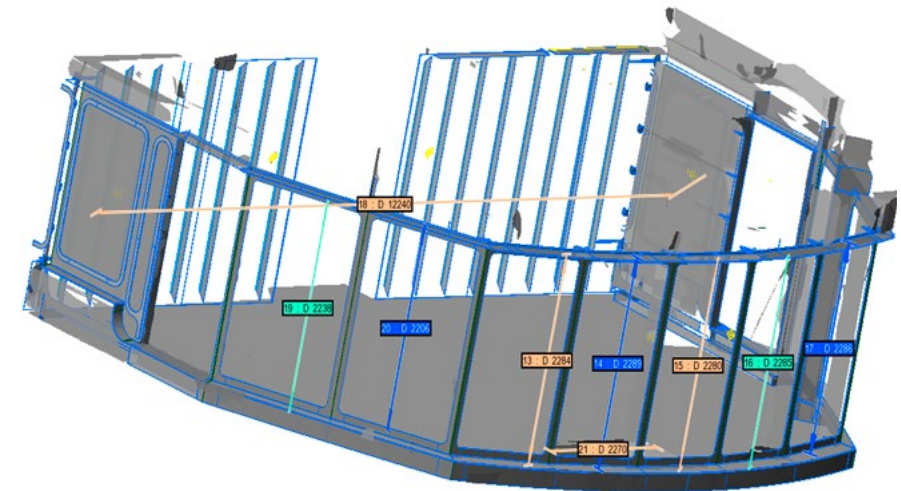


Abbildung 6: Ergebnis der Modellierung und Aufmaßbestimmung [1]

Durch die Anwendung der vorgestellten Messsystematik und des Softwaretools zur automatisierten Modellierung eines Ist-CAD-Modells aus Punktwolken können die derzeit angewendeten aufwendigen manuellen Messverfahren durch flächenhafte 3D-Messverfahren ersetzt und eine einheitliche Datenbasis für den Innenausbau geschaffen werden.

LITERATUR

- [1] Meister, M.; Gierschner, F.; Geist, M.; Knaack, L.: Regelgeometriebasiertes Ist-Modell für den Innenausbau von Megayachten. Standard Geometric Based Actual Model for Interior Construction. In: AVN - Allgemeine Vermessungs-Nachrichten 124 (2017) 3, S. 43–50.
- [2] Marbs, A.; Boochs, F.; Hmida, H. B.; Truong, H. Q.: Wissensbasierte Objekterkennung in 3D-Punktwolken und Bildern. In: Kohlhofer, G.; Franzen, M. (Hrsg.): Publikationen der Deutschen Gesellschaft für Photogrammetrie, Fernerkundung und Geoinformatik e.V. 100 Jahre ISPRS - 100 Jahre internationale Zusammenarbeit. Wien 2010.

IMGAM – INTELLIGENTES MONITORING VON KLIMASCHÄDLICHEN CO₂/CH₄ GASAUSTRITTEN IM MEER

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX346

ALEXANDER STAVENHAGEN, MAX ABILDGAARD, HEINRICH BRINKER,
ANETA NIKOLOVSKA (ATLAS ELEKTRONIK GMBH, BREMEN)
GERHARD BOHRMANN, MIRIAM RÖMER, JAN-HENDRIK KÖRBER, HANNO KEIL,
STEFAN WENAU, VOLKHART SPIESS, GERRIT MEINECKE
(MARUM - CENTER FOR MARINE ENVIRONMENTAL SCIENCES AND DEPARTMENT OF GEOSCIENCES, UNIVERSITÄT BREMEN)
LARS MOGENSEN, MORTEN NIELSEN, CLAUS ERIKSEN, MARCO JACOBI
(ATLAS MARIDAN APS, RUNGSTED, DÄNEMARK)

EINLEITUNG

Die Meeresböden, vor allem der Schelfmeere und Kontinentalhänge sind häufig durch austretende Gase, wie Kohlenwasserstoffe bzw. Kohlenstoffdioxid gekennzeichnet. Falls sie in die Atmosphäre gelangen, können sie als Treibhausgase wirksam werden. Durch die steigende Anzahl von Offshore-Installationen im Zuge der wirtschaftlichen Nutzung der Meere, vor allem der Schelfmeere, treten zunehmend neben den natürlichen Gasaustritten anthropogene Gasemissionen auf, wie Leckagen von Pipelines, produktiven Kohlenwasserstofflagerstätten oder unterirdischen Verpressungsgebieten. Da der menschliche Eingriff in diese Gebiete weiter zunimmt, müssen sowohl anthropogene als auch natürliche Gasemissionen des Meeresbodens leicht zu detektieren, zu untersuchen und zu dokumentieren sein. Technologien zum Aufspüren von Gasemissionen am Meeresboden sind in den letzten Jahren für den Einsatz von Schiffen und bei der Detailsuche vermehrt für ROVs entwickelt worden. Aufgrund der Einschränkungen bei ROVs und Schiffskosten werden solche Aufgaben in der Zukunft aber von autonom operierenden Fahrzeugen (AUVs) übernommen, deren Einsatzbandbreite und hohe Effizienz ein weiträumiges Monitoring überhaupt erst möglich und ökonomisch machen. Im Rahmen von IMGAM wurde ein spezielles Unterwasserfahrzeug mittels Sonartechnik zur Detektion und Lokalisation von Gasemissionen am Meeresboden entwickelt, welches mehrere autonome Missionen zur Lokalisation und Beprobung dieser Gasaustritte durchführen kann.

DESIGN EINES AUV-SYSTEMS FÜR GEOWISSENSCHAFTLICHE TIEFSEEEANWENDUNGEN

Seit der Nutzung von Offshore-Gas- und Ölvorkommen werden effiziente Untersuchungs- und Kartierungstechniken entwickelt. Eine Exploration von Lagerstätten erfordert eine robuste, aber dennoch präzise Lokalisation und zuverlässige qualitative und quantitative Beurteilungen. Ein wesentlicher Indikator für Gashydratvorkommen ist das zeitweise Auftreten von Gasaustritten

am Meeresboden und der Aufstieg dieser Gasvolumina durch die Wassersäule. Aufsteigende Gasblasen (akustische „Flares“) können mittels Sonarverfahren detektiert und quantifiziert werden, denn für die verwendeten akustischen Impulse stellen Gas- oder Luftblasen deutliche Impedanzen und damit sehr gute Reflektoren dar.

Die üblicherweise von Forschungsschiffen an der Oberfläche verwendeten Fächerlote können zwar in kurzer Zeit große Meeresareale nach solchen Gas-Flares absuchen, jedoch ist ihre Auflösung aufgrund der mitunter großen Wassertiefen und entsprechend großen „Footprints“ begrenzt. Gleichzeitig sinkt damit die Fähigkeit, die Gas-Austritte am Boden genau zu lokalisieren, was eine spätere Beprobung z. B. mit einem ROV erschwert.

Aktuelle Technologieansätze ferngesteuerter und autonomer Plattformen zielen darauf ab, die benötigte Sensorik in eine optimale Wassertiefe zu bringen, um unter kontrollierten Verhältnissen optimale Sensorreichweiten und -Auflösungen zu erzielen. In den Jahren 2014–2017 wurde von den Projektpartnern ATLAS ELEKTRONIK und der Universität Bremen, MARUM speziell für die Kartierung und Beprobung von Gas-Flares das IMGAM-AUV konzipiert und gebaut. Dieses AUV soll, bis zu Meerestiefen von 1500 m qualitative hochwertige Kartierungen von aufsteigenden Gasblasenströmen durchführen, deren Austrittsöffnung am Meeresboden identifizieren und an dieser Stelle, in geringer Höhe über dem Boden, eine Beprobung des Gases durchführen. Mehrere, in einem größeren Seegebiet vorhandene Gasaustritte sollen in einer Mission beprobt werden, die Proben sollen danach an Bord eines Forschungsschiffes gebracht und analysiert werden.

DESIGN DES IMGAM-AUV

Das Ziel dieses Projektes war, eine autonome Plattform zu designen, die eigenständig Gas-Flares in der Wassersäule detektiert, deren Austrittsposition bestimmt, zu der gefundenen Position fährt, eine autonome Beprobung des Gases durchführt und diese Proben an die Meeresoberfläche verbringt.

Das autonome Unterwasserfahrzeug beinhaltet erweiterte Reichweiten und Tauchfähigkeiten in einem robusten und leicht zu wartenden Design, die eine langfristige Nutzung für bathymetrische Kartierungen und die Gas-Flare-Suche ermöglichen. Es besitzt weitreichende autonome Fähigkeiten, wie z. B. die Online-Sonar-Datenverarbeitung an Bord des AUV, reaktive Programme, um eine eigenständige Steuerung zur Flare-Position durchzuführen und eine Beprobungsfunktion, die es erlaubt über der Beprobungsstelle zu verweilen und die Gasproben zu sammeln. Ein Aufriss der AUV-Plattform ist in Abbildung 1 gezeigt.

Das Design des IMGAM-AUV beinhaltet die Integration von zwei Sonaren, einem Weitbereichssonar zur Detektion von Gas-Flares in der Wassersäule und einem Nahbereichssonar zur Navigation der Plattform in unmittelbarer Nähe eines Flares während des Anlaufs zur Beprobung. Die Sonardaten werden bereits im AUV verarbeitet, führen zur Lokalisierung der Austrittsöffnung am Meeresboden und geben dem AUV die Koordinaten vor, an denen die autonome Beprobung durchzuführen ist. In der Nähe der Beprobungsstelle wird das

Nahbereichssonar verwendet, damit das AUV über der Austrittsöffnung hovern kann, solange die Probennahme es erfordert.

Die Detektion der zu beprobenden Gas-Austritte nutzt einen speziellen Algorithmus, der definiert, ob eine ausreichende Emission von Gasen vorhanden ist und nach erfolgreicher Festlegung eine exakte Koordinate zur Ansteuerung einer bodennahen Position übermittelt.

Der eingebaute Gas-Sammler erlaubt die Probennahme an 15 verschiedenen Gasaustritten. Die jeweiligen Autoklaven nehmen aus dem, in einem Sammeltrichter anstehenden, Gasvolumen eine Probe, die später nach dem Ende der Mission geochemisch untersucht wird.

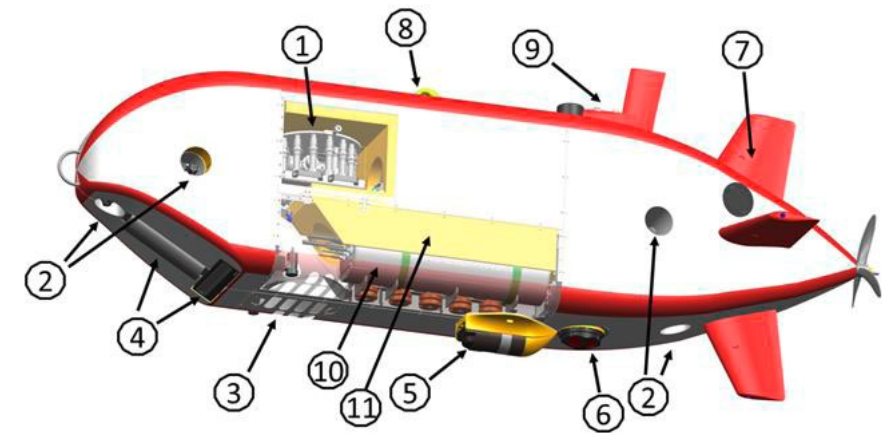


Abbildung 1: Funktionale Elemente des IMGAM-AUV

Das IMGAM-AUV ist 4m lang und wiegt 1400kg. Es besitzt eine Tauchtiefe von 1500m, die, ebenso wie die Reichweite von ca. 24 Stunden, seitens des Designs, durch Verlängerung der Mittelsektion, noch vergrößert werden kann.

- > 1. Gas-Sampler mit 15 Autoklavprobennehmern
- > 2. Seitliche und vertikale Thruster für das Manövrieren während des Beprobungsvorganges auf einer Position
- > 3. Gasblasen-Sammeltrichter
- > 4. Weitbereichssonar (Multibeam), 60Grad Abwärtsneigung
- > 5. Nahbereichssonar, Ausrichtung nach Vorne
- > 6. Doppler-velocity-Log (Tiefe über Grund, Geschwindigkeit über Grund und im Wasser)
- > 7. Seiten- und Tiefenruder
- > 8. Lasthaken (zum Anheben des AUV)
- > 9. Kommunikations- und Navigationsantennen
- > 10. Druckzylinder für Batterien und Elektronik
- > 11. Auftriebsschaum (druckfest)

AUTONOMIE-FUNKTIONALITÄTEN

Das Fahrzeugdesign repräsentiert ein, für Tiefseeanwendungen, durchaus übliches Konzept. Für Flächenkartierungen folgt die AUV-Steuerung einer, in der Missionsplanung vorgegebenen und optimierten, Wegpunktplanung. Für das variierende Auftreten von Gas-Flares während einer Mission, ist jedoch eine reaktive Autonomie notwendig, wenn gleichzeitig zu der Kartierung auch noch eine Beprobung, d.h. eine Unterbrechung des ursprünglichen Missionsplans und zwischenzeitliche Sequenz durchgeführt werden soll.

Die Trennung der Autonomiefunktionen in ein generisches AUV-Betriebssystem (GNC: Guidance, Navigation, Control) und in ein offenes, für Nutzer oder spezifische Anwendungen programmierbares Payload-System, ist aus praktischen Erwägungen und um die Betriebssicherheit eines autonomen Fahrzeuges zu gewährleisten, von großem Vorteil. Für die vorliegende Anwendung wurde dieses Konzept ebenfalls umgesetzt, so dass die speziellen, für die Sonar-Datenbearbeitung, die Flare-Detektion und für die Gas-Flare-Beprobung notwendigen Applikationen unabhängig auf dem Payload-System (einem physikalisch eigenen Payload-Rechner) implementiert wurden.

DAS AUV CORE SYSTEM

Alle Funktionalitäten und für das AUV sicherheitsrelevanten Funktionen werden vom Core-System verwaltet; das sind u. A. Missionsausführung, Kommunikation, Navigation, System-Monitoring und Notfall-Systeme, Batterie-Management, Hardware-Interfaces, Freigabe und Kontrolle der Payload-Autonomiefunktionen. Die Payload-Funktionen haben keine direkten Einflussmöglichkeiten auf das Core-System, sondern werden von der höheren Instanz des Core-Systems in einem Missionsgebiet toleriert.

Als AUV-Core-System wurde das System der ATLAS Maridan ApS integriert, welches bereits eine Entwicklungs- und Praxishistorie von mehr als 10 Jahren besitzt. Hier ist die o.g. logische und physikalische Trennung zu einem Nutzer-offenen Payload-System realisiert. Direkt verbunden mit dem Core-System sind die Navigation und die Kommunikationsschnittstellen und ermöglicht den Betrieb der Plattform Überwasser per WiFi-Kommunikation, Unterwasser per LWL-Fernsteuerung oder als vollautonomes Fahrzeug.

DAS PAYLOAD SYSTEM

Dieser Anteil des Autonomie-Systems kann einer Anwendergruppe zugänglich gemacht werden und erlaubt damit eine Definition oder Modifikation von Missionen, die spezifische Funktionalitäten erfordert. In diesem Projekt wurden die Sonar-Datenverarbeitung, die Detektionsalgorithmen, die Anlauf-Trajektorienplanung, das Manövrieren in der Nähe eines Flares und die Beprobungssequenz auf der separaten Rechnerhardware installiert. Experimental-Codes oder Software-Module können vom Anwender unter Matlab-Simulink™ entwickelt und im Labor als Bestandteil einer AUV-Simulation getestet werden. Nach der Kompilierung können sie auf dem Payload-System des AUV direkt angewendet werden.

Im IMGAM-Projekt wurde im Payload-System folgendes Ablaufschema mit Simulink™ programmiert und implementiert:

1. Standard Survey, basierend auf vordefinierten Wegpunktlisten und Akquisition von Bathymetrie und Wasser-Volumen-Daten. Das Processing der Multibeamdaten erfolgt direkt an Bord des AUV, um mögliche Gas-Flares zu detektieren und deren Austrittsposition zu identifizieren. Diese Kartierung findet 20 bis 200m über Grund statt; gefundene Flare-Positionen werden georeferenziert gespeichert.
2. Bei Detektion eines Flares wird das AUV aus seiner Höhe sinkend in einem berechneten Drehkreis zu der Flare-Position geführt. Dabei wird der Drehkreis entsprechend dem zu überwindenden Höhenunterschied (Abb. 2) ausgeführt. Die Annäherung erfolgt derart, dass die akustisch detektierte Gasemission vor dem AUV in der Reichweite und dem Fächer des Nahfeldsonares auftaucht. Dieses Manöver erfolgt unter Beachtung der Sonareigenschaften, die die weitere Detektion des Flares gewährleisten müssen, von Sicherheitsaspekten und der optimalen Manövrierbarkeit bei langsamer Fahrt nahe der Flare-Position.
3. Nach Erreichen der vorgegebenen Tiefe über dem Flare dreht das AUV auf eine Trajektorie ein, auf der die exakte Flare-Position liegt. Dieser Anflug findet vorteilhafterweise gegen die Strömung statt, so dass die Tiefen- und Seitenruder eine maximale Anströmung erfahren und die Manövrierfähigkeit erhalten können.
4. Während der letzten Anlaufstrecke erfolgt die Detektion mit dem in Fahrtrichtung ausgerichteten Nahfeldsonar.
5. Kurz vor oder nahe bei der tatsächlichen Flare-Position, erfolgt die Übergabe an den Hover-Mode des Fahrzeuges, bei dem, neben dem Hauptantrieb, auch die vertikalen und horizontalen Thruster eingesetzt werden. Hierbei manövriert das AUV auf die aktuellste Position und bringt den Gas-Flare-Sammeltrichter in der gewünschten Höhe über die Austrittsstelle, wobei Bewegungen in allen Achsenrichtungen möglich sind.
6. Die Beprobungsposition wird mit einer Genauigkeit von 30cm gehalten, solange bis die Sensorik des Gas-Sammlers ein Ende dieses Prozesses signalisiert. Falls eine signifikante Strömung gemessen wurde, versucht das AUV die Nase in Richtung der Strömung zu drehen, so dass die Ruder und der Propulsionsantrieb die hauptsächliche Arbeit übernehmen und die Thrusterantriebe entlasten können.
7. Nach Beendigung der Probennahme fährt das AUV zurück auf den ursprünglichen Missionsplan und die respektive Höhe über Grund und setzt die Kartierung, bzw. die Suche fort bis der nächste Flare detektiert wird.

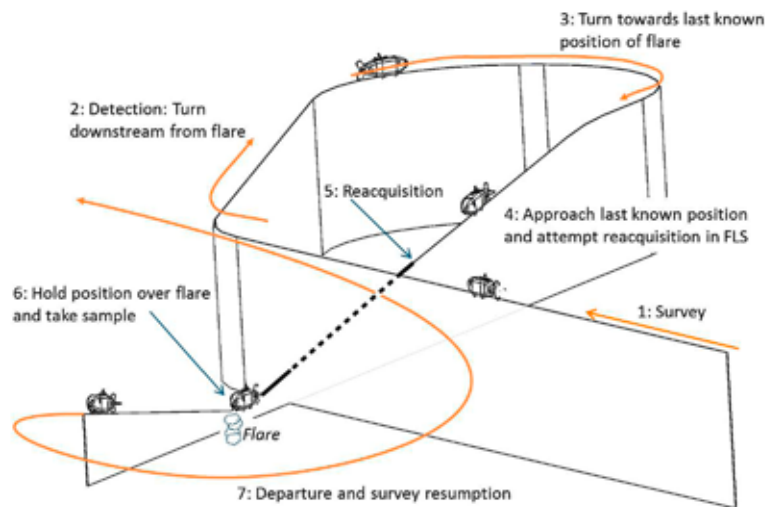


Abbildung 2: Ablaufschema der Detektions- und Beprobungssequenz

SIMULATIONSBASIERTES DESIGN VON FAHRZEUGPARAMETERN

Das Nutzeroffene Payload-System mit seinen speziellen autonomen Funktionalitäten und das generische AUV-Core-System mit seinen Kern- und den Überwachungsfunktionen sind in ihrer Software-Architektur modular und mit offenen Interfaces angelegt. Sie sind sowohl mit, als auch ohne „Hardware in the Loop“ lauffähig und können so auf einer PC-Simulationsumgebung, die alle AUV und umweltrelevanten Parameter enthält, entwickelt und getestet werden. Diese Dualität der Betriebssysteme, einerseits auf dem AUV und andererseits auf einem PC erlaubt auch eine direkte Überprüfung von neuen Funktionen simultan auf dem AUV und der Entwicklungsumgebung.

In der AUV-Simulation sind alle statischen-, dynamischen Parameter und Komponenten beinhaltet. Sie bildet das AUV in seinem 3-dimensionalen Umfeld vollständig ab. Flare-Positionen können vorgegeben werden. Es wurde ein nicht-lineares Fahrzeug-Simulationsmodell entwickelt, anhand dessen ein Controller-Design (Hydrodynamik, Propulsion, Ruder, Thruster) parallel zu den Konstruktionsarbeiten durchgeführt werden konnte. Das AUV-Simulationsmodell wurde als starrer Körper mit 6 Freiheitsgraden-System aufgebaut, dessen Eigenschaften und Parameter aus mechanischen Funktionen, dem CAD-Modell, in CFD und Versuchen bestimmten Kräften und Momenten, Leistungsforderungen der Aggregate und Komponenten, etc. bestimmt wurden. Das Fahrzeug-Hardware-Segment kann als das reale Fahrzeug mit seinen Komponenten oder eine, mit allen Details versehene, Fahrzeug-Simulation eingebunden sein. Modifizierte Module können unter realistischen Bedingungen getestet werden, da die Schnittstellen identisch sind. Das AUV-Core-System mit den sicherheitsrelevanten Funktionen ist ein abgeschlossenes System. Es erlaubt, auf Anweisung, dem Payload-System, die Kontrolle zu übernehmen und eine autonome Mission durchzuführen. Die Payload-Funktionen werden solange toleriert, wie alle sicherheits- oder betriebsrelevanten Parameter das zulassen. Wird ein kritischer Zustand erreicht, übernimmt das AUV-System

wieder die Kontrolle und leitet entsprechende Maßnahmen ein. Das Payload-System beinhaltet alle komplexen Prozeduren, die bei der Detektion, dem Anlauf oder dem Gas-Flare-Sampling ausgeführt werden.

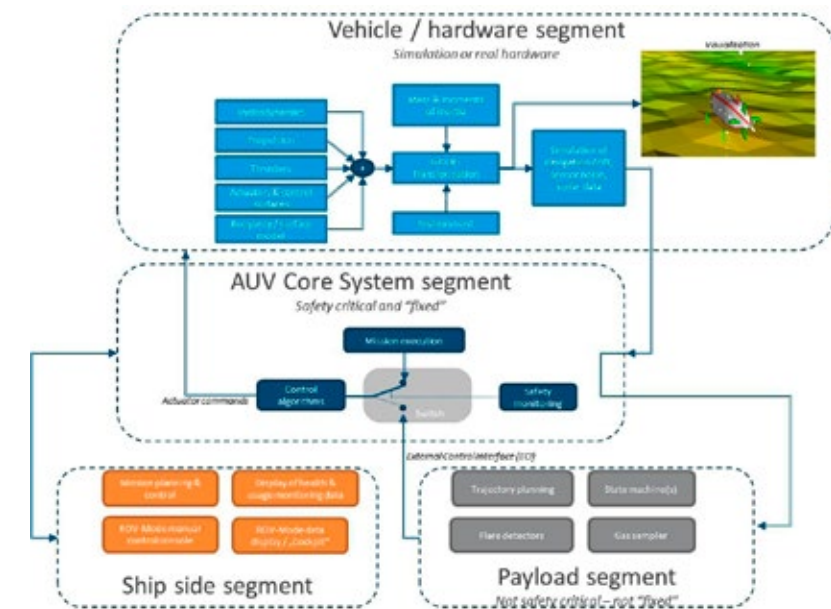


Abbildung 3: IMGAM-AUV Entwicklungssystem im Überblick

FLARE-DETEKTION

Die Detektion von Gasblasenströmen in der Wassersäule erfolgt mit dem R2Sonic Multi-beamsonar in Echtzeit während der laufenden Kartierung des Untersuchungsgebiets. Das Sonar ist durch seine 30° vorwärtsschauende Einbauposition in der Lage potentielle aufsteigende Gasblasenströme mehrfach zu beleuchten und dadurch die geometrische Erkennung zu vereinfachen. Gasblasen die von einem Fächerlot beleuchtet werden, führen zu erhöhten Amplituden der aufgenommenen Daten. Die Erkennung von potentiellen Detektionen in den einzelnen Messungen (Ping) wird über eine Schwellwerterkennung durchgeführt. Dieser Schwellwert wird für das jeweilige Arbeitsgebiet vor Beginn der Kartierung bestimmt und hängt vom beobachteten Hintergrundrauschen ab. Während der Kartierung kann der Schwellwert auch wieder neu bestimmt werden, wenn sichergestellt ist, dass sich keine Gasblasen im Sichtfeld des Multibeam befinden. Über die Schwellwertmethode werden dann in den einzelnen Beams eines Pings individuelle Samples bestimmt deren Amplitude über dem Schwellwert liegen. Diese Samples werden dann mit Hilfe der Sonargeometrie, der Laufzeit des Signals sowie der Positionsinformation des AUV verortet. Daraus ergibt sich im Laufe der Kartierung eine Punktwolke an Detektionen, d.h. Messpunkten in der Wassersäule deren Amplitude den festgelegten Schwellwert überschreiten. Zur Abgrenzung der potentiellen Detektionen vom Meeresboden, wird dieser in allen Beams zusätzlich bestimmt und als sekundäre Information gespeichert.

Während diese Detektion von Amplitudenanomalien durchgeführt wird, werden die verorteten Detektionen in Cluster geordnet. Die Cluster werden dabei durch einen eigens entwickelten Algorithmus mit Hinblick auf die Abstandsbeziehungen der einzelnen Detektionen definiert. Dabei werden nahe beieinanderliegende Detektionen einem Cluster zugeordnet. Diese Cluster können je nach der Verortung neuer Detektionen und deren Zuordnung zu bestehenden oder neuen Clustern wachsen, zusammengelegt werden oder es werden neue Cluster erzeugt. Der neu entwickelte Algorithmus verhindert dabei ein unkontrollierbares Anwachsen der benötigten Rechenzeit durch den Anstieg der Detektionsanzahl durch eine effiziente Berechnung der Abstände zwischen Detektionen und bestehenden Clustern. Durch diesen Prozess wird die Punktwolke der Detektionen in Cluster untergliedert.

Gasblasenströme in der Wassersäule bilden meist vertikal elongierte Wolken die teilweise mit der Strömung verdriftet werden können. Um die Cluster der Gasblasenströme darzustellen und von anderen Clustern (z. B. Fische, Seegras, Luftblasen) unterscheiden zu können, wird die Geometrie der einzelnen Cluster ausgewertet. Über Parameter, die die vertikale Elongation der Cluster auswerten, kann hier zwischen Gasblasenströmen und anderen Detektionen unterschieden werden. Für die erkannten Gasblasenströme werden dann die Beprobungskoordinaten nahe des Meeresbodens an die AUV-Steuerung weitergegeben.

Bei der Anfahrt an die Beprobungsstelle wird der Gasblasenstrom vom in Fahrtrichtung ausgerichteten Nahfeldsonar erfasst und ein ähnlicher Detektionsalgorithmus, basierend auf einer Schwellwerkerkennung der Gasblasen, bestimmt die Lokation des Gasblasenstroms während jeder Messung. Durch eine Vielzahl von Messungen während des Hovers des AUV in der Annäherungsphase, sowie beim Probennehmen, kann die relative Position des AUV zum Gasblasenstrom bestimmt und überwacht werden. Die dadurch gewonnen Positionierungsdaten werden an das AUV übermittelt, wodurch eine Korrektur der Beprobungslokation erfolgen kann.

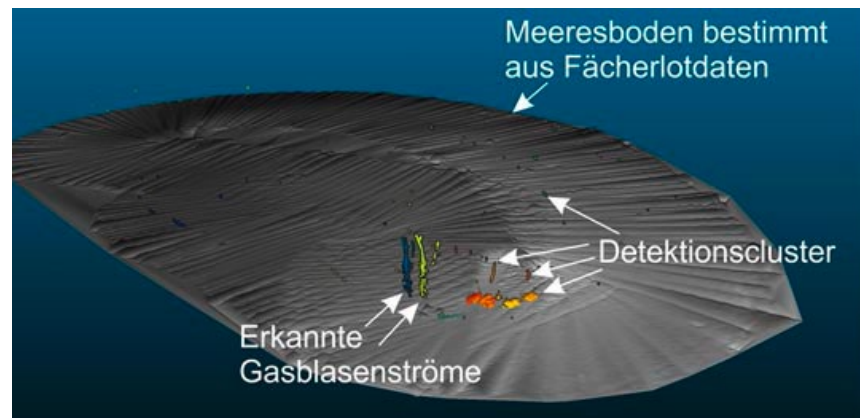


Abbildung 4: Resultat der Gasblasendetektion mit dem R2Sonic Fächerecholot. In grau ist der detektierte Meeresboden während der Kartierung gezeigt. Farblich gekennzeichnete Punkte stellen die Cluster der Detektionen dar, die während der Kartierung in der Wassersäule gefunden wurden. Zwei dieser Cluster wurden anhand ihrer Geometrie als Gasblasenströme erkannt.

GASPROBENNAHME DER FLARE-POSITION

Nachdem das AUV die detektierte Gasemissionsstelle angesteuert hat, wird es bis zu mehreren Minuten präzise über der Gasemission hovern. Die Gasblasen werden im Trichter des Fahrzeuges gesammelt, steigen nach oben und füllen den kleinen Trichter (siehe Abb. 5). Ein optischer Sensor im kleinen Trichter zeigt an, wann dieser gefüllt ist. Die Steuerung des Probennehmers gibt danach den Befehl zum Öffnen des Autoklavprobenbehälters. Über einen integrierten Elektromagneten wird das Ventil geöffnet, so dass durch den Unterdruck im Autoklaven, 10 ml des Gases eingesaugt und druckdicht verschlossen werden. Während der weiteren Mission des AUV wird bei Fahrt der große Trichter des Fahrzeuges durchgespült, so dass dort kein Gas verbleibt. Kurz vor der nächsten Gasbeprobungs-Station wird der kleine Trichter durch eine eigens montierte Spülpumpe von letzten Gasresten befreit und der nächste Autoklav wird über einen Elektromotor angetriebenen Rotationsmechanismus über dem kleinen Trichter platziert, sodass im Folgenden eine weitere Beprobung stattfinden kann.

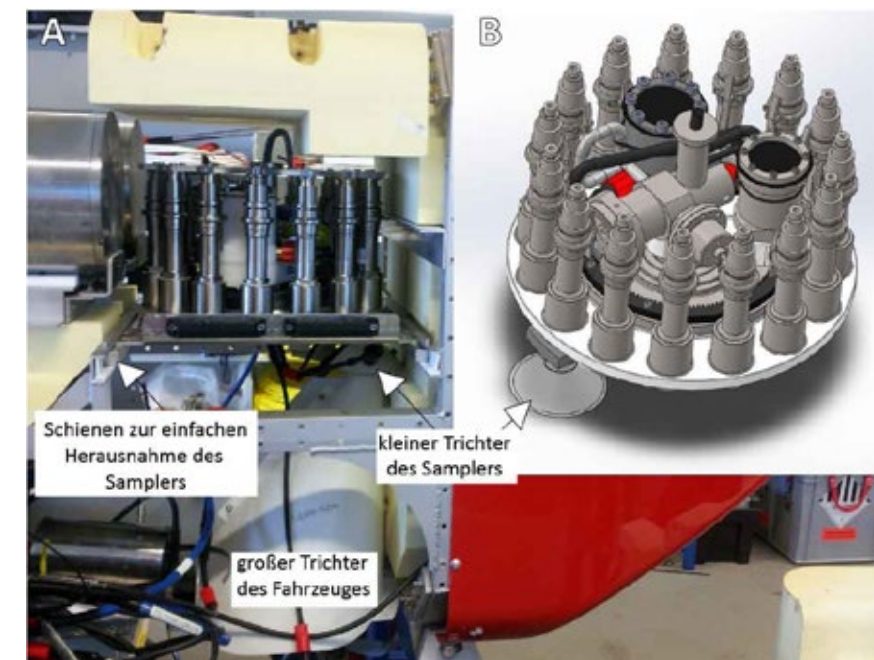


Abbildung 5: A) IMGAM-Probennehmer im Fahrzeug über der Trichteranordnung zur Einsammlung von Gasblasen, B) Autonomer Probensammler mit 15 Autoklavprobenbehältern und Rotationseinheit zur Positionierung des jeweiligen Autoklavs über dem kleinen Sammeltrichter.

Bis zu 15 Probenlokationen können während eines Tauchganges beprobt werden. Nach dem Abschluss des AUV-Tauchganges kann der Probennehmer auf beiden Seiten des Fahrzeuges, als kompakte Einheit aus dem AUV recht einfach über das Schienensystem (Abb. 5) herausgeschoben werden. Die einzelnen Autoklaven können jeweils über ein zweites Ventil am oberen Ende des Autoklavs entleert werden. Das Gas kann mittels eines Gaschromato-

graphen auf seine Zusammensetzung untersucht werden. Während eines Tauchganges können somit 15 Emissionsstellen automatisiert beprobt werden, die eine Variationsanalyse der Gaszusammensetzung einer Region erlauben. Leckagen entlang einer Pipeline können somit sehr gut auch von natürlichen Seeps im Umfeld einer Pipeline ermittelt werden.

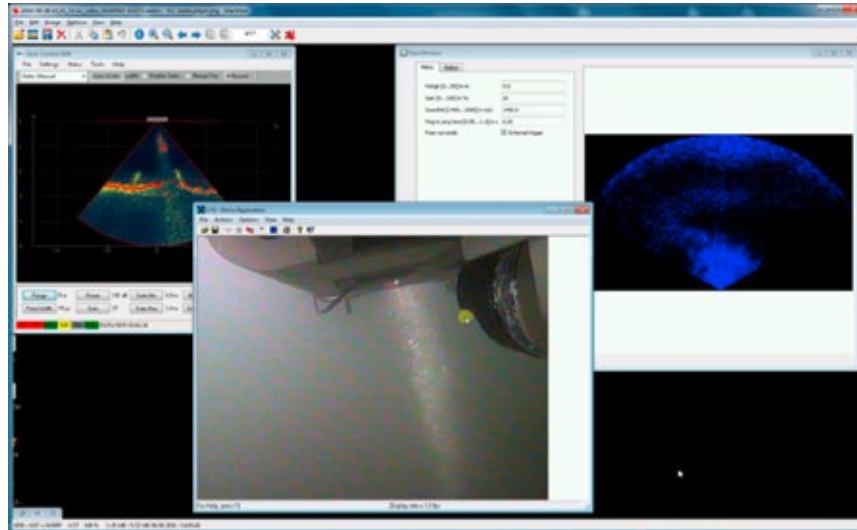


Abbildung 6: Sonardetektion von Gas-Flare und Beprobung eines Gasblasenstromes mit dem IMGAM-AUV (Bild mitte)

TECHNISCHE UND WISSENSCHAFTLICHE VERWERTUNG

Das Fördervorhaben IMGAM wurde im Rahmen des Programms „Maritime Technologien der nächsten Generation“ des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) durchgeführt. Im Sinne dieser Initiative leistet dieses Projekt einen innovativen Beitrag und Fortschritt für Anwendungen der maritimen Forschung und Technik. Wesentliche Anwendungsfelder bestehen in der Untersuchung und Überwachung hinsichtlich umweltschädlicher Gasaustritte bei Offshore Pipelines/Anlagen und natürlichen Gasvorkommen.

Die autonome, punktgenaue Detektion von Gasaustritten und die direkte Probenahme durch dasselbe AUV stellt ein technisches Novum dar; bisher wurden autonome Fahrzeuge zunächst für Kartierungen verwendet. Eine Beprobung wurde üblicherweise in einem zweiten Schritt mit anderen Werkzeugen, wie z. B. ROV durchgeführt. Die Verbindung hochwertiger Sonardetektion mit sicheren und reaktiven autonomen Sequenzen lässt sich auf viele Anwendungsfälle der Meeresforschung und -technik übertragen und stellt einen weiteren Baustein wettbewerbsfähiger Produkte dar.

Durch die Verwendung von autonomen Plattformen, wie dem hier gezeigten AUV, werden langfristige Operationen in problematischen Umweltsituationen und in großen Tiefen, ohne den Einsatz personal- und technikintensiver großer Arbeitsschiffe nebst Infrastruktur, möglich.

Die in diesem Projekt gewonnenen Erkenntnisse und Verfahren, wie z. B. die Modifikationen des AUV-Betriebssystems, die Payloadarchitektur, Algorithmen zur Positionierung, die entwicklungsbegleitenden Simulationsverfahren, aber auch neu entwickelte oder qualifizierte Hardware erlauben einen direkten Eingang in weitere Produktentwicklungen.

Die wissenschaftlichen Ergebnisse dieser Projektarbeit werden, soweit es sich um Anwendungen dieser Technologie im Zusammenhang mit geowissenschaftlicher Grundlagenforschung handelt, vom Projektpartner MARUM publiziert und eröffnen damit dem wissenschaftlichen Nachwuchs den Zugang zu neuen Forschungsmethoden und Werkzeugen.

Eine weitere Verbreitung der technisch-wissenschaftlichen Erkenntnisse erfolgt über die Vernetzung von ATLAS ELEKTRONIK mit seinen Preferred Partnerorganisationen angewandter Forschung. ATLAS stellt regelmäßig die Themenvergabe und Betreuung von Master- und Promotionsarbeiten auch im Bereich der Autonomie oder angrenzender Wissensbereiche zur Verfügung; damit wird ein direkter Rückfluss in die Wissenschaft erzielt.

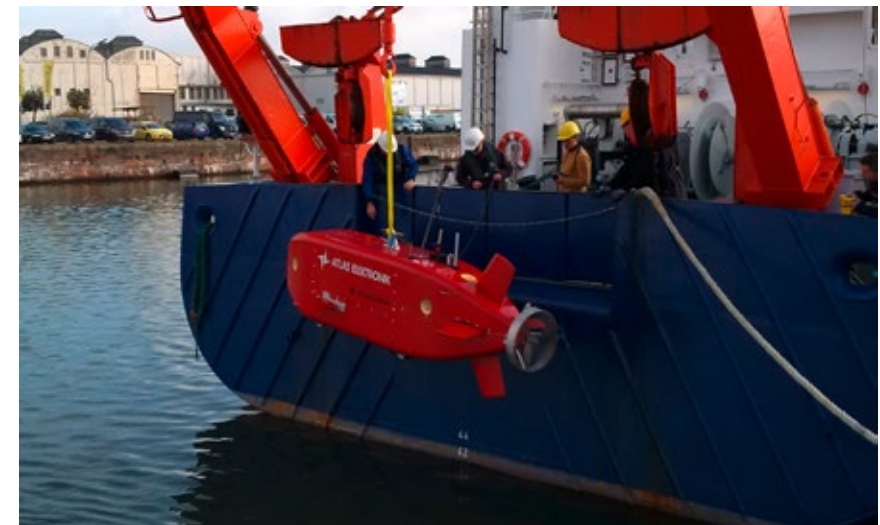


Abbildung 7: IMGAM AUV an Bord RV HEINCKE vor dem Auslaufen in die Nordsee

DANKSAGUNG

Dieses Projekt wurde durch die Förderung des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) (03SX346), vertreten durch den Projektträger Jülich, die ATLAS ELEKTRONIK GmbH und das MARUM - Center for Marine Environmental Sciences and Department of Geosciences, Universität Bremen ermöglicht.

LITERATUR

- [1] Maritime Technologien der nächsten Generation. Das Forschungsprogramm für Schiffbau, Schifffahrt und Meerestechnik 2011 – 2015, BMWi, 2011
- [2] Leitantrag zum FuE-Verbundvorhaben IMGAM: „Intelligentes Monitoring von klimaschädlichen CO₂/CH₄ Gasaustritten im Meer“, ATLAS Hydrographic und MARUM, 2012
- [3] Energy Resource Potential of Methane Hydrate, Report of Energy Lab, U.S. Department of Energy, 2011
- [4] Mau, S, Gentz, T, Körber, JH, Torres, ME, Römer, M, Sahling, H, Wintersteller, P, Martinez, R, Schlüter, M and Helmke, E (2015) Seasonal methane accumulation and release from a gas emission site in the central North Sea. Biogeosciences, 12(18). 5261-5276. doi:10.5194/bg-12-5261-2015
- [5] Mau, S, Römer, M, Torres, ME, Bussmann, I, Pape, T, Damm, E, Geprägs, P, Wintersteller, P, Hsu, CW, Loher, M and Bohrmann, G (2017) Widespread methane seepage along the continental margin off Svalbard - from Bjørnøya to Kongsfjorden. Scientific Reports, 7. 42997. doi:10.1038/srep42997
- [6] Nikolovska, A., H. Sahling, and G. Bohrmann. 2008. Hydroacoustic methodology for detection, localization, and quantification of gas bubbles rising from the seafloor at gas seeps from the eastern Black Sea. Geochem. Geophys. Geosyst. 9: Q10010. doi:10.1029/2008GC002118
- [7] Römer, M, Wenau, S, Mau, S, Veloso, M, Greinert, J, Schlüter, M and Bohrmann, G (2017) Assessing marine gas emission activity and contribution to the atmospheric methane inventory: A multidisciplinary approach from the Dutch Dogger Bank seep area (North Sea). Geochemistry, Geophysics, Geosystems. doi:10.1002/2017GC006995
- [8] Sahling, H., and others. 2014. Gas emissions at the continental margin west of Svalbard: Mapping, sampling, and quantification. Biogeosciences 11: 6029–6046. doi: 10.5194/bg-11-6029-2014

QS-M-GROUT –

QUALITÄTSSICHERUNG UND STRUCTURAL HEALTH

MONITORING VON GROUT-VERBINDUNGEN AN UNTERWASSER-TRAGSTRUKTUREN VON OFFSHORE-WINDENERGIEANLAGEN

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX372

DR. HERBERT FRIEDMANN (WÖLFEL ENGINEERING GMBH + CO. KG)
JENS EPPLER (BALTIC TAUCHEREI- UND BERGUNGSBETRIEB ROSTOCK GMBH)
DR. MORITZ HÄCKEL (WÖLFEL ENGINEERING GMBH + CO. KG)
DR. HOLGER HUHN (WINDMW SERVICE GMBH)
DR. MARTIN KOHLMEIER
(FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR WINDENERGIE UND ENERGIESYSTEMTECHNIK)
DR. BIANCA WEIHNACHT
(FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR KERAMISCHE TECHNOLOGIEN UND SYSTEME)

DIE AUFGABE

Grout-Verbindungen, die bisher vorrangig in der Öl- und Gasindustrie in anderen bautechnischen Konstellationen verwendet wurden, führten in der Offshore-Windindustrie vor ca. zehn Jahren zu Problemen. Nach Untersuchungen von Schaumann et al., 2010 und anderen sind die Schäden vornehmlich auf dynamische Anregungen und dadurch verursachte Biegebelastungen zurückzuführen. Diese dynamische Belastung lockert die Verbindung zwischen Stahl und Beton, die ursprüngliche, auf Reibung beruhende Haftung geht verloren und die Rohre rutschen ineinander. Als dieses Problem des Durchrutschens erkannt wurde (Reuning 2010), wurden unterschiedliche Abhilfemaßnahmen von Schaumann und seinen Mitarbeitern (Schaumann et al. 2010) entwickelt. Sie reichen von Schubrippen bis zu konischen Rohren. Allerdings können diese Abhilfemaßnahmen erst bei Neubauten eingesetzt werden und die Praxistauglichkeit der Verbesserungen wird sich erst in einigen Jahren erweisen. Die gegenwärtig installierten Grout-Verbindungen müssen deshalb überwacht werden, und auch die Verbindungen mit den bereits erwähnten Abhilfemaßnahmen benötigen diese Überwachung, solange ihre Dauerfestigkeit bei Offshore Windenergieanlagen (OWEA) nicht in der Praxis zweifelsfrei nachgewiesen wurde. Die sichere Vermeidung von Schäden in der Betriebsphase ist über die Gefahrenabwehr hinaus auch von großem wirtschaftlichem Interesse.

Neben den beschriebenen Dauerfestigkeitsproblemen gibt es mindestens ein weiteres gravierendes Problem bei Grouted Joints. Die Verbindungen werden unter sehr schwierigen Umgebungsbedingungen (Seegang, Wind, Arbeiten im bzw. unter Wasser) hergestellt und die volle Tragfähigkeit wird erst nach einer gewissen Zeit erreicht. Der Herstellungsprozess kann nur unzureichend visuell und durch den sogenannten „Überlauf“ oder durch den an-

gelegten Verpressdruck kontrolliert werden. Das heißt, es wird mehr Spezialbeton eingefüllt, als das Volumen zwischen Pile und Sleeve fassen kann. Probleme mit der Abdichtung des Verfüllvolumens können so nicht erkannt werden (vgl. dazu Lohaus 2013 et al.).

Aus den genannten Gründen war die notwendige und vorgeschriebene Überwachung von Grout-Verbindungen für die Betreiber von Offshore-Windparks ein ungelöstes Problem. Wir sind überzeugt, dass QS-M Grout Wege zu einer kontinuierlichen Überwachung von Grout-Fugen eröffnet.

ZIELE DES PROJEKTES

Für die aufgeworfene Grout-Problematik sollten zusammen mit Betreibern von Offshore-Windparks praxisgerechte Lösungen erarbeitet werden. Es sollten Messverfahren und Signalanalyse zum Structural Health Monitoring (SHM) und zur zerstörungsfreien Prüfung entwickelt werden für

- a) die Qualitätssicherung einer Grout-Verbindung unmittelbar nach Herstellung in Form einer Nullmessung und deren Bewertung in Bezug zu einem Standard-Gut-Modell; → Großversuch und Prüfeinrichtung QS-Grout, Bearbeitung vornehmlich von Fraunhofer IKTS und Baltic Taucher,
- b) die dauerhafte Überwachung von Grout-Verbindungen über die Betriebsdauer von 20 bis 25 Jahren in Form eines selbstlernenden autonomen SHM-Systems mit automatischer Alarmfunktion; Großversuch und Monitoringsystem SHM-Grout, → Bearbeitung vornehmlich von Fraunhofer IWES und Wölfel, Installation eines Demonstrators im Windpark Nordsee Ost von RWE Innogy,
- c) die gezielte Überprüfung von Grout-Verbindungen nach wiederkehrender Prüfung oder nach Auslösung eines Alarms durch das unter b) genannte SHM-Grout; → Großversuch und Prüfeinrichtung QS-Grout, Bearbeitung vornehmlich von Fraunhofer IKTS, WindMW und Baltic Taucher,
- d) dauerhaftes Grout-Monitoring auf der Grundlage von im Windpark vorhandener Sensorik durch fortgeschrittene Methoden der Signalanalyse und des Populationsmonitorings; → Datenerhebung im Offshorepark Meerwind Süd | Ost und Methodenentwicklung für ein Monitoringsystem Populationsmonitoring-Grout vornehmlich durch WindMW und Wölfel.

Wegen der Ähnlichkeit der Aufgabenstellung können die oben aufgeführten Entwicklungsarbeiten zu a) und c) weitgehend zusammengefasst werden. In beiden Fällen ist eine zerstörungsfreie Prüfung der Grout-Fuge gefordert. Die dafür vorgesehene Sensormanschette ist somit ein Messinstrument im Rahmen einer zerstörungsfreien Prüfung (ZfP). Jedoch sind die Einsatzbedingungen der Manschette in beiden Fällen verschieden. Im Fall a) muss die Untersuchung in der Errichtungsphase der Anlage unmittelbar nach der VergROUTung schnell

durchgeführt werden, um im Falle eines Fehlers noch Korrekturen durchführen zu können. Dagegen fällt im Fall c) der wegen der enormen Aushärtengeschwindigkeit vorgegebene Zeitdruck bei der Durchführung der ZfP weg.

Unter b) und d) wurden dagegen Monitoringaufgaben bearbeitet. Sowohl die dauerhafte Überwachung einer Groutfuge als auch das Populationsmonitoring aller Grout-Fugen eines Parks erstrecken sich idealerweise über die Betriebsdauer des Windparks. Im Blickfeld sind demnach Veränderungen an der Groutfuge und deren Bewertung bezüglich Tragfähigkeit.

Die auf ZfP ausgerichteten Arbeiten werden im Folgenden unter der Überschrift QS-Grout beschrieben, wohingegen die Monitoringarbeiten unter SHM-Grout und Populationsmonitoring dargestellt werden.

VERSUCHSDURCHFÜHRUNG QS-GROUT

Nach Fertigstellung des Messkonzeptes und der Bereitstellung der notwendigen Hard- und Software wurden im Zuge der Versuche im Windpark Meerwind Süd | Ost von WindMW im Oktober 2016 und Juni 2017 zwei Messkampagnen durchgeführt und sowohl Transmissions- als auch Reflexionsmessungen am Grouted Joint vorgenommen. Insbesondere für die Transmissionsmessung war die Applikation der Sensorik unterhalb des Grouted Joints unter Wasser notwendig. In Abbildung 1 ist die für die Versuche genutzte WEA M 54 mit der Turmcrew zu sehen. Die Anlage musste für die Zeit der Arbeiten außer Betrieb genommen werden.

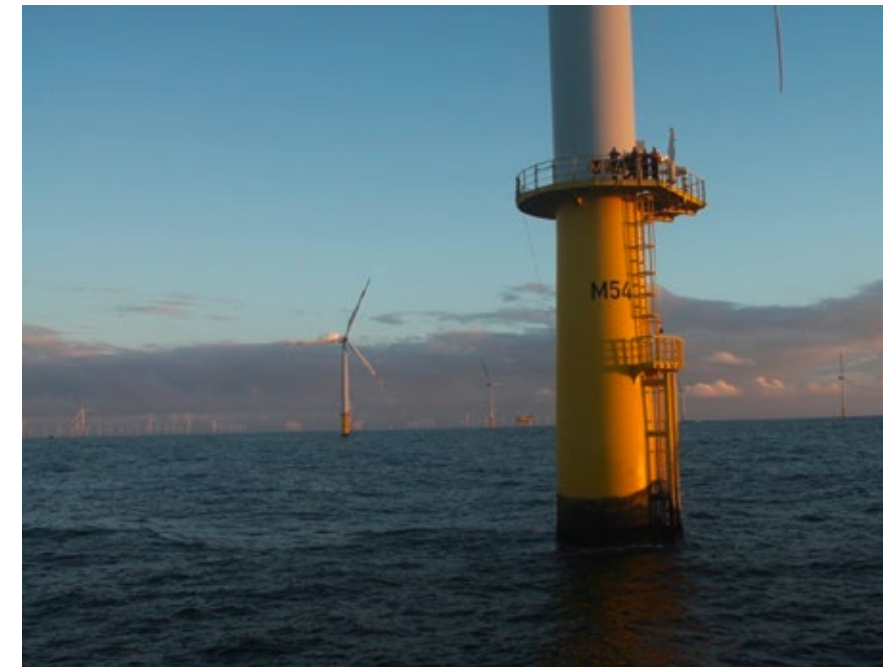


Abbildung 1: Arbeiten im Windpark Meerwind Süd | Ost von WindMW an der Anlage M 54

Das Grundkonzept der Manschette wurde in Weihnacht 2014 und Friedmann et al. 2015 ausführlich dargestellt. Sie ermöglicht auf der Basis von geführten Wellen im niederfrequenten Ultraschallbereich die Detektion von Schweißnahtfehlern und wurde in diesem Projekt mit Blickrichtung ZFP von Grout-Fugen weiterentwickelt. Die Manschette wurde für eine Durchstrahlung der Grout-Fuge von Tauchern unter Wasser am Monopile angebracht. In der Nordsee stehen allerdings durch die Tiden nur begrenzte Tauchzeiten zur Verfügung. Deshalb war ein Versetzen der Manschette nicht möglich.



Abbildung 2: Übersetzen der Turmcrew vom CTV (Crew Transfer Vessel) auf die Anlage M 54 (links) und Herablassen des Tauchers im Taucherkorb (rechts)

Wegen der Messanordnung mit Unterwassersensorik war es notwendig, in zwei Teams zu arbeiten:

- Mit der Turmcrew, sie war für die Arbeiten am Aktor verantwortlich.
- Für die Anbringung der Manschette war ein Tauchschiff mit der erforderlichen Besatzung, der Schiffscrew, notwendig.

Es wurden folgende Arbeiten an der Anlage M 54 im Windpark Meerwind Süd | Ost durchgeführt (vgl. dazu Abbildung 2):

- Reflexionsmessung: Einschallen mit Hochleistungsaktor am Transition Piece (TP), empfangen mit Sensoren auf der Stirnfläche des Monopiles (MP)
- Transmissionsmessung: Einschallen mit Hochleistungsaktor radial am TP, empfangen mit Sensormanschette (unterhalb des Wasserspiegels)

Abbildung 3 zeigt Aktoren und Sensoren für Transmissionsmessungen. Wegen des starken maritimen Bewuchses müssen alle Oberflächen unter Wasser vor Applikation der Sensoren gereinigt werden. Auf der linken Seite ist der Hochleistungsaktor zum Einschallen zu sehen, wie er am Transition Piece befestigt wurde. Unterhalb der Messeinrichtung in Gelb befindet sich die Grout-Fuge.

Abbildung 4 stellt die Messanordnung dar. Der Aktor mit einer Mittenfrequenz von 1,5 kHz wurde für die Messungen in 60°-Schritten oberhalb der Grout-Fuge im Turm platziert (rot), während die Manschette (in grün markiert) unter Wasser durch Taucher befestigt war.



Abbildung 3: Messsystem zur Durchstrahlung des Grouts – links: Aktor am Transition Piece oberhalb des Grouts; rechts: Sensormanschette auf gereinigter Monopile-Oberfläche. Darunter die von Muscheln und Meerestieren bevölkerte MP-Oberfläche.

Um eine kontrollierte Einkoppelung des Ultraschalls zu gewährleisten, wurden alle Aktor- und Sensorpositionen mit Schleifscheibe und Drahtbürste von den stärksten Rostansätzen befreit und somit eine annähernd glatte Ankoppelfläche hergestellt. Die Aktorik wurde mit Magneten am TP befestigt. Für die Messung selbst wurde an diesen annähernd äquidistanten Punkten (in Abbildung 4 rot markiert) mit dem Hochleistungsaktor an der Innenfläche des TP in die Struktur eingeschallt. An den gleichen Umfangspositionen befanden sich auch die Sensoren für die Reflexionsmessung. Diese wurden jedoch an der Stirnfläche bzw. an der Mantelfläche des Monopiles platziert.

Abbildung 5 zeigt das Innere des TP. Auf der linken Seite ist der Messplatz zu sehen, auf der rechten Seite ein Blick hin zur Groutfuge. Bedingt durch das Vorhandensein von einem Aktor und Sensor war für jede Messposition ein Versetzen von Sensor bzw. Aktor notwendig. Zur Ankopplung des Sensors für die Reflexionsmessung wurde ein Gelkissen verwendet, welches sich unter dem Anpressdruck des Sensors komprimiert. Eine vollständige Kompression des Gelkissens wird erst nach einer Wartezeit erreicht. Nach dem Anbringen des Sensors für die Reflexionsmessungen am Monopile mittels Elektromagnet wurde eine Wartezeit von 5 Minuten eingehalten, um gleichmäßige Ankopplungsbedingungen zwischen den Messungen zu erreichen.

Als Sendeimpuls wurde ein RC9-Impuls mit einer Frequenz von 15kHz verwendet. Als sensorisches Element für die Reflexionsmessung diente eine Sensormanschette mit 32 piezokeramischen Sensoren. Diese waren im äquidistanten Abstand von 7,5cm auf dem Umfangabschnitt verteilt.

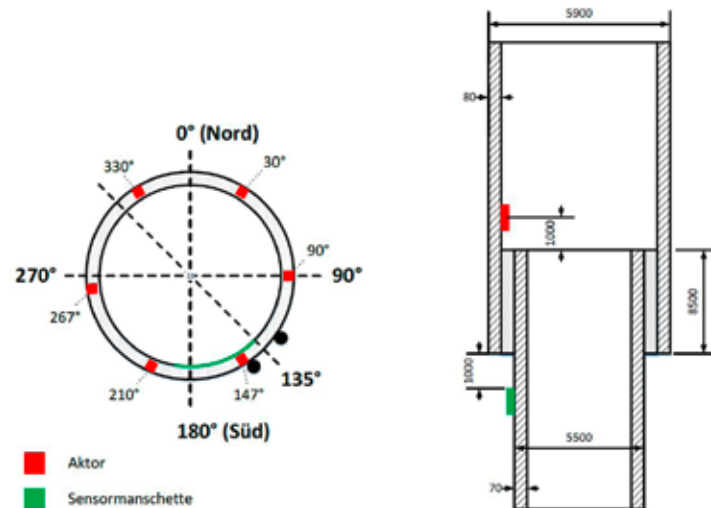


Abbildung 4: Konzept für die Offshore-Messungen zur Überwachung der Grout-Beschaffenheit



Abbildung 5: Messplatz oberhalb der Grout-Fuge (links) und Blick durch die Luke zur Grout-Fuge mit instrumentiertem Aktor und Sensor (rechts)

Zur Eignungsprüfung der Messtechnik für frische VergROUTungen wurde gemeinsam mit der BAM Berlin ein Versuch durchgeführt. Schematisch ist der Aufbau in Abbildung 6 zu sehen. Es handelt sich dabei um zwei Stahlplatten, die fest verankert wurden. In Zusammenarbeit mit BAM und Pagel Spezialbeton konnte mit Originalmaterial eine VergROUTung analog zu Offshore-VergROUTungen durchgeführt werden. Der Probekörper hatte eine Größe von 1500 mm x 1500 mm. Die Fugenbreite betrug 100 mm.

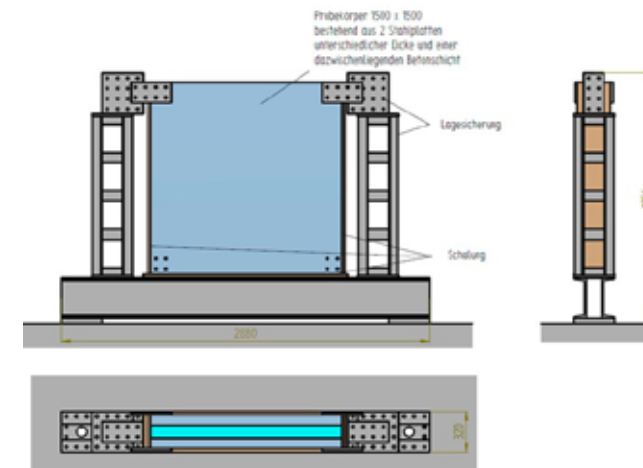


Abbildung 6: Messaufbau für die Validierung des Messsystems für frische VergROUTungen (in Zusammenarbeit mit der BAM Berlin und Pagel Spezialbeton)

Als Aktor wurde der bereits bei den Offshore-Messungen verwendete Aktor mit einer Mittenfrequenz von 15kHz verwendet. Abweichend kam bei diesen Messungen ein 3D-Laservibrometer als sensorisches Element zur Anwendung (Abbildung 7), weil damit in kurzer Zeit viele Punkte gemessen werden können, ohne dass eine Abhängigkeit von der Wandleran Kopplung besteht. Die Dauer des Versuches betrug 3,5 Wochen. Es wurde Raster von 69 Punkten vermessen, wobei der Aktor fest an der Platte verankert war und nur die Sensorpunkte variierten.



Abbildung 7: Aktor, rechts: Laservibrometer als sensorisches Element

VERSUCHSDURCHFÜHRUNG SHM-GROUT

Für die Entwicklung einer Monitoring-Einheit für Grout-Fugen war ein Großversuch im Maßstab 1:10 notwendig. Als Standort für den von Fraunhofer IWES und Wölfel durchgeführten Versuch wurde die Grundbauversuchsgrube (GBVG) des Testzentrum Tragstrukturen

Hannover, TH, der Leibniz Universität Hannover genutzt. Ausführlichere Darstellungen dazu in Friedmann et al. 2017 und Häckell et al. 2017. Bei diesem Großversuch konnten Signale einer ungeschädigten und einer geschädigten Grout-Fuge gemessen werden und es wurde geprüft, wie sich Schadsignale von Signalen unterscheiden, die durch geänderte Betriebsbedingungen oder ander Umgebungsbedingungen entstehen. Sie werden als EOCs (environmental and operational conditions) bezeichnet. Ein Monopfahl – bekannt aus UnderwaterINSPECT (vgl. Friedmann et al. 2015) – ist um eine Sektion mit Grout-Verbindung erweitert worden. Insgesamt wurden zwei Grout-Verbindungen mit identischem Design getestet. Der Versuchskörper wurde sowohl in der Grundbaugrube als auch im Spannungsfeld untersucht.

Im Rahmen der physikalischen Modellbildung musste das Monopile-Tragstrukturmodell so dimensioniert werden, dass strukturelle und strukturdynamische Eigenschaften denen einer realen OWEA ähnlich sind. Hierzu musste ein offshoreähnliches Gründungssystem geschaffen und die Möglichkeit der gezielten Schädigung der Grout-Verbindung gegeben sein. Die GBVG bietet aufgrund ihrer Abmessungen (L: 14 m, B: 9 m und T: 10 m) und des variabel einstellbaren Wasserspiegels in Verbindung mit einem Spannungsfeld mit 8 m hohen Widerlagerwänden optimale Versuchsbedingungen. Der Versuchskörper wurde entsprechend den Anforderungen entworfen und normenkonform ausgelegt. Um eine gezielte Schädigung der Grout-Verbindung gewährleisten zu können, ohne dabei das Tragverhalten der Monopfahlgründung zu verändern, wurde der obere Teil des Monopiles (TP und Turm) mittels Ringflanschverbindung wechselweise auf dem Pfahl in der Grundbauversuchsgrube (Abbildung 8, rechts) und auf einer Fußplatte im Spannungsfeld verankert (Abbildung 8, links) und dort mit Wechsellasten definierter Amplituden in mehreren Laststufen beaufschlagt.

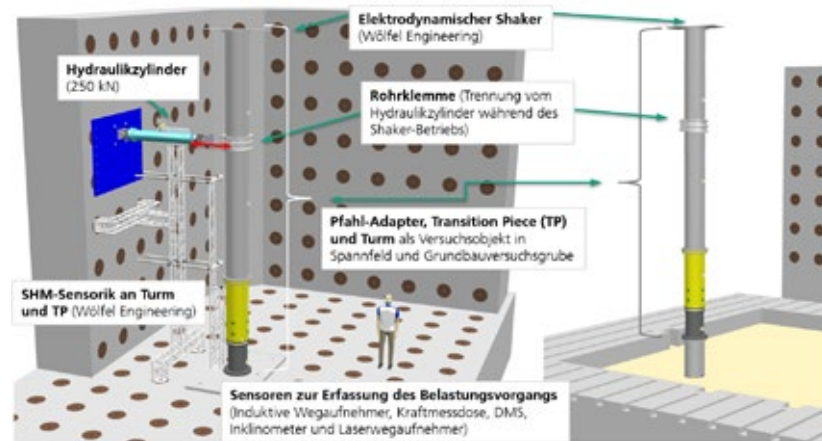


Abbildung 8: Visualisierung des Versuchsaufbaus in Spannungsfeld (links) und GBVG (rechts)

Zur Erfassung des Schädigungsvorgangs im Spannungsfeld wurden die für das SHM-System notwendigen Sensoren (Beschleunigung, Neigung, Dehnung) an Turm und TP appliziert. Als weiteres Messsystem zur Erfassung von Veränderungen des Strukturverhaltens und zur Beobachtung

des Schädigungsvorgangs wurden Laserdistanzsensoren und weitere Neigungssensoren über die Höhe des TP angeordnet und die Sensoren der Belastungseinrichtung genutzt. Darüber hinaus wurden während des lagenweisen Sandeinbaus Erddrucksensoren im Pfahlnahbereich eingebaut. Diese dienen der Erfassung des Installationsvorgangs und der Beobachtung der Pfahl-Boden-Interaktion während der dynamischen Belastung in der GBVG. Die Abmessungen des Versuchsaufbaus und das System von Sensoren sind in Abbildung 9 skizziert.

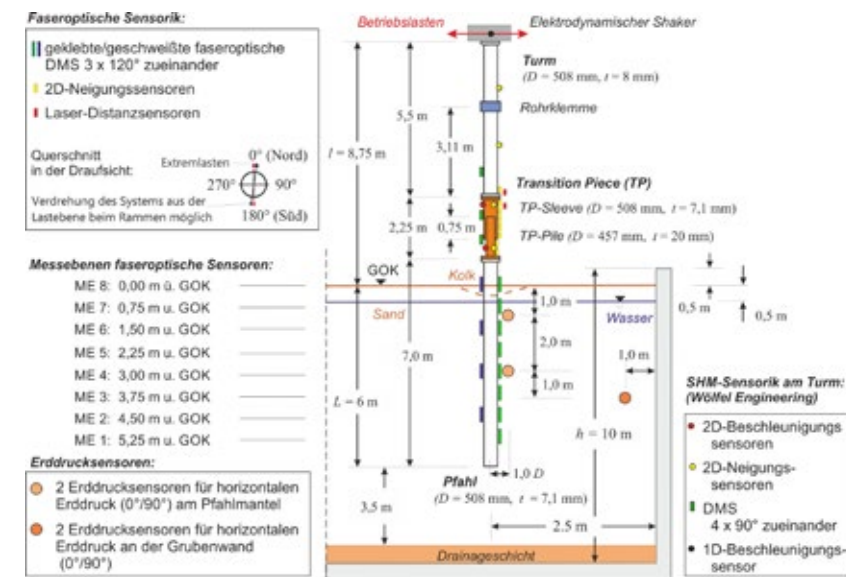


Abbildung 9: Versuchsaufbau in der Grundbauversuchsgrube mit an Turm, TP und Pfahl applizierter Sensorik und den im Sandboden vorgesehenen Erddrucksensoren

Das für die Schädigung der Grout-Verbindung notwendige Belastungsniveau wurde im Design-Prozess abgeschätzt. Daraus wurde ein Versuchsablauf mit steigenden Laststufen und gleichen Lastwechselzahlen abgeleitet (vgl. Tabelle 1). Vor und nach jeder Laststufe wurden Referenzbelastungen mit Lastwechseln niedriger Frequenz (0,01 Hz) durchgeführt, um genauere Neigungsmessungen zu gewährleisten. Dabei wurde jeweils auch eine niedrige Amplitude (25 kN) angefahren, um Veränderungen im Tragverhalten im niedrigen Belastungsniveau analysieren und sie mit den SHM-Messungen vergleichen zu können. Der Belastungsversuch wurde weggeregelt durchgeführt, sodass die angegebenen Lasten nur näherungsweise angefahren wurden.

In ähnlicher Weise wurden vor und nach jeder Laststufe Referenzmessungen mit dem SHM-System durchgeführt. Dazu wurde der zuvor verwendete Hydraulikzylinder von der Rohrklammer am Turm des MP gelöst. Anschließend wurde der Monopile mit dem Shaker mit nachgebildeten Betriebslasten einer OWEA dynamisch angeregt und das System mittels SHM-Methoden auf eine mögliche Zustandsänderung hin untersucht.

Tabelle 1: Laststufen bei der Belastung von Transition Piece TP1 und TP2 während der ersten Belastungsphase

Index	Wechsellast bei gegebener Wegamplitude	Frequenz	Anzahl Lastwechsel	Inklusive Referenzlastwechsel	Zusätzliche Referenzlastwechsel mit 25 kN (15 mm)
1	10 kN (6 mm)	0,1 Hz	1000	2 x 10 0,01 Hz	-
2	25 kN (15 mm)	0,1 Hz	1000	2 x 10 0,01 Hz	-
3	50 kN (15 mm)	0,1 Hz	1000	2 x 10 0,01 Hz	2 x 10 0,01 Hz
4	70 kN (45 mm)	0,1 Hz	1000	2 x 10 0,01 Hz	2 x 10 0,01 Hz
5	90 kN (60 mm)	0,1 Hz	1000	2 x 10 0,01 Hz	2 x 10 0,01 Hz

Abbildung 10 zeigt nochmals im Foto den Versuchsaufbau. Links ist die Dreiteilung zu erkennen: Die Basis bildet ein Pfahl mit 508 mm Durchmesser und 7 m Länge, der in die Grundbaugrube einvibriert wurde. Am Pfahl befanden sich auf 8 Ebenen faseroptische Dehnungssensoren im Abstand von 75 cm. Der Mittelteil des Versuchskörpers ist die Grout-Verbindung, bestehend aus Pile (unten) und Sleeve (oben). Insgesamt hat das Verbindungsstück eine Länge von 2,25 m und ist durch Flansche mit dem Pfahl bzw. dem Turm verbunden. Der Turm oberhalb der Grout-Fuge hat eine Länge von 5,5 m. Der Großteil der Sensorik wurde im Bereich der Grout-Verbindung appliziert. Es sind 8 Dehnungsmessstellen auf zwei Ebenen, zwei Neigungssensoren und zwei Beschleunigungssensoren verbaut worden. Am Turm befanden sich weitere Beschleunigungssensoren. Der elektrodynamische Shaker am Turmkopf simuliert die Gondel einer WEA. Der Shaker ist in der Lage, den Pfahl so anzuregen, als kämen die dynamischen Lasten von einer laufenden WEA plus Lasten aus Wind und Wellen. Allerdings reicht die Maximalkraft des Shakers, die bei 1000 N liegt, nicht aus, um die Grout-Fuge zu beschädigen.

Zur Schädigung der Grout-Verbindung wird deshalb das Spannfeld des Testzentrums genutzt, da hier mithilfe einer Hydraulik wesentlich größere Kräfte auf die Struktur aufgebracht werden können, ohne eine Schiefstellung des Pfahls zur Folge zu haben. Der gesamte Versuchsaufbau wurde so konzipiert, dass ein Transfer des Testobjekts aus der Grundbaugrube ins Spannfeld schnell möglich war. Hierzu werden die Schrauben am Flansch unterhalb der Grout-Fuge gelöst und die gesamte Struktur inklusive Turm und Shaker wird per Hallenkran in das Spannfeld verbracht.

Ziel des Versuchs war eine kontrollierte Schädigung der Grout-Verbindung. Sie sollte in einem frühen Stadium durch Betrachtung der dynamischen Strukturantwort nachgewiesen werden. Zu diesem Zweck wurden zwei TP eingesetzt. Das erste TP wurde in der Grundbaugrube installiert. Anschließend wurden Referenzmessungen mit unterschiedlichen Anregungen

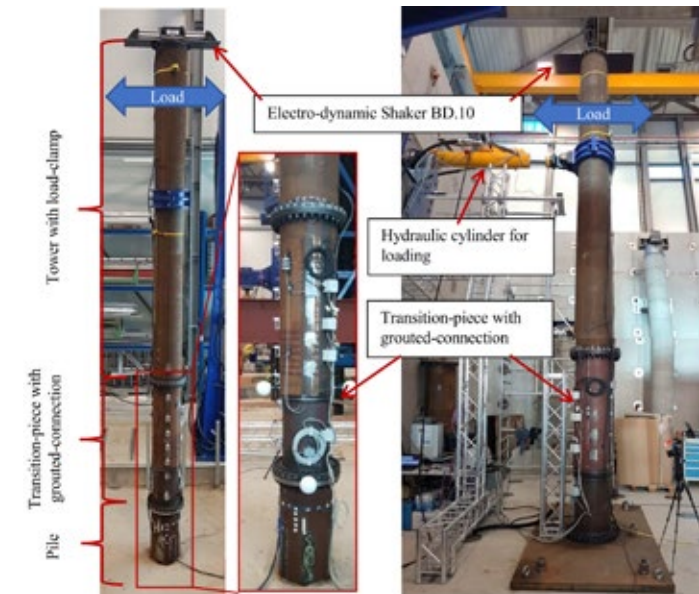


Abbildung 10: Versuchsanordnung in GBVG (links) und am Spannfeld (rechts)

durchgeführt. Zusätzlich wurden einige Schrauben der Flanschverbindung zwischen TP und Pfahl gelöst, um einen Schaden zu simulieren. Nach Beendigung der Referenzen wurden TP und Turm ins Spannfeld verbracht, wo ebenfalls Referenzmessungen durchgeführt wurden.

Anschließend wurde der Hydraulikzylinder mit Hilfe der Rohrklemme am Turm befestigt. Die Rohrklemme wurde vor Beginn der Versuche installiert und verblieb durchgehend an der Struktur. Die Belastung der Struktur erfolgte mit einer zyklischen Wechsellast in mehreren Laststufen mit steigender Lastamplitude (vgl. dazu Tabelle 1). Nach jeder Laststufe wurde der Hydraulikzylinder entfernt, um Referenzmessungen der dynamischen Strukturantwort durchzuführen. Nach der Detektion von Änderungen des Strukturverhaltens wurde der Versuchskörper wieder in die Grundbaugrube umgesetzt. Hier sind abschließend erneut Referenzmessungen durchgeführt worden. Beim zweiten TP wurde analog vorgegangen, ein Umsetzen in die Grundbaugrube erfolgte jedoch mehrfach nach den einzelnen Lastpaketen im Spannfeld, um verschiedene Referenzzustände in der Grundbaugrube zu erfassen. Die Anzahl der Lastwechsel und die Lasten wurden im zweiten Versuch in einer zweiten Versuchssphase bis zum Maximum von 100 kN gesteigert. Angeregt durch die Erkenntnisse von Schaumann et al. 2016 und Schaumann, Raba 2016, wonach Wasser als Transportmedium bei Groutschäden eine sehr wichtige Rolle spielt, wurde die zweite Phase auch „unter Wasser“ durchgeführt. Dazu wurde eine spezielle Wasserhaltung am Rohr angebracht.

PROJEKTDURCHFÜHRUNG POPULATIONS-MONITORING IN GROUTOWP

Im Jahr 2014 hat der Offshore-Windpark (OWP) Meerwind Süd|Ost mit 80 Offshore-Windenergieanlagen (OWEA) der 3,6 MW-Klasse auf Monopile-Tragstrukturen seinen

Betrieb aufgenommen. Gemäß Vorgabe des damals gültigen BSH Standards Konstruktion werden nicht nur 10 Prozent der Tragstrukturen (d.h. jeweils 8 Monopiles, Transition Pieces, Türme) durch Messtechnik dauerhaft überwacht, sondern es ist zusätzlich an den verbleibenden 72 OWEAs eine permanente Überwachung der Grout-Fuge installiert. Das Überwachungskonzept sieht Wegaufnehmer zur Langzeitüberwachung vor, bei der Überschreitung eines vordefinierten Grenzabstandes wird ein Warnsignal abgegeben, um eine detektierte Systemveränderung zu melden. Damit hat das Überwachungssystem die einfache Funktion einer Ampel, die ein grünes Signal zeigt, solange der Grenzwert nicht überschritten ist und ein rotes Signal bei Überschreitung.

Das Messsystem mit der Datenerfassung und -speicherung ist autonom konzipiert, d.h. die Messdaten laufen auf einem separaten Server auf und sind nicht online an die zentrale Datenerfassung durch das SCADA-System angebunden. Korrelationen mit Betriebszuständen über den Lebenszyklus sah das bisherige Überwachungskonzept nicht vor.

Im Rahmen von QS-M Grout wurde das vorhandene Überwachungskonzept von der einfachen Ampelfunktion auf ein intelligentes Online-Monitoringsystem umstrukturiert, mit dem es möglich wird, Korrelationen zu den Betriebszuständen herzustellen und damit eine Aussagekraft bezüglich der Beanspruchungen während des Lebenszyklus der Anlagen zu erhalten, die wiederum direkten Einfluss auf die Ausgestaltung der wiederkehrenden Prüfungen haben.

Zu diesem Zweck wurde ein Konzept für die Bewertung des Zustandes von Grout-Verbindungen im Betrieb eines Offshore-Windparks mit Bewertung von potenziellen Schäden und Fehlerarten (Schadenskatalog) in Hinblick auf Standsicherheit, Verkehrs- und Betriebssicherheit und Dauerhaftigkeit entwickelt. Exemplarisch wurden Grout-Inspektionen zur Schadensaufnahme durchgeführt und vorhandene Auffälligkeiten diesem Schadenskatalog zugeordnet. Aufgrund der konstruktiven Ausbildung der Grout-Verbindungen mit Schubrippen war während der Projektlaufzeit keine Schädigung im Hinblick auf ein Durchrutschen der Verbindungen oder anderweitiges strukturelles Versagen zu erwarten. Daher werden Schädigungen, die zu einem potentiellen Versagen führen können, aus dem Schadensbild der Großversuche in den Schadenskatalog übertragen.

Da sich die vorhandene Sensorik zur Überwachung der Grout-Fuge unterhalb der luftdichten Airtight-Plattform in einer stark korrosiven Umgebung befindet, wurde als mögliche Alternative zu den induktiven Wegaufnehmern eine Variante mit Ultraschall-Abstandssensorik getestet. Außerdem wurden Temperatursensoren und Luftfeuchtesensorik appliziert, um den Einfluss der Umweltbedingungen bezüglich Korrosivität für die Auswahl einer robusten Sensorik zu bestimmen.

Die Hauptarbeit lag auf Verarbeitung und Auswertung von Messsignalen. Neben der Entwicklung von Schnittstellen zur Kopplung der Messsysteme an die SCADA-Daten wurde ein anwenderfreundliches Webinterface zur Durchführung einer Qualitätssicherung der Messtechnik in Bezug auf das Prüfen von System- und Messdatenverfügbarkeiten sowie der

Darstellung von Anomalien aus der Sensorik geschaffen. Dieses war die Grundlage zur Durchführung von Plausibilisierungen für die Messdaten und die danach erfolgte Messdatenauswertung in Bezug auf Korrelationen zu den Betriebszuständen. Für verschiedene Zeiträume wurden das globale Strukturverhalten der Grout-Verbindung parkübergreifend von allen 80 WEA sowie an aufgetretenen Einzelereignissen untersucht.

Mit Supervised Machine Learning wurde eine richtungsabhängige Regressionsanalyse der Vertikalverschiebungen mit einem sinusförmigen Curve-fitting erzeugt. Als Grundlage dienten zehninütige Abstandswerte der installierten Abstandssensoren.

Das Hauptziel, das mit dem Teilvorhaben GroutOWP erreicht werden sollte, ist die Reduzierung und Optimierung der wiederkehrenden Prüfung der Grout-Verbindung und der gesamten Tragstruktur des Monopiles im Unterwasserbereich durch Taucher bzw. an schwer zugänglichen Stellen, was nachhaltig zu einer erheblichen Senkung der Kosten und des HSE-Risikos für die Taucher führt.

ERGEBNISSE QS-GROUT

Die Transmissionsmessungen wurden mit einem Aktor am TP und einer Sensormanschette am MP im OWP Meerwind Süd | Ost durchgeführt. In Abbildung 11 ist der mit Simulationen ermittelte erwartete Ersteinsatzpunkt mit einer gestrichelten Linie markiert. Es handelt sich dabei um den Wellenmode A0, der sich über die Plattendicke und den Ersteintritt aus dem Dispersionsdiagramm spezifizieren lässt. Das Signal weist ein geringes Signal-Rausch-Verhältnis auf, das Messsystem ist gut abgestimmt. Die Reflexionsmessungen wurden mit einem gefensterten Cosinus mit 9 Schwingungen (RC9-Impuls) bei einer Mittenfrequenz von 15 kHz durchgeführt. Das am Sensor gemessene Wellenfeld setzt sich aus im Monopile umlaufenden und im Grout reflektierten Wellen (an der Ober-/Unterkante Ablösungen) zusammen. Diese Messmethode eignet sich, um im Grout fehlerhafte Zonen zu detektieren.

Ein zweiter Messansatz wurde durch eine Messung mit demselben Aktor und Sendesignal (RC 9 bei 15 kHz), jedoch mit separatem Sensor ebenfalls am TP oberhalb der Wasseroberfläche realisiert (Reflexionsmessung). Das Grout wird hier nicht durchstrahlt, sondern die Wellen werden an der unteren Kante des Grouts reflektiert und dann am Transition Piece detektiert. Diese Methode eignet sich insbesondere, um Enthaltungen zu detektieren. In Abbildung 12 ist dafür ein Beispielkanal dargestellt. Auch hier wird ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis erreicht.

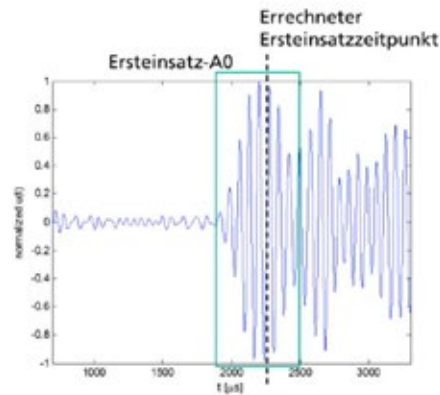


Abbildung 11: Beispielkanal mit kurzem radialen Laufweg von der TP-Innenseite durch das Grout zur am Monopile befestigten Sensormanschette im Transmissionsmodus

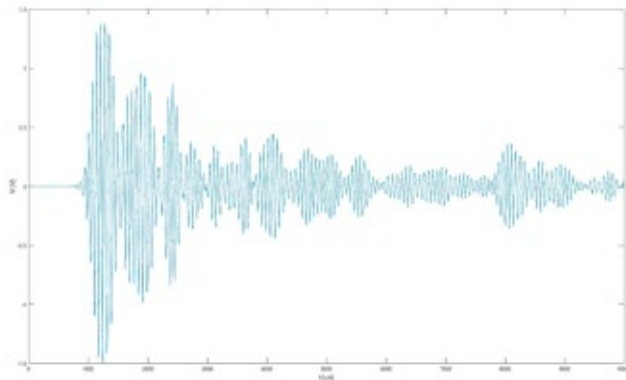


Abbildung 12: Beispielkanal für Messung ausschließlich am TP im Reflexionsmodus

In Abbildung 13 sind beispielhaft zwei Zeitsignale an der gleichen Messposition (Aktor bei 330°, Sensor bei 150°) dargestellt. Beide Signale weisen ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis auf und die Messungen werden nicht durch auftretende Störungen beeinflusst. Weiterhin zeigen die Signale eine gute Übereinstimmung in Lage und Größe der Wellenpakete zueinander. Dies lässt darauf schließen, dass im Messzeitraum (Oktober 2016 bis Juni 2017) keine Änderungen am Grout aufgetreten sind. Unterschiede im Signal sind durch nicht reproduzierbare Kopplungsbedingungen zwischen den zwei Messkampagnen erklärbar. Durch das An- und Abkoppeln des Sensors und Aktors kann es immer zu geringen Lageabweichungen und Änderungen im Koppelmedium (Vorspannung des Gelkissens) kommen, wodurch eine direkte Beeinflussung des Messsignals auftritt. Ein Beispiel ist das Einschwingen des Wellenpaketes der Oktoberdaten bei ca. 3 ms, welches im Juni nicht beobachtet werden konnte. Dies zeigt, dass durch eine dauerhafte Ankopplung die Ergebnisse für ein Monitoring des Grouts deutlich verbessert werden können.

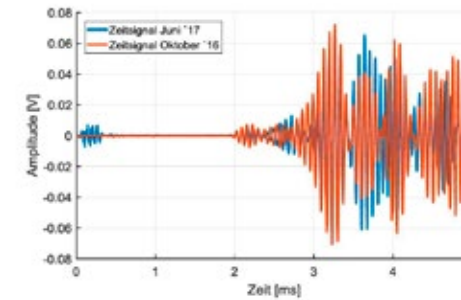


Abbildung 13: Vergleich Zeitsignal von Oktober 2016 und Juni 2017

ERGEBNISSE SHM-GROUT

Die Ergebnisse zeigen, dass die durch zyklische Belastungen im Spannungsfeld verursachten Veränderungen der Struktureigenschaften ein – wie erwartet – robustes Verhalten der Grout-Verbindung widerspiegeln. Dennoch sind Veränderungen in den Verläufen der Last-Verschiebungskurven zu erkennen, die auf eine Schädigung schließen lassen. Dies wird durch die mit jeder Laststufensteigerung einhergehende Flächenvergrößerung der Hystereseschleifen als Maß der zunehmenden Energiedissipation, insbesondere ab einer Lastamplitude von 90 kN, deutlich. Die ermittelten Flächen sind für jede einzelne Referenzbelastungssequenz zusammengefasst und in Abbildung 14 für TP1 und TP2 angegeben.

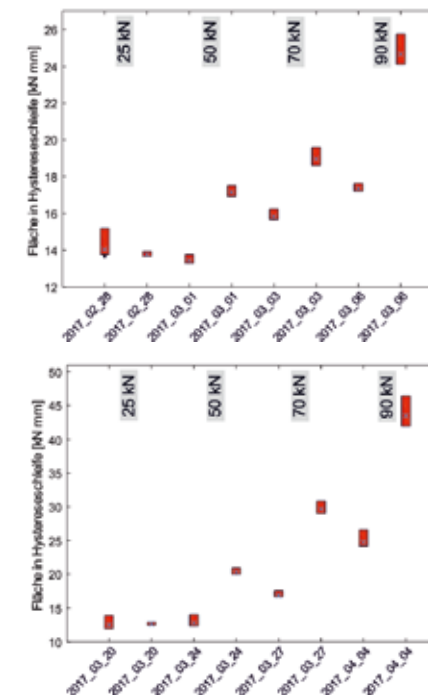


Abbildung 14: Entwicklung der Flächen der 25-kN-Referenz-Hystereseschleifen für TP1 (links oben) und TP2 (links unten) vor und nach der jeweiligen Belastungsstufe von 25 kN, 50 kN, 70 kN und 90 kN am Monopile (rechts) im Spannungsfeld

Die Darstellungen zeigen die Größe der ermittelten Flächen der Hystereseschleifen als vertikale Balken, die den Anfangs- und den Endwert einer Sequenz repräsentieren. Die rote Füllung steht dabei für einen zeitlich abnehmenden Verlauf. Der Mittelwert ist als blaues Kreuz dargestellt. Im Verlauf einer Sequenz von Referenzlastwechseln nimmt die Hysterese-Fläche somit wieder ab, was auf das geringe Referenzlastniveau von 25 kN zurückzuführen ist. Bei beiden TPs wird deutlich, dass ab Laststufe 70 kN eine beginnende und ab 90 kN eine verstärkte Schädigung nachgewiesen werden kann.

Ein SHM-System soll zu einem möglichst frühen Zeitpunkt, zu dem noch Gegenmaßnahmen möglich sind, Schäden detektieren. Deshalb wurden in Anlehnung an das Vorgängerprojekt Schadensindikatoren aus den Messdaten berechnet. Diese werden statistisch analysiert, um signifikante Änderungen an der Struktur zu identifizieren. Zur ganzheitlichen Betrachtung der Leistungsfähigkeit wird ein mehrstufiges SHM-Konzept zum Einsatz kommen, welches unterschiedliche Schadensindikatoren sowie Hypothesentests beinhaltet (vgl. dazu Häckel 2015).

Da Daten in einer kontrollierten Umgebung gesammelt wurden, konnte nach Ort und Belastung geclustert werden. Es kamen zwei Damageindikatoren, DI, bzw. Condition Parameters, CP, zum Einsatz:

- › Ein DI beruht auf der Stochastic Subspace Identification, SSI. Dabei werden Veränderungen in den stochastischen Zustandsraummodellen niedriger Ordnung betrachtet. Das Modell selbst wird aus den gemessenen Zeitreihen erzeugt. Veränderungen können physikalisch als Änderung der Moden betrachtet werden. Der Algorithmus ist bei technischen Anwendungen als Covariance-driven Stochastic Subspace Identification algorithm, SSI-COV, bekannt und wird für die Schwingungsidentifikation im Kontext einer Output-Only Modalanalyse verwendet (vgl. dazu Kraemer et al. 2015).
- › Der zweite Indikator basiert auf akkumulierter Energie (AE, CP-AE). Beide Indikatoren werden aus Beschleunigungsdaten abgeleitet. AE ist definiert als das Integral einer Leistungsspektraldichte, die auf der Grundlage einer Auto- oder Kreuzkorrelation zwischen einem oder zwei verschiedenen Sensoren berechnet wird. Dieser Parameter verknüpft jedes Frequenz-Bin im Spektrum mit einem Energieniveau, das jene Energie repräsentiert, die im Signal bis zu dieser Frequenz vorhanden ist. Es wurden mehrere Energieniveaus verfolgt. Eine Änderung der Frequenzen zeigt eine Energieumverteilung im Signal und damit eine Strukturänderung an. Um einen Schwellenwert zu erhalten, wird das 95 %-Perzentil anhand aller gültigen Datensätze im Referenzzustand berechnet.

Da die Versuchsauswertung bei Drucklegung noch nicht abgeschlossen war, werden hier noch vorläufige Ergebnisse dargestellt. Die Messdaten in Abbildung 15 wurden vor, während und nach den zyklischen Belastungen in der GBVG und im Spannfeld aufgenommen.

Die Belastungsphasen sind in der mittleren Abbildung, in der die statistischen Größen der einzelnen Zustände zwischen den Belastungen als Box-Plots dargestellt sind, mit ihren Lastamplituden eingetragen. Zwischen den zyklischen Belastungen wurde jeweils der

Hydraulikzylinder von der Struktur entfernt und die Struktur mit weißem Rauschen bei gleicher Lastamplitude angeregt. Oberhalb und unterhalb dieser Darstellung sind die berechneten Schadensindikatoren über die Zeit bzw. über die Datensätze geplottet. Das 95 %-Perzentil ist jeweils als rote horizontale Linie eingetragen.

Jede der vier Diagramme besteht aus drei Graphen: Der obere enthält die Werte des CPs über der Zeit, der mittlere zeigt die statistischen Merkmale jedes Zustands als Box-Plot und der untere Graph zeigt die CP-Werte über der analysierten Datensatznummer an. Alle CP-Werte werden durch die 95 %-Perzentile normalisiert, was durch die horizontale rote Linie in jedem Diagramm angezeigt wird.

Alle Messdaten wurden bei Shakeranregung mit weißem Rauschen gewonnen und in Zeitreihen von je einer Minute Länge aufgeteilt. Pro Datensatz wird ein Wert für beide CPs berechnet. CP-AE wird in den zwei oberen Plots (a) und (b) und SSI-COV in den zwei unteren Plots (c) und (d) von Abbildung 15 dargestellt. Auf der linken Seite sind Zustände vor und nach der zyklischen Belastung, während der sich die Struktur in der GBVG befand, dargestellt. Auf der rechten Seite werden auf dem Spannfeld gemessene Daten gezeigt. Die verschiedenen Lastschritte sind in Box-Plots angegeben.

Zwei Fragen waren zu beantworten:

- › Kann man Strukturveränderungen auch bei nicht eindeutig definierten Randbedingungen - das ist in der GBVG und bei späteren Anwendungen im Feld der Fall - sicher nachweisen?
- › Ist es möglich, das Auftreten von Strukturveränderungen nach bestimmten Laststufen im Spannfeld zu erkennen?

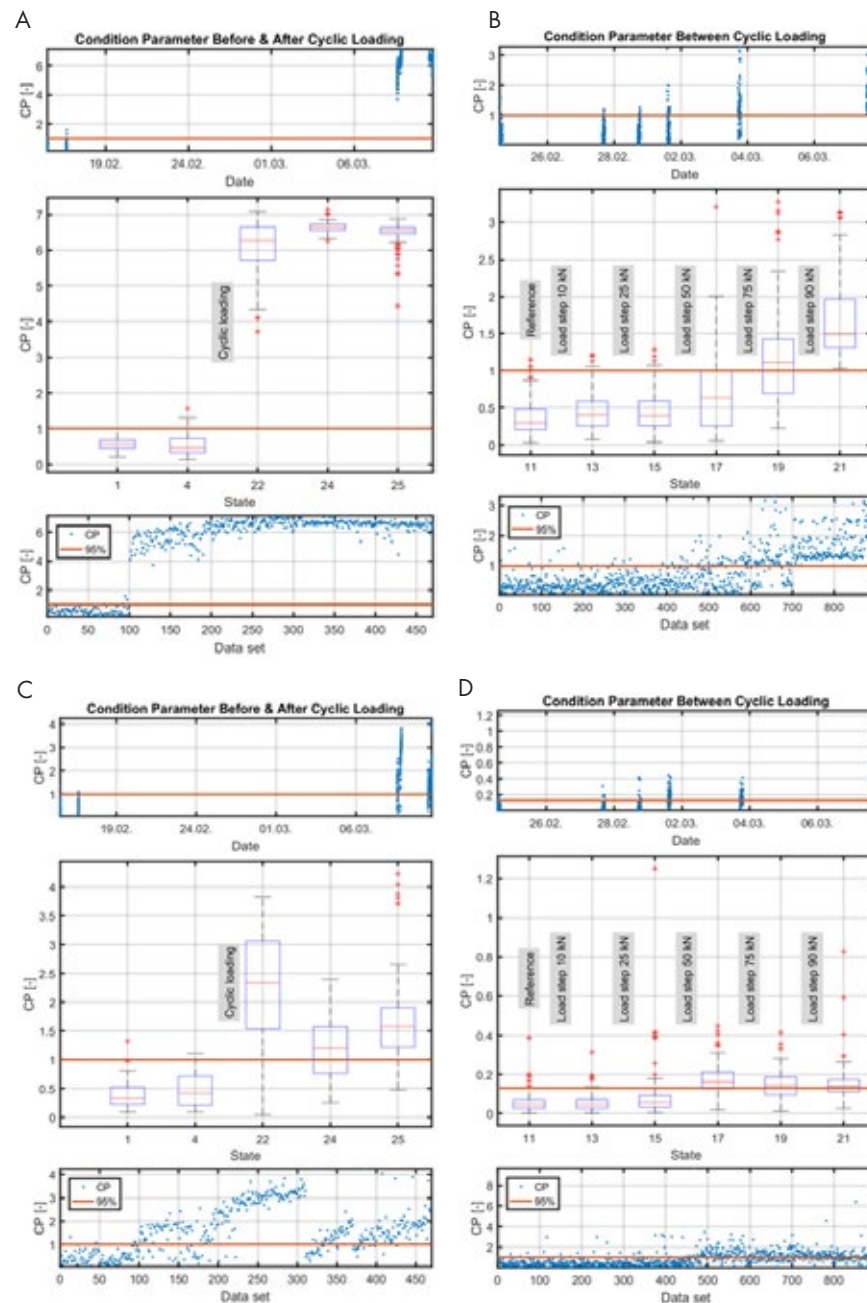


Abbildung 15: Schadensindikatoren CP-AE und SSI-COV, gemessen am TP bei Anregung mit weißem Rauschen. Die Diagramme (a) und (b) entstanden auf der Grundlage der akkumulierten Energieverteilung CP-AE, die Diagramme (c) und (d) stützen sich auf SSI-COV. (a) und (c) wurden vor und nach der zyklischen Belastung in der GBVG gemessen, (b) und (d) zeigen Ergebnisse vom Spannungsfeld.

Für beide Schadensindikatoren CP-AE und SSI-COV ist eine klare Verschiebung der CP-Statistik zwischen Zustand 4 und 22 vor und nach der zyklischen Belastung im Spannungsfeld sichtbar (a) und (c). Für CP-AE liegt eine deutliche Verschiebung mit Medianwerten um 6 vor. Für beide Indikatoren ist nach dem Belastungsschritt von 50 kN in (b) und (d) eine Änderung der Struktur sichtbar. Die ersten beiden Laststufen führen nur zu unwesentlichen Änderungen der CP-Werte. CP-AE zeigt einen deutlichen Trend für die nachfolgenden Belastungsschritte von 75 kN und 90 kN.

Als Referenz wurden Last und Verschiebung am Prüfstand gemessen. Diese Werte zeigen eine Gesamtsteifigkeitsverringern von ca. 3-5% nach dem letzten Lastschritt an.

ERGEBNISSE POPULATIONSMONITORING-GROUT

Die induktiven Wegaufnehmer zur Überwachung der Vertikalbewegung in der Grout-Fuge sind in drei Positionen, jeweils versetzt um 120° angeordnet (vgl. Abbildung 16). Zur besseren Auswertung der Verformungen in Kopplung mit den SCADA-Daten wurden die Messwerte in die zwei Hauptrichtungsachsen (Nord-Süd und West-Ost) transferiert.

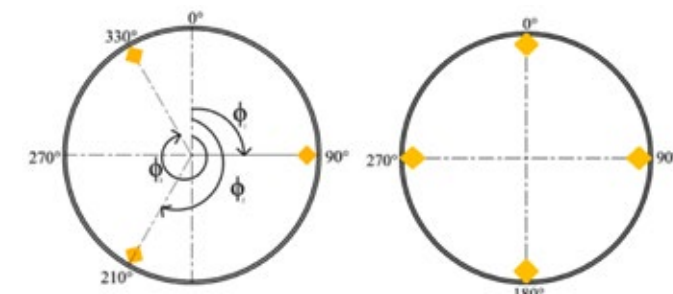


Abbildung 16: Positionierung der Grout-Fugen Überwachungssensoren

Nachfolgend ist ein Vergleich der beiden Sensortypen (induktiver Wegaufnehmer und Ultraschall-Abstandssensor) für die vier Himmelsrichtungen aufgetragen (Abbildung 17). Der Vergleich zeigt einen nahezu ähnlichen Verlauf, so dass hieraus gefolgert werden kann, dass beide Sensortypen für eine Abstandsmessung geeignet erscheinen.

Dann wurden die vertikalen Verschiebungen eines induktiven Wegaufnehmers mit am TP installierten Dehnungsmesssensoren (DMS), die Teil des vom BSH geforderten Überwachungskonzepts sind, verglichen (vgl. dazu Abbildung 18).

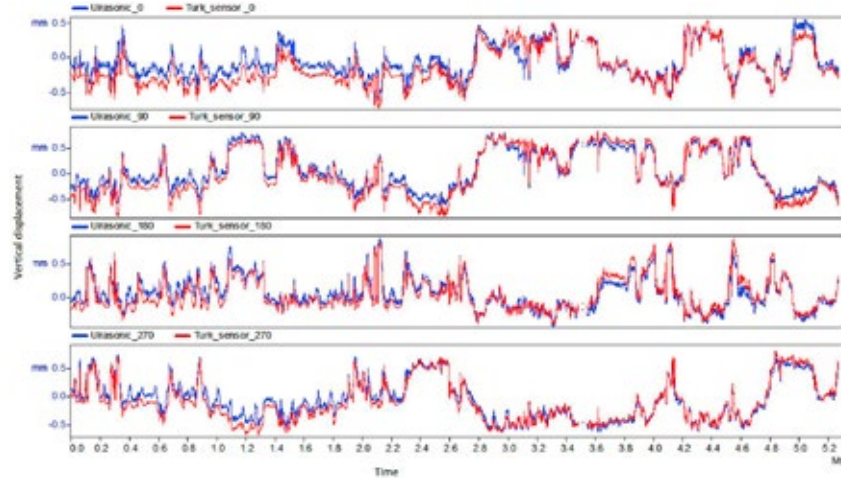


Abbildung 17: Vergleich verschiedener Sensortypen zur Wegmessung

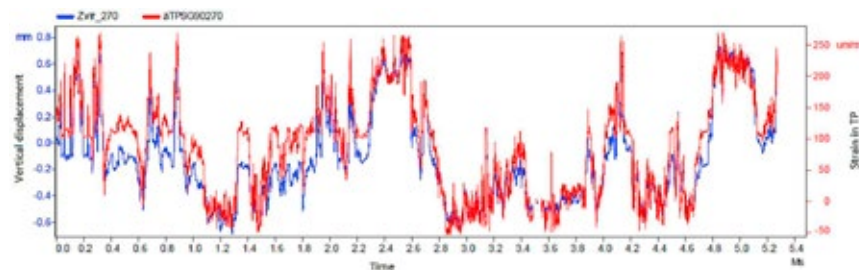


Abbildung 18: Vergleich Wegmessung vs. DMS

Wie erwartet, korrelieren die DMS-Werte gut mit den gemessenen Grout-Fugenbewegungen. Als weitere Erkenntnis lässt sich aus der Betrachtung ableiten, dass die Auflösung der Messung mit den Wegaufnehmern durchaus für ein Rainflow-Counting zur Überwachung der Lebensdauer geeignet ist und somit für die Auswertung der Strukturüberwachung mehr bietet als eine reine Grenzwertüberwachung, so wie sie zunächst konzipiert war.

Abbildung 19 visualisiert die Schwellenanalyse. Hier wurden die Höchstwerte aller drei Stunden aus den Zeitreihen von 10 min Werten aller 80 Grout-Fugenüberwachungssysteme für den Zeitraum vom 01.01.2016 bis 31.12.2016 aufgetragen. In Abstimmung mit dem Designer wurden als Schwellwerte Level 1 (3 mm, braune Linie) und Level 2 (6 mm, rote Linie) für die Grout-Überwachung festgelegt. Der Verlauf der Messwerte über den angegebenen Messzeitraum zeigt keine Trends bzw. Veränderungen in der strukturellen Integrität.

Die in Abbildung 16 bis Abbildung 19 gezeigten weitergehenden Analysen können durch die Unterscheidung von EOCs und Schadensignalen noch weiter besser herausgearbeitet werden. Mit Hilfe einer richtungsabhängigen Regressionsanalyse der Verschiebungen an der Grout-Fuge wurden die Fitkurven in Abbildung 20 errechnet. Dazu wurde nur der

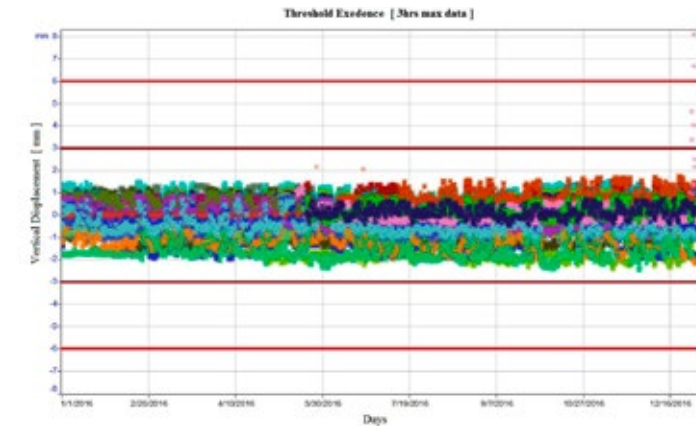


Abbildung 19: Verlauf der max. 3-Stundenwerte der Vertikalabstandsmessung

Anlagenbetrieb zwischen 12 bis 15 U/min bei 8 bis 20 m/s Windgeschwindigkeit gewertet und ein Polynom 7. Grades gefittet. Die Fitkurven können mit Konfidenzintervallen versehen werden und ermöglichen eine erheblich genauere Beurteilung der Vertikalverschiebungen an der Grout-Fuge. Die durch die Gondelposition verursachte Amplitude ist wesentlich größer als die vertikale Verschiebung aus Anlagenbetrieb und anderen Vertikalbewegungen, die ein „Durchrutschen“ anzeigen könnten. Dies ist ein Indiz für eine voll tragfähige Grout-Fuge. Mit solchen speziellen, in Richtung Supervised Machine Learning gehenden Referenzierungsmethoden kann nachgewiesen werden, dass die in Abbildung 19 gezeigten Amplituden im Wesentlichen auf Einflüsse von unkritischen EOCs, nämlich den Einfluss der Gondelstellung zurückzuführen und damit reversibel sind! Der Anteil möglicherweise schadhafter Vertikalbewegungen ist um Faktor 5 bis 10 kleiner als mit einfachen Grenzwertbetrachtungen dargestellt werden kann.

Aus dem Vergleich aller Anlagen eines OWP im Zuge des Populationsmonitorings kann abweichendes Verhalten frühzeitig sicher erkannt werden (vgl. dazu Abbildung 20).

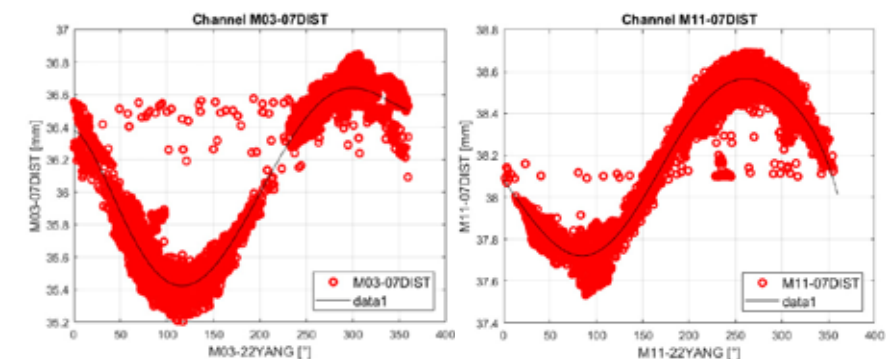


Abbildung 20: Regressionsanalyse von Abstandssensoren an der Grout-Fuge zweier OWEAs aus dem OWP Meerwind Süd | Ost

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Teilprojekt QS-Grout ist es mit verbesserter Messtechnik erstmalig gelungen, eine Grout-Fuge im OWP mit Ultraschallwellen zu durchstrahlen. Dieses Verfahren hat das Potenzial, geschädigte Strukturen mittels Tomographie eingehend zu untersuchen und zu bewerten. Allerdings sind an dieser Stelle noch weiterführende Arbeiten notwendig. Auch die Versuche an einer frischen VergROUTUNG waren prinzipiell erfolgreich. Es konnte gezeigt werden, dass die Veränderung der elastischen Eigenschaften des Groutbetons die Wellenform ändert. Daher ist dieses Verfahren - wie erwartet - prädestiniert, den Aushärteprozess zu begleiten. Die Ergebnisse zeigen, dass die verwendete Messtechnik prinzipiell dafür geeignet ist, um im Offshore-Bereich diese Aufgabe zu übernehmen, jedoch bezüglich der Tomographie noch erheblicher Forschungsbedarf besteht.

Dagegen wurde bei den Monitoringsystemen ein wesentlich höherer Technology Readiness Level erreicht. In einem großmaßstäblicher Versuch an einem MP mit Groutverbindung im Maßstab 1:10 konnte gezeigt werden, dass Veränderungen der Steifigkeit der Grout-Fuge erkannt werden können. Die umfangreiche messtechnische Begleitung der Versuche ermöglichte eine aussagekräftige Beobachtung der Schädigung im Versuchsablauf und erlaubt so eine Bewertung des SHM-Systems. Mit den vorgenommenen Auswertungen des Belastungsversuchs konnten verschiedene Stufen von Zustandsänderungen an der Grout-Verbindung sowohl messtechnisch aus Last-Verschiebungsdaten abgeleitet als auch durch Signalanalysen des SHM-Systems identifiziert werden. Erste vergleichende Studien zeigen miteinander korrelierende Ergebnisse zwischen beiden Verfahren. Die visuelle Begutachtung der aufgetrennten Grout-Verbindungen erbrachten weitere Hinweise auf den Schädigungszustand.

Auch bei direkten Abstandsmessungen an Grout-Fugen konnten durch verbesserte Signalanalysemethoden und durch Populationsmonitoring zugespitzte Aussagen über den Zustand von Grouted Joints gemacht werden.

In QS-M Grout wurden die Grundsteine für ein umfassendes Health Monitoring von Grout-fugen gelegt. Sie sollten unbedingt durch ultraschall-basierte ZfP-Methoden ergänzt werden.

LITERATUR

- [1] Friedmann, H. et al. 2015: UnderwaterINSPECT –Technologien zur zuverlässigen und effizienten Prüfung von Unterwasser-Tragstrukturen an Offshore-Windenergieanlagen, in: Statustagung Maritime Technologien, Tagungsband 2015, S. 97 – 112, (= Schriftenreihe Projektträger Jülich)
- [2] Friedmann, H.; Häckell, M.; Kraemer, P., 2017. Entwicklung eines schwingungsbasierten Structural Health Monitoring Systems für Offshore-Gründungen, in: VDI-Berichte 2301, Tagungsband der 8. VDI-Fachtagung Schwingungen von Windenergieanlagen 2017, S. 13 – 27
- [3] Häckell, M., 2015. A Holistic Evaluation Concept for Long-Term Structural Health Monitoring. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2015
- [4] Häckell, M.; Friedmann, H.; Feulner, M., 2017. Detecting Damage in Grouted Joints of Wind Turbine Support Structures – Application to a Large-Scale Experiment, in Fu-Kuo Chang, Kopsaftopoulos (editors): Proceedings IWASHM, Stanford 2017, S. 2467 - 2474
- [5] Kraemer, P.; Friedmann, H., 2015. Vibration-based structural health monitoring for offshore wind turbines – Experimental validation of stochastic subspace algorithms, in: Int. Journal of Wind and Structures, Vol. 21, 2015, Nr. 6, S. 693-707
- [6] Lohaus, L. et al., 2013. Zustimmungen im Einzelfall für Grout-Verbindungen in Tragstrukturen für die Offshore-Windenergie. Bautechnik, 90(7), pp.402 – 409.
- [7] Reuning, A., 2010. Wenn Türme den Kontakt verlieren. Erneuerbare Energien , (09), pp.42 – 46.
- [8] Schaumann, P. et al., 2010. Durchrutschende Grout-Verbindungen in OWEA - Tragverhalten, Instandsetzung und Optimierung. Stahlbau, 79 (Heft 9), pp.637 – 647.
- [9] Schaumann, P.; Bechtel, A.; Eichstädt, R.; Raba, A., 2016. Status of German standardization for Offshore Wind and recent research in connections, Vortrag bei 5th Dillinger Conference Steel and offshore wind farms, Dillingen, 12. Mai 2016
- [10] Schaumann, P.; Raba, A.: Ermüdungsverhalten von kleinskaligen Grout-Verbindungen unter Wasser, in: Proceedings of the 20th DAST-Forschungskolloquium 2016. Essen
- [11] Schubert, L.; Weihnacht, B.; Lieske, U.; Frankenstein, B.; Gebhardt, S.; Neumeister, P.; Neubert, H., 2016. Systementwicklung zur Strukturüberwachung mit geführten Wellen, 4Smart Konferenz, 6.-7. April 2016, Darmstadt
- [12] Weihnacht, B., 2014. Messmanschette für Unterwasser-Schweißnahtüberwachung an Offshorestrukturen - Realisierung und erste Testergebnisse, 7. Rostocker Schweißtage 2014, Rostock, 11.-12.11.2014
- [13] Weihnacht, B.; Schubert, L.; Tschöke, K.; Neumeister, P.; Neubert, H. 2015. Ultraschallprüfung von Offshore-Windenergieanlagen, IKTS-Jahresbericht 2015

- [14] Weihnacht, B. 2017. Safe operation of offshore wind turbines -Monitoring concepts for foundation, blade and grouted joints; Windforce 2017, 9.-11.5.2017, Bremerhaven
- [15] Weihnacht, B.; Gaul, T.; Neubeck, R.; Tschöke, K.; Schubert, L.; Eppler, J.; Huhn, H., 2017. Groutüberwachung an Offshore-Windenergieanlagen mit geführten Wellen, DGZFP-Jahrestagung, 22. – 24. Mai 2017 in Koblenz

BOSS – BIONIC OBSERVATION AND SURVEY SYSTEM

FÖRDERKENNZEICHEN 035SX361

DR. RUDOLF BANNASCH, DR. EUGEN OLENEW,
LEIF KNIENE, OLEKSIY KEBKAL, IEVGENII GLUSHKO,
OLEKSANDR NOVYCHENKO (EVOLOGICS GMBH)
HEINZ SCHELWAT, GERD SEIDEL (SEA & SUN TECHNOLOGY GMBH)
PROF. DR. HORST HELLBRÜCK (FACHHOCHSCHULE LÜBECK)

KURZBESCHREIBUNG

Das Verbundprojekt BOSS (Bionic Observation- and Survey System) diene der Entwicklung und Erprobung neuartiger Prinzip-Lösungen für intelligente autonome Unterwassersysteme, die mit außergewöhnlichen Gebrauchseigenschaften eine robuste und effiziente Bewältigung vielschichtiger UW-Inspektions- und Monitoring-Aufgaben, insbesondere auch in bisher noch nicht oder nur schwer zugänglichen Meeres-Bereichen ermöglichen.

Kerninnovation sind bionische Unterwasserfahrzeuge, die nach Vorbild der Manta-Rochen erstmals komplett elastisch gestaltet wurden und mit ihrem strömungsgünstigen, flächig-adaptiven Körperbau auch ähnlich gute Schwimm- und Manövrierfähigkeiten erreichen (Entwicklungsschwerpunkt von EvoLogics). Für die geplanten Missionsaufgaben wurden die bionischen Manta-Fahrzeuge mit speziellen Sensormodulen sowie multimedial vernetzbaren Kommunikations- und Navigationsmitteln ausgestattet (Teilprojekte von Sea & Sun und der FH Lübeck). Zur Planung und Überwachung der UW-Missionen wurde eine oberflächen-basierte (portable) Leitzentrale mit kompatiblen Funk-, Kontroll- und Bediensystemen entwickelt. Hinzu kamen eine intelligente Aussetz- und Bergevorrichtung (i-LARS) und eine UW-Docking- und Service-Station für zukünftige Langzeiteinsätze. Weitere System-Module wie: akustische Access-Points am Meeresboden, eine Oberflächenboje (als Kommunikations- und Navigationsschnittstelle zwischen dem Über- und Unterwasserbereich) sowie ein autonomes Begleitfahrzeug an der Meeresoberfläche erweitern das Gesamtsystem und dessen Einsatzmöglichkeiten.

In einem umfangreichen Experimentalprogramm wurden die Konstruktionen und Softwarealgorithmen optimiert, intelligente kognitive und autoadaptive Eigenschaften der bionischen Mantas entwickelt, verschiedenartige Techniken zur interoperablen Systemvernetzung für die Kommunikation und Navigation erprobt und sukzessive auch elementare Fähigkeiten zum kooperativem Verhalten im Schwarm-Verbund ausgebildet. Die Erfolge der Entwicklungsetappen zur BOSS-Systemtechnik wurden in drei großen Meilensteinerprobungen in ausgewählten Testszenarien (Einsatztiefe bis 50m) physisch belegt.

VORAUSSETZUNGEN UND MOTIVATION DES PROJEKTES

Die wissenschaftlichen und technischen Kernkompetenzen von Evologics umfassen die Bereiche: Bionik, Biomechanik, Strömungsdynamik und bionische Robotik, Hydroakustik (digitale UW-Kommunikation, Navigation und telemetrische UW-Netzwerktechnik) sowie die Integration komplexer IT-Systeme inkl. Mechanik-, Elektronik- und Softwareentwicklung. Hauptanwendungsgebiet ist die Meerestechnik.

Die Idee für das BOSS-Vorhaben basiert auf originären Forschungsergebnissen zur funktionellen Anatomie, Strömungsdynamik und Ökoenergetik schnellschwimmender Meerestiere, Schwerpunkt Unterwasserflug. Dabei wurde deutlich, dass Mechanismen der Aero- und Hydroelastizität für die effiziente Propulsion und Widerstandsverminderung von größter Bedeutung sind. Die Entdeckung einer innovativen Mechanik-Lösung (Fin Ray Effect® - abgeleitet von den flexiblen Flossenstrahlen der Fische) ermöglichte die technische Umsetzung. Konstruktionsprinzipien für neuartige Biegeschlagflügel und organisch anmutende UW-Fahrzeuge wurden entworfen (und patentiert). Größte Herausforderung war, einen komplett elastischen Nurfleger nach Vorbild der Manta-Rochen zu entwickeln, der - im Gegensatz zu den üblichen starren und meist torpedoförmigen technischen Konstruktionen – vorteilhafterweise auch neuartige Möglichkeiten für die Anordnung von Sensoren bieten würde. Erste Machbarkeitsstudien verliefen vielversprechend, so dass wir der TIMM-Ausschreibung des BMWi folgen und das vorliegende Projekt einreichen konnten.

Damit wollten wir die Bionik-Offensive in der Meerestechnik fortsetzen und an die Erfolge der akustischen UW-Datenübertragung, Positionierung- und Navigation anknüpfen. Deren Entwicklungen beruhen auf einem vom Biosonar der Delfine abgeleiteten Signalverarbeitungsverfahren, das als S2C (Sweep Spread Carrier) Technologie weltweit patentiert und von unseren Evologics-Team in eine breite Palette international erfolgreicher Produkte umgesetzt wurde. Komplexe UW-Netzwerk-Lösungen wurden u.a. im DNS-Tiefsee Projekt erprobt und bildeten eine solide Ausgangslage für die im Projekt geplanten Aufgaben der akustischen Nah- und Fernfeldkommunikation und die Koordination von UW-Roboterschwärmen.

Diese digitale Basis-Technik wurde in Zusammenarbeit mit der FH Lübeck durch weitere Komponenten ergänzt und zu transmedialen Ad-Hoc Netzwerken weiterentwickelt. Die FH Lübeck verfügte über langjährige Erfahrungen in der anwendungsorientierten Hard- und Softwareentwicklung für drahtlose, selbstorganisierende Systeme, die insbesondere auch Sensornetze und Robotersteuerung über mobile Ad-Hoc-Netze einschließen.

Die passgerechte Entwicklung und Integration der messtechnischen Systeme wurde von der Sea & Sun Technology GmbH übernommen, die als versierter Entwickler und Hersteller von hochgenauen, modularen Messgeräten (Sonden) für die Hydrographie, Bathymetrie, Ozeanographie und Limnologie ein internationales Renommee genießt. Projektrelevante Vorarbeiten von Sea & Sun betrafen zudem auch Technologien zur Nutzung von Einleiterkabeln für die Hochgeschwindigkeitsdatenübertragung und die parallele Energieversorgung von UW-Systemen (bis 6000m Tiefe).

BASIS-KONZEPT

In der einführenden Konzept- und Entwurfsphase des Verbundprojektes wurden die künftigen Anwendungsaufgaben, Einsatzszenarien und Rahmenanforderungen analysiert, Konzepte für die Komponenten und Teilsysteme entworfen und einheitliche Schnittstellen definiert. Für die weitere Arbeitsplanung stand prioritär das Erreichen der avisierten Funktionalität der bionischen Manta-Fahrzeuge, d.h. der Realisierung der hydroelastischen Körperform und der neuartigen Schwimm- und Taucheigenschaften sowie der Entwicklung der sensorischen Fähigkeiten, im Vordergrund. Diese bildeten das Fundament für den weiteren Ausbau der Gesamtsystem-Performance. Ein erstes Versuchsexemplar, Manta M_0 war zum Experimentieren, Lernen und Optimieren geplant, danach vier weitere (verbesserte) Fahrzeuge (M_{1-4}) und Zusatzsysteme für komplexere Missionsaufgaben.

Für den Projekterfolg und die Gewährleistung effizienter Arbeitsabläufe war es essentiell, alle Komponenten und Testsysteme so kompakt, leicht und smart als möglich zu gestalten, um das einfache Handling zu gewährleisten und die geplanten Erprobungen im Schwimmbecken und Freiwasser ohne aufwendige Logistik realisieren zu können. Dazu wurde beschlossen, die Experimentalträger vorerst nur für Ostsee-Bedingungen (Einsatztiefe bis max. 50 m) auszulegen und die Akku-Systeme für einen Arbeitstag mit 8 Stunden zu dimensionieren, was für die experimentellen Erprobungen und Funktionsnachweise ausreichend war (*de facto* wurden später > 10 h erreicht). Zielgemäß wurden die bionischen Trägerfahrzeuge in gefluteter Bauweise (ohne äußere Hauptdruckhülle) konzipiert, die Komponenten einzeln gehaust. Möglichkeiten der druckneutralen (tiefseetauglichen) Gestaltung sollten ggf. als Nebenoption erkundet werden, sofern sie das Design-Konzept unterstützen und die Projektfortschritte nicht verzögern. Andererseits sollten eigenständige Neuentwicklungen bereits vorrausschauend geplant und ggf. druckneutral vergossen werden.

Die gesamte Hard- und Software-Architektur wurde systemoffen und modular strukturiert, so dass die bestmögliche in- und externe Kompatibilität für multiple Anwendungen und künftige Systemerweiterungen gegeben ist. Für die Entwicklung der Betriebssoftware wurde die Open-Source Software-Umgebung DUNE mit NEPTUS für die Gestaltung der graphischen Kontroll- und Bedienoberflächen gewählt (beide sind ROS kompatibel). Moderne Netzwerk-Lösungen ermöglichten die Optimierung der Verbindungswege und Datenflüsse. Für die Motorik und die primäre Bordsensorik („Engine Base“) wurde ein robustes CAN-Bussystem (CANopen Protokoll) verwendet, für die äußeren Sensoren und Kommunikationssysteme („Payload Base“) Ethernet. Beide Teilsysteme wurden mit separaten Recheneinheiten (pITX ARM CPU embedded board) und galvanisch getrennten Energieversorgungssystemen (separate Akkus und eigenständige intelligente Spannungsverteiler) ausgestattet, um wechselseitig Störeinflüsse zu minimieren.

Abbildung 1 zeigt den mechanischen Design-Entwurf für ein bionisches Manta-Fahrzeug und Abbildung 2 das dazu gehörige Antriebskonzept.

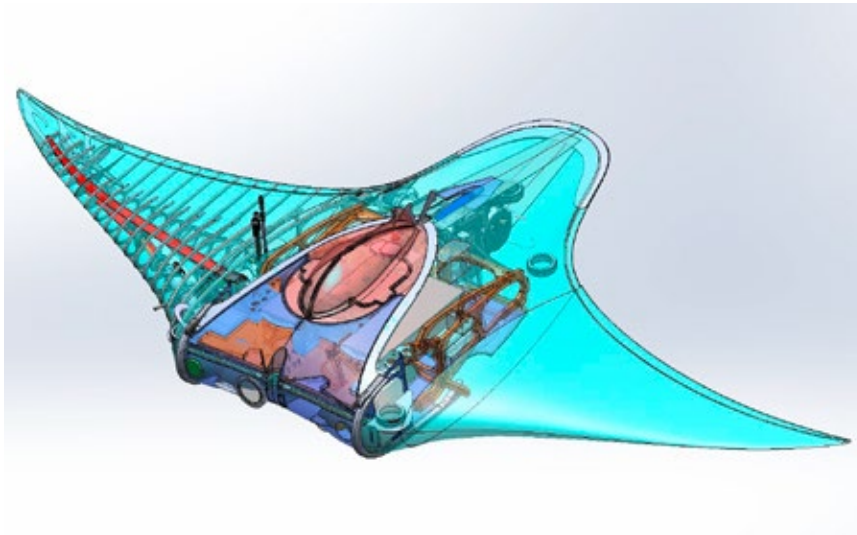


Abbildung 1: Design Entwurf für das Manta-Fahrzeug

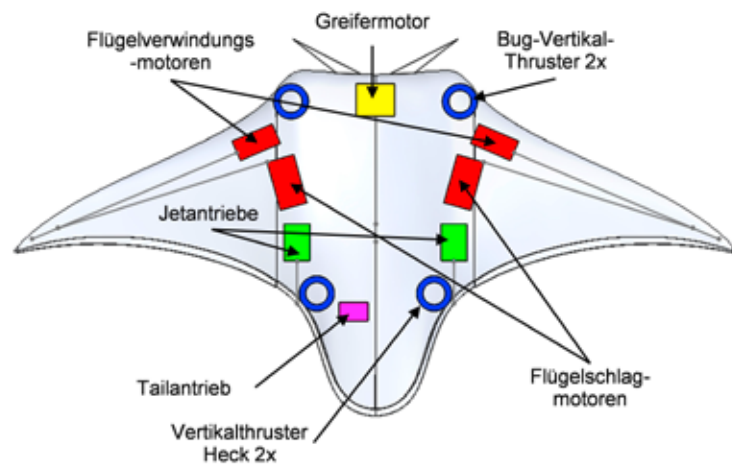


Abbildung 2: Schematische Übersicht zum Antriebskonzept

Für die Flügelbewegungen ist jeweils ein Hauptantrieb vorgesehen, der für den Auf- und Abschlag sorgt, und ein Stellmotor, der bei Bedarf zugeschaltet werden kann, um die Verwindungssteifigkeit zu regulieren oder gewünschte Anstellwinkel einzustellen. Beide Antriebe bilden zusammen eine Funktionseinheit, die komplexe Flügelschlagkinematiken und Flugmanöver ermöglicht. Für die präzise gekoppelte Ansteuerung wurden ein spezielles Softwaremodul mit einer zusätzlichen Programmebene und einer nutzerfreundlichen Programmiersprache entwickelt. Damit können z. B. eindimensionale Regler-Stellgrößen (Geschwindigkeits-, Kurs- oder Rolllageregler) in einen komplexen undulierenden Bewegungsablauf der vier Flügelantriebsmotoren des Fahrzeugs übersetzt und auf einfache Weise auch anspruchs-

volle Manöver des Fahrzeuges erzeugt werden. Die Parameteroptimierung erfolgte bislang in aufwendigen Versuchsreihen manuell. Das Grundprinzip ist jedoch ausbaufähig und soll in einem späteren Folgeprojekt als Basis für die Entwicklung von selbstlernenden Algorithmen genutzt werden.

Der Tail-Antrieb (Stellmotor) verändert die Schwanzstellung und reguliert damit den Tiefenkurs.

Die beiden Hydrojet-Antriebe geben dem Manta-Fahrzeug zusätzliche Schubreserven für die Beschleunigung z. B. in Gefahrensituationen (Vermeidung von Schiffskollisionen etc.) und weitere Freiheitsgrade zum Manövrieren. Sie ermöglichen besonders ruhige/verwacklungsfreie Messfahrten (z. B. für Sidescan-Aufnahmen) und das schnellere Streckenfahren. Sie können zusammen oder auch einzeln/differentiell angesteuert werden – zum Lenken, Drehen auf der Stelle, Rückwärtsfahren etc. Im Zusammenspiel mit Flügeln und Tail kann so ein außergewöhnlich reichhaltiges Bewegungsrepertoire bis hin zum Manövrieren auf engstem Raum realisiert werden. Die verschiedenen Antriebsarten ergänzen sich komplementär und bieten zugleich auch redundante Ausfallsicherheit (weitere Details - siehe Erprobungsergebnisse).

Die 4 Vertikal-Thruster sollen den Manta-Fahrzeugen zudem auch die Fähigkeit zum Hovern verleihen, d.h. auf der Stelle zu schweben, die vertikale Position stationär zu halten (auch bei Strömungseinflüssen) oder entlang der vertikalen Achse auf und ab zu fahren, um z. B. senkrechte Unterwasser-Strukturen (Offshore-Windkraftanlagen, Bauwerke etc.) zu inspizieren, Schweißnähte zu vermessen usw. (Die Vertikal-Thruster wurden erst später in der Kleinserie Manta M_{1,4} ergänzt.)

Der Greifermotor aktiviert das fahrzeugseitige Andockmodul für i-LARS und die UW Docking Station.

In Summe hat jedes Manta-Fahrzeug somit 12 Aktoren. Diese wurden mit jeweils eigener Sensorik im Projektverlauf entwickelt und in die Manta-Fahrzeuge integriert. 4 Li-Ionen Akkus á 428 Wh dienen Energieversorgung der gesamten „Engine Base“ inkl. der primären Bord-Sensorik.

Abbildung 3 zeigt den 3D-Entwurf zur Anordnung der äußeren Sensor- und Kommunikationssysteme im Manta-AUV.

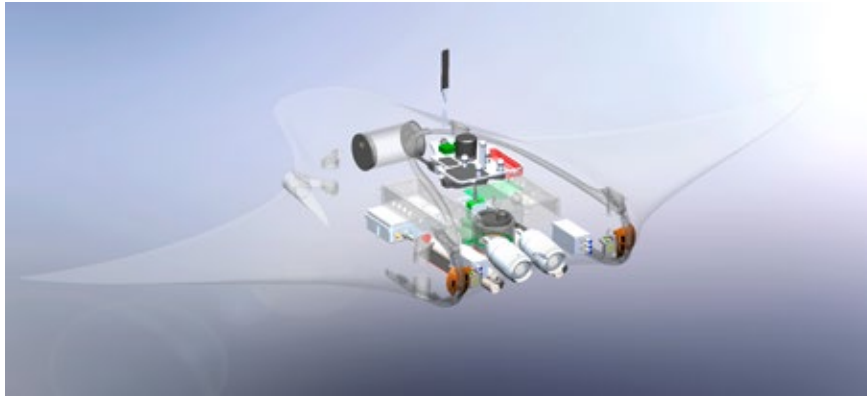


Abbildung 3 : Einbauplan für die Sensoren und Kommunikationssysteme

Zur Grundausstattung der Manta-AUVs gehören jeweils ein USBL Modem für die akustische UW-Kommunikation und Positionsbestimmung über Distanzen bis zu 2 km (EvoLogics), ein Spezialmodem für die UW-Hochgeschwindigkeitskommunikation im Nahfeld (Entwicklung FHL) sowie ein Überwasser-Kommunikationsmodul mit GPS, Iridium Modem und WiFi (Entwicklung FHL).

Hinzu kommen: AHRS, Altimeter, Drucksensor und DVL (Zukaufteile) für die Bestimmung der Lage im Raum und die inertielle Koppelnavigation sowie ein 6-kanaliges Frontsonar zur Kollisionsvermeidung (Entwicklung von EvoLogics)

Die äußere Messsensorik beinhaltet: ein Side-Scan-Sonar (Zukaufkomponente) und die projektbezogenen Spezialentwicklungen Sea & Sun: ein 3D-Kamera- und Lichtsystem mit Videoserver, zwei miniaturisierte Multiparameter-Sonden (eine standardmäßig als CTD, die zweite mit variabler Sensorbestückung für z. B. Sauerstoff- und Chlorophyll-Messungen) zzgl. einer Mikrostruktursonde als optionale Zusatzausstattung (ebenfalls eine Spezialentwicklung Sea & Sun). Bei Bedarf kann auch ein Multibeam-Sonar (Zukaufgerät) mit eingebaut werden.

Die Netzwerkstruktur innerhalb des Fahrzeugs und die Umgebungsnetzwerkstruktur (Abb. 4) wurden von der FH Lübeck ausgearbeitet und in den Fahrzeug-Systemen umgesetzt. Zudem entwickelte die FHL auch ein Expertensystem für das autonome Agieren unter Wasser.

Mit der o.g. Geräteausstattung können praktisch alle in der Anfangsphase identifizierten Mess- und Einsatzaufgaben in bester Qualität bewältigt werden.

GRUNDLAGENENTWICKLUNG

Ein spezielles Arbeitspaket für „Innovative Grundlagenforschung“ war über die gesamte Projektlaufzeit geplant, um im Rahmen der gezielten Vorlauftforschung verschiedenartige Lösungsmöglichkeiten für die neuartigen Aufgabenkomplexe des F&E-Vorhabens zu erkunden, zu erproben und kontinuierlich weiterzuentwickeln. Als Hauptschwerpunkte

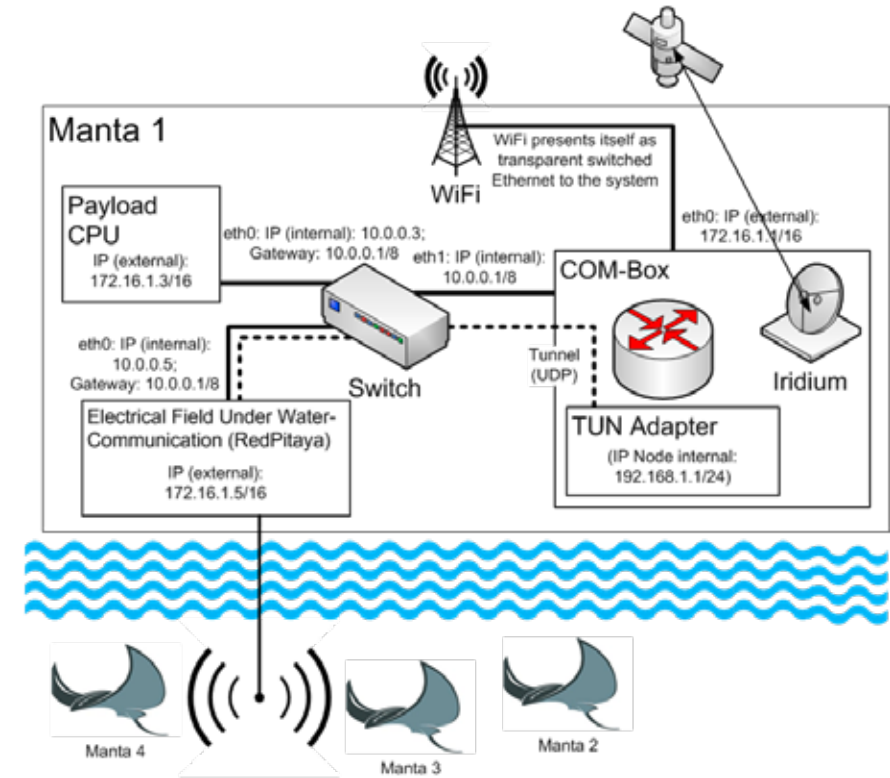


Abbildung 4: Vernetzung der internen und externen Kommunikation [FHL]

waren ursprünglich Material- und Strukturforschungen, die Erkundung geeigneter Antriebstechnologien sowie die Entwicklung adäquater Fertigungsmethoden für die hydroelastischen Konstruktionen geplant. Im Projektverlauf kamen jedoch zahlreiche neue Aufgaben hinzu, die weitere Grundlagenforschungen auf praktisch allen Struktur- und Systemebenen erforderten. Zum einen mussten diverse handelsübliche Systemkomponenten durch innovative Eigenentwicklungen ersetzt werden, um die hochgesteckten Zielvorgaben erreichen zu können, zum anderen sind mit fortschreitendem Realisierungsgrad auch unsere eigenen Ansprüche weiter gestiegen, womit die innovativen Grundlagenforschungen im Projektverlauf eine kontinuierlich wachsende Bedeutung erlangten.

Wichtige Ergebnisse aus diesem Arbeitspaket sind die schockresistente Gestaltung des Rumpfskeletts sowie die Materialauswahl und Optimierung der hydroelastischen Flügel- und Tail-Einheiten, die mit dynamisch wechselnden Lasten beaufschlagt werden. Neben der Dauerfestigkeit müssen die Flügel über spezielle biege- und torsionselastische Eigenschaften verfügen, die im Wechselspiel mit den hydrodynamischen Kräften bei unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten, Schlagfrequenzen- und Amplituden stets eine effiziente Propulsion gewährleisten. Im Gleitflug und im Hydro-Jet Betrieb sollen die Flügel dagegen eher als formstabile und präzise regelbare Steuerorgane fungieren und dürfen dabei nicht flattern. Nach zahlreichen Iterationen wurden geeignete Materialkombinationen und Struktur-

auslegungen gefunden und federelastische Gelenkverbindungen mit unterschiedlichen Freiheitsgraden entwickelt, die im Verbund mit der 3D-elastischen Außenhaut schließlich die gewünschte Performance ermöglichen. Abb. 5 zeigt den inneren Flügelbau mit einer Fin-Ray Trägerstruktur in Spannweitenrichtung (akluierbarer biege- und torsionselastischer Holm), daran gelenkig aufgehängten Profilelementen und einem faszienähnlichen Verbindungsband, das die Profilelemente zusammenhält und bei der Flügelbewegung und -verwindung einen stetigen Konturverlauf der Flügelhinterkante gewährleistet.

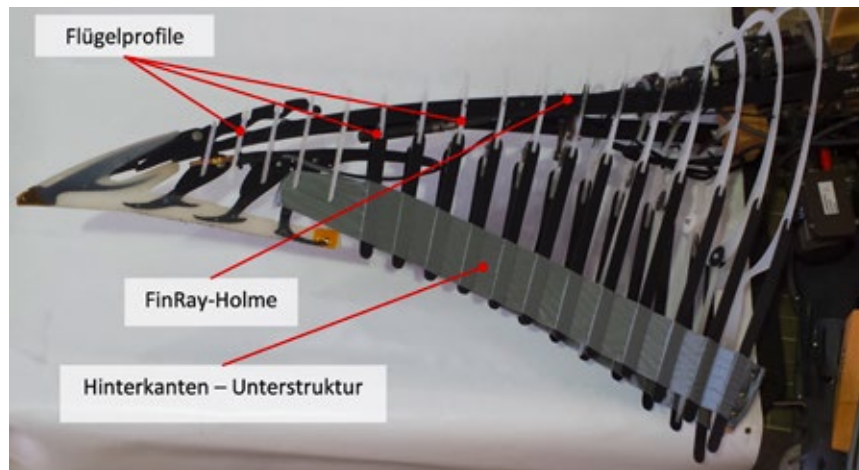


Abbildung 5: Innerer Flügelbau der bionischen Manta-Rochen

Die 3D-elastische Außenhaut (Abb. 6) besteht aus 3 Teilen - für die beiden Flügel und das Tailsegment. Die Häute sind jeweils aus mehreren Textilien mit unterschiedlichem Dehnungsverhalten gefertigt. In die beiden Flügelhäute wurden zudem spezielle Stützprofile von innen eingenäht, die während der komplexen Bewegungsabläufe ein formschlüssiges Anliegen an der Skelettstruktur gewährleisten. Die proximalen Ränder der Hautsegmente sind mit speziellen Kunststoffkanten ausgestattet, die vertikal in entsprechende Klemmspuren des Grundgerüsts geschoben werden, womit auf einfachste Weise eine formschlüssige und seitlich zugbelastbare Befestigung am Rumpf erreicht wird.

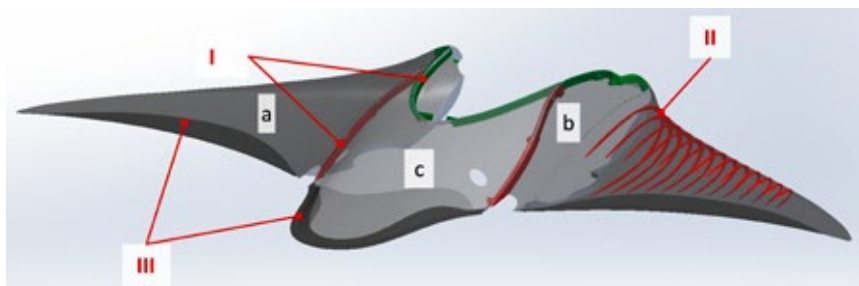


Abbildung 6: 3D-elastische Außenhaut: Flügel u. Tail (I-III), a: Befestigungsspuren, b: Stützprofile, c: stärker dehnbare Hinterkanten

ERGEBNISSE DER EXPERIMENTELLEN ERPROBUNG DES FLÜGELSCHLAG-ANTRIEBS

Nach der schwierigen und zeitaufwendigen Optimierung des komplexen Zusammenspiels der mechanischen Flügelkonstruktion mit der 3D-elastischen Haut, den Flügelsensoren und -Aktoren sowie der Feinabstimmung der Ansteuerungsalgorithmen wurde eine beeindruckende Performance der Fahrzeuge hinsichtlich der Propulsion und Manövrierbarkeit mittels Flügelschlagbetrieb erreicht:

- › Nach der Entwicklung einer Flügelschlagkinematik, mit der sich Roll-Lage und der Kurs des Fahrzeugs steuern lassen, wurde der Manta befähigt, mit reinem Flügelschlagantrieb (Tiefenkurssteuerung mittels Tail-Antrieb) 3-dimensional im Wasser zu navigieren und vorgegebenen 3D-Pfaden zu folgen. Ein Standardmanöver ist das Abtauchen von der Wasseroberfläche. Dabei erreicht der Manta schon nach 2-3 Flügelschlägen eine Tiefe von 3 m. Im „Kür-Programm“ wurden elegante Loopings und andere akrobatische UW-Flugmanöver erprobt, die die enorme Wendigkeit und präzise Steuerbarkeit der bionischen Manta-Fahrzeuge veranschaulichten. Wesentliche Fortschritte waren dabei insbesondere auch unseren Software-Entwicklern zu verdanken.
- › Mit beiden Antriebssystemen zusammen erreichen die bionischen Manta-Fahrzeuge derzeit eine Maximalgeschwindigkeit von ca. 4,5 km/h, wobei die Optimierungspotentiale für höhere Geschwindigkeiten noch nicht ausgeschöpft sind.
- › Die Flügelmechanik erwies sich als äußerst robust: Grund-, Wandberührungen sind unproblematisch, viele Dauerlastzyklen während des Experimentalprogramms wurden sowohl von den mechanischen Strukturen als auch von der 3D-elastischen Haut schadlos verkraftet. Es waren auch keine Ermüdungserscheinungen erkennbar.
- › Anfängliche vertikale Auf- und Ab-Bewegungen des Fahrzeugs beim Flügelschlag wurden durch Optimierungsmaßnahmen behoben. Dieses wurde erreicht, indem schrittweise Parameter wie Flügelprofilform, Flügelstrukturelastizität, Krafteinleitungspunkte, Ansteuerung etc. so abgestimmt wurden, dass die hydrodynamischen Anströmwinkel in einem sinnvollen Arbeitsbereich liegen.

Summa summarum bringen die Flügelschlagantriebe der Manta-Fahrzeuge folgende Anwendungsvorteile:

- › Energieeffizientes Erreichen des Zielgebiets, redundante Sicherheit bei Ausfall der Jetantriebe
- › Exzellente Manövrierfähigkeit (insbesondere auch in strukturierter Umgebung)
- › Präzise Konturfolge und bodennahe Missionen bei geringstem Grundabstand (bei dem die Jetantriebe bereits Sedimente ansaugen würden)
- › Bei alleiniger Nutzung der Jetantriebe fungieren Flügel und Schwanz (Tail) als großflächige Stabilisatoren und Steuerorgane. Diese ermöglichen präzise Kursfahrten mit akkurater Höhen- und Tiefenregelung, Kurvenflüge (mit aktiv gesteuerter Flügelverwindung) und auch komplexere 3D-Manöver auf engstem Raum (bis hin zu Loopings, Rollen etc.).



Abbildung 7 : Experimentelle Erprobung und Optimierung des Flügelantriebs mit dem M_0 - Manta im großen Sprungbecken des Olympiazentrums Berlin

KLEINSERIE M_1 - M_4

Die intensiven Erprobungen und iterativen Verbesserungen des ersten Testfahrzeuges M_0 führten zu wesentlichen neuen Erkenntnissen hinsichtlich der weiteren Systemoptimierung. Für die geplante Kleinserie M_{1-4} wurden zahlreiche Komponenten grundlegend überarbeitet und z.T. auch eigenständig komplett neu entwickelt. Zu den wichtigsten Neuentwicklungen gehörten u.a.: ultra-kompakte UW-Akkus mit integriertem Batterie-Management-System im seewasserfesten PU-Verguss, gravimetrische Energiedichte 183,7 Wh/kg (inkl. Kabel und UW-Stecker) - ein absoluter Spitzenwert für UW-Akkus; intelligente Spannungsverteiler; wireless Charger für die induktive Energieübertragung unter Wasser; UW-Servoantriebe und druckneutrale Positionssensoren; druckneutrale Hydro-jet-Antriebe und Vertikal-Thruster nebst Motorelektronik; smarte Greifer-Module und Andockvorrichtungen und das bereits erwähnte 6-Kanal Voraussichtsonar.

Parallel zur Komponentenentwicklung wurde mit dem Aufbau der vier neuen Experimentaltäger und der Systemintegration begonnen. Nach diversen Tests und Anpassungsmaßnahmen waren die Manta-Fahrzeuge M_1 - M_4 im Februar 2017 für das weiterführende Experimentalprogramm (Erprobung autonomer UW-Missionen) einsatzbereit.

ZUSATZSYSTEME

Zur Absicherung der Navigation und Kommunikation bei autonomen UW-Missionen wurde eine USBL-GPS-Funk-Boje entwickelt, die als Schnittstelle zwischen dem Über- und Unterwasser-Bereich fungierte. Die Boje wurde jedoch alsbald durch ein autonomes Oberflächenfahrzeug (Sonobot von EvoLogics) ersetzt, das mit einer ausklappbaren USBL-Antenne ausge-

stattet und so programmiert wurde, dass es dem Manta-AUVs in kurzer Distanz eigenständig folgen konnte (Abb. 8). Mit ihren USBL-Modems können sich die Fahrzeuge wechselseitig orten und kommunizieren, wobei der Sonobot mit seinem D-GPS die Georeferenzierung übernimmt, d.h. fortlaufend die Absolut-Koordinaten des AUVs berechnet und sie diesem mitteilt. Über die Funkverbindung können sämtliche Prozesse von Land aus kontrolliert und ggf. auch interaktiv gesteuert werden.



Abbildung 8: Autonome UW-Mission eines bionischen Manta-Fahrzeugs mit Sonobot (ASV) als mitfahrende USBL-GPS-Plattform

INTELLIGENTE AUSSETZ- UND BERGEVORRICHTUNG (I-LARS) UND UW-DOCKINGSTATION

Auf See sind das Aussetzen und insbesondere das Bergen von AUVs bei Wind und Wellen oft sehr schwierig. In der Technik wird dieses Problem mit z.T. sehr aufwendigen Hilfsystemen (LARS) gelöst. Im BOSS-Projekt haben wir einen einfacheren Weg gefunden, indem wir die Prozeduren kurzerhand in die Tiefe verlegten. Da die Manta-AUVs mit ihrem USBL-Modem andere akustische Modems exakt orten und auf Kommando zielgenau ansteuern können, mussten wir (im Prinzip) nur ein solches Modem an ein langes Kabel hängen und mit einem passenden Halteelement ausstatten, um den Manta herbeizurufen und daran andocken zu lassen. Für diesen Zweck erhielten Sie einen speziellen Greifapparat mit seitlich ausklappbaren Führungselementen und einem selbstriegelnden Doppelhaken (Abb. 9). Der gesamte Mechanismus wird vom Greifermotor aufgespannt und schnappt eigenständig zu, sobald das Halteelement in die zentrale Befestigungsmulde gelangt. Danach genügt ein einfacher Kran, um das Fahrzeug an die Oberfläche und an Bord zu ziehen. Diese einfache Lösung haben wir als „akustische Angel“ bzw. i-LARS bezeichnet, wobei das „i“ für die Nutzung der bordeigenen Intelligenz der bionischen Manta-AUVs steht.

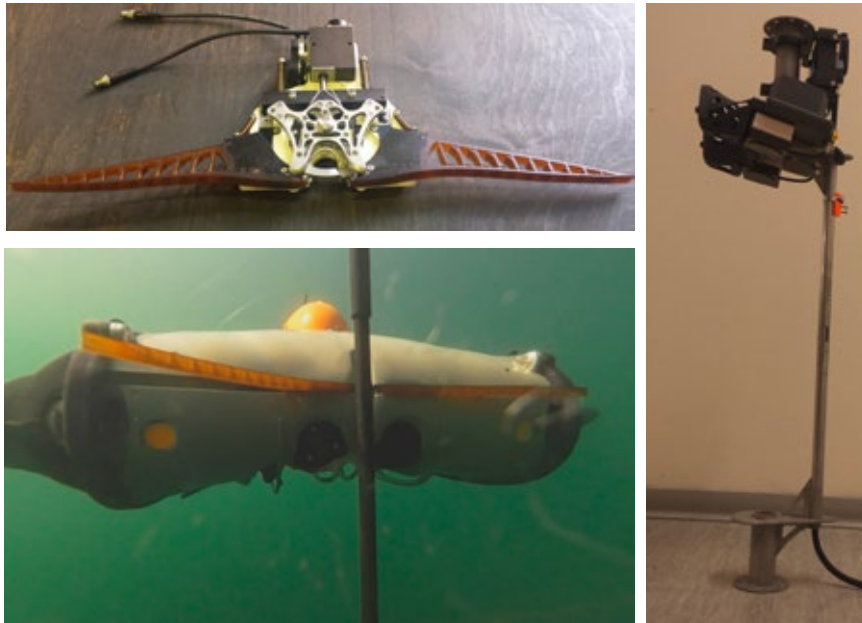


Abbildung 9: Links : Greifapparat des Manta-Fahrzeugs und autonomes Andockmanöver mit ausgefahrenen Fin-Ray Führungen, rechts: Andocksegment der UW-Dockingstation

Dasselbe Prinzip wird bei der UW-Dockingstation genutzt, wobei das Andocksegment hier neben dem Modem noch ein zusätzliches Lichtleitsystem, die induktive Ladevorrichtung, das Modem für die Hochgeschwindigkeitsdatenübertragung und eine UW-Kamera für die Fahrzeuginspektion enthält (Abb. 9, rechts). Die experimentelle Erprobung erfolgte in Kombination mit einem von Sea & Sun entwickelten Einleiterkabel-System für die parallele Energieversorgung und Datenkommunikation, so dass keine voluminösen Zusatzgerätschaften (Energiespeicher etc.) benötigt wurden.

Nach mehreren Übungsläufen funktionierten die autonomen Andockmanöver mit solcher Präzision, dass auf das Lichtleitsystem verzichtet werden konnte. Zum Abkoppeln wird der Greifermotor erneut betätigt, womit sich der Doppelhaken öffnet und formschlüssig in die Rumpfkantur zurückklappt.

BOSS-GESAMTSYSTEM

Nach den Einzelerprobungen konzentrierte sich die letzte Phase des Projektes auf das transmedial vernetzte Zusammenspiel von mehreren autonomen Robotern im Gesamtsystem-Verbund. Dabei wurden essentielle Grundlagen für das kooperative Verhalten und die koordinierte Durchführung von Basismanövern für künftige Schwarm-Missionen entwickelt. Abb. 10 zeigt exemplarisch eine Formation mit drei Manta-AUVs und einem Oberflächenroboter, die mit vorgegebenen Abständen einen gemeinsamen Kurs fahren. Dabei ermöglicht die transmedial vernetzte Kommunikation und Navigation die zeitsynchrone und georeferenzierte UW-Messwerterfassung.



Abbildung 10: Autonome Schwarm-Operation mit 3 Manta-AUVs und einem mitfahrenden ASV; links: UW-Startvorbereitung, rechts: Formationsflug, Luftaufnahme mittels Flugdrohne

FAZIT UND AUSBLICK

Die Ergebnisse des BOSS-Projektes haben die innovativen Ansätze aus der Meeresbionik bestätigt, die technische Umsetzbarkeit belegt und die Erwartungen zum Teil noch übertroffen. Die Realisierung zwang zum radikalen Neudenken, was dann noch weitere Entwicklungsschübe auslöste.

Die regelmäßigen Publikationen, Fachvorträge, Videopräsentationen und Live-Vorführungen der BOSS-Systemtechnik haben in der Fachcommunity und Öffentlichkeit im In- und Ausland starke Beachtung gefunden und zahlreiche Anwendungsinteressen geweckt. Interessante Einsatzmöglichkeiten für verschiedene Inspektions-, Vermessungs- und Monitoring-Aufgaben in der Meeresforschung, Offshore-Technik, Umweltüberwachung und maritimen Sicherheit sind in Diskussion.

Doch darf der bravouröse Auftakt nicht darüber hinwegtäuschen, dass wir noch ganz am Anfang einer neuzeitlich naturkonformen Technikentwicklung stehen, die bionischen Manta-Rochen grad erst schwimmen gelernt haben, noch juvenil und störanfällig sind und auch nur für erste Experimente im flachen Wasser ausgelegt wurden. Nun müssen weitere Grundlagenentwicklungen folgen, um die BOSS Systemtechnik für reale Meeresbedingungen einsetzbar zu machen und nach Möglichkeit auch tiefseefähig. Dann können die Potentiale genutzt und die avisierten Märkte erschlossen werden.

Das wirtschaftliche Ziel der beteiligten Industriepartner ist, die innovative BOSS-Systemtechnik später arbeitsteilig zu fertigen und gemeinsam zu vermarkten. Es bestehen gute Chancen, damit an die Spitze des maritimen Weltmarktes vorzustoßen.

DANKSAGUNG

Die Autoren danken den Mitarbeitern des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) sowie des Projektträgers Jülich (PTJ) für die finanzielle Förderung und administrative Unterstützung des Verbundprojektes „BOSS – Bionic Observation and Survey System“.

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX394

H. STRECKWALL (HAMBURGISCHE SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT)
T. LUECKE (HAMBURGISCHE SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT)
Y. XING-KAEDING (HAMBURGISCHE SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT)
T. GOEDICKE (MECKLENBURGISCHE METALLGUSS GMBH)
R. CORREA (MECKLENBURGISCHE METALLGUSS GMBH)

EINLEITUNG

Die HSVA und MMG wirken in dem europäischen Verbundbünd-Projekt 'INRETRO' mit. Das Projekt wird als ERA-NET MARTEC Vorhaben national gefördert.

Um eine Leistungsprognose für ein neues Schiff und den zum Rumpf und zum Fahrprofil passend entworfenen Propeller zu erstellen, werden i.a. Modellversuche durchgeführt und ausgewertet. INRETRO hat zum Ziel, die Auswertung dieser Experimente numerisch zu unterstützen. Die Interpretation und die Skalierung der Testergebnisse sollen davon profitieren.

Im Propulsionsversuch wirken Schiffsmodell, Modellpropeller und die freie Wasseroberfläche in einer Weise zusammen, die man als 'geometrisch ähnlich' mit der Großausführungssituation bezeichnen kann. Zur Unterstützung der Auswertung kommen üblicherweise Tests hinzu, die das Verhalten von Rumpf und Propeller isoliert untersuchen. Die Kraft- und Momentmessungen aus der Propulsion bleiben zwar bestehen, jedoch erhält man eine bessere Basis zwecks Interpretation und Skalierung der Modell-Propulsion.

Um die Propulsion mit dem Widerstand (Rumpf allein) und der Freifahrt (Propeller allein) zu korrelieren, werden die folgenden 'kleinen Ziffern' abgeleitet und dokumentiert: die Sogziffer t , die Nachstromziffer w und der 'Gütegrad der Anordnung' n_R . Die letztere (n_R) soll die Qualität der Abstimmung des Propellers auf die Propulsions-Aufgabe bewerten und steht für INRETRO im Vordergrund.

FREIFAHREBERECHNUNGEN FÜR CPP 1304

Konkret vergleicht n_R die Leistungen am Propeller in Propulsion und Freifahrt unter Schub- und Drehzahl-Identität. Will man die Interpretation dieser 'kleinen Ziffern' numerisch nachvollziehen, ist es sinnvoll, mit Freifahrtberechnungen zu beginnen. Im Vorhaben diente der Propeller CPP 1304, der in der Potsdamer Versuchsanstalt (SVA) ausführlich experimentell untersucht wurde (vgl. [1]), als Vorlage für numerische Freifahrt-Analysen. Abbildung 1 zeigt die Versuchs-Anordnung.

Bei der Umsetzung der Freifahrt in ein RANS-Modell kann man sich für zwei unterschiedliche Vorgehensweisen entscheiden. Man kann einerseits ein einziges starres Netz um

Welle und Propeller herum aufbauen und als rotierendes System analysieren. Man kann alternativ zwei Netze erstellen, ein äußeres feststehendes Netz und lokal um den Propeller herum einen inneren rotierenden Bereich. In der Analyse wird die Rotation des inneren Bereiches simuliert, indem dieser schrittweise bewegt wird. Die Flächen, an denen die Zellstrukturen aneinander grenzen, sind ‚Sliding Interfaces‘.

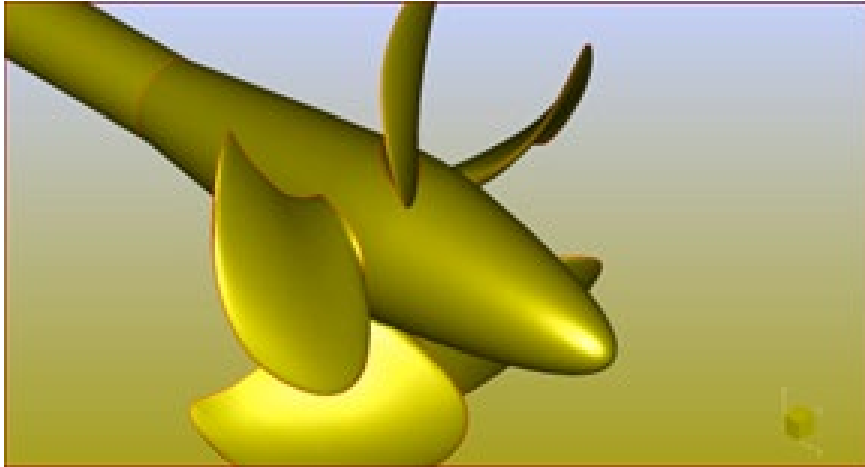


Abbildung 1: Gegenstand der Freifahrt-Berechnungen: CPP 1304. Die Nabe läuft wie üblich stromaufwärts in eine Zulaufhaube aus.

Die letztgenannte auf ‚Sliding Interfaces‘ basierende Vorgehensweise ist für den rotierenden Propeller hinter dem Schiff vorzuziehen. Die Wechselwirkung mit dem Rumpf wird ohne Vereinfachungen und deshalb zweifelsfrei abgebildet. Bei den RANS-Analysen zur Freifahrt bestand die erste Aufgabe darin, den ‚Sliding Interface‘-Ansatz zu validieren. Dabei waren nicht nur die Vergleiche mit der Messung relevant. Auch ein RANS/RANS Abgleich mit der Vorgehensweise, ein komplett rotierendes System zu verwenden, ist im Freifahrtfall möglich. Dieser RANS/RANS-Vergleich fiel für den Propeller CPP 1304 sehr zufriedenstellend aus (siehe Abbildung 2).

Die erste Herausforderung ergab sich, als der Vergleich RANS/Messung anstand. Es erwies sich als notwendig, sowohl bei der Rechnung als auch seitens der Messung auf Werte für Kraft und Moment zurückzugreifen, welche die Summe aus Flügel- und Naben-Beitrag erfassen. Der für CPP 1304 vorliegende Satz experimenteller Daten ließ einen solchen Vergleich tatsächlich zu, da sie auch reine, unkorrigierte Messwerte enthielten.

Da gemessene Freifahrt-Daten vornehmlich in die Auswertung des Propulsions-Versuches einfließen sind i.a. korrigierte Messwerte relevant und dokumentiert. Die Schlussfolgerung, diese korrigierten Daten als isolierte Beiträge der Propellerflügel zu identifizieren und eine RANS-Validierung auf den Vergleich der Flügel-Kräfte und Momente aufzubauen, kann irreführend sein. Aus Abbildung 3 geht hervor, dass die Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen Freifahrt-Schubbeiwerte K_T vorteilhafter ausfällt, wenn die unkorrigierten

Messungen herangezogen werden. Stellt man die isolierten Beiträge der Propellerflügel den Naben-korrigierten Messwerten gegenüber, wird die Übereinstimmung schlechter.

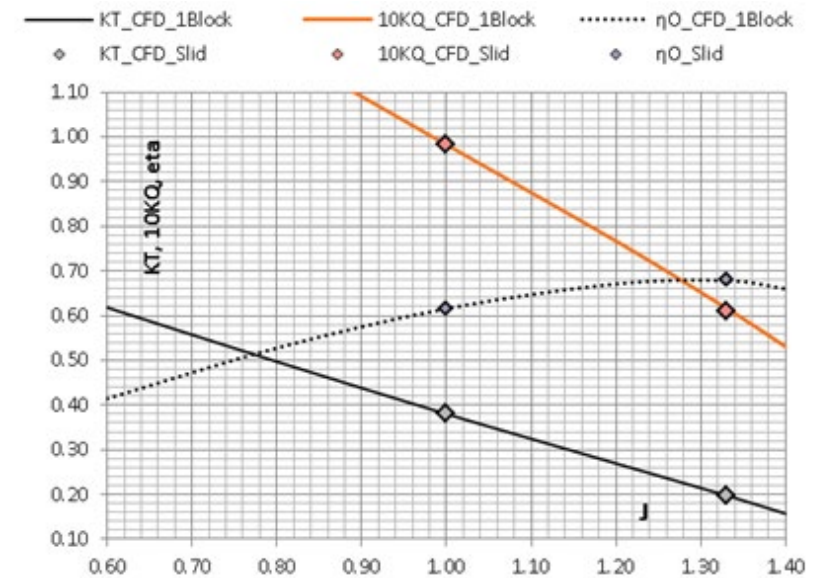


Abbildung 2: Berechnete Freifahrtwerte im Vergleich. ‚1Block‘ für die Variante mit komplett rotierendem Netz und ‚Slid‘ für ‚Sliding Interface‘-Ansatz

Entsprechend den Vorgaben, die der SVA Website in der Rubrik ‚ITTC Benchmark Propeller-Scaling‘ zu entnehmen sind wurde auch eine Großausführungs-Variante des Propellers CPP 1304 berechnet. Wir wichen von den Vorgaben zur Oberflächen-Rauigkeit am Propeller ab, indem auch der große Propeller ‚hydraulisch glatt‘ analysiert wurde (vorgegeben waren $10 \mu m$). Im Modellfall wurde die Auflösung der laminaren Unterschicht sichergestellt. In der Großausführung wurde der Abstand des Mittelpunktes der Wandzellen auf ca. $y^+ = 10$ gesetzt.

Wie Abbildung 4 zu entnehmen ist, zeigt die berechnete Großausführungs-Freifahrt - wenn verglichen mit der berechneten Modell-Freifahrt - einen Effekt, den man mit herkömmlichen Skalierungs-Methoden kaum nachbilden kann. Laut RANS-Resultat besteht für den Schubbeiwert K_T ein größerer ‚Skalierungsbedarf‘ als für KQ . Der in Abbildung 4 nicht dargestellte Freifahrt-Wirkungsgrad η_o verhält sich hingegen so, wie auch traditionellen Skalierungs-Methoden es voraussagen würden.

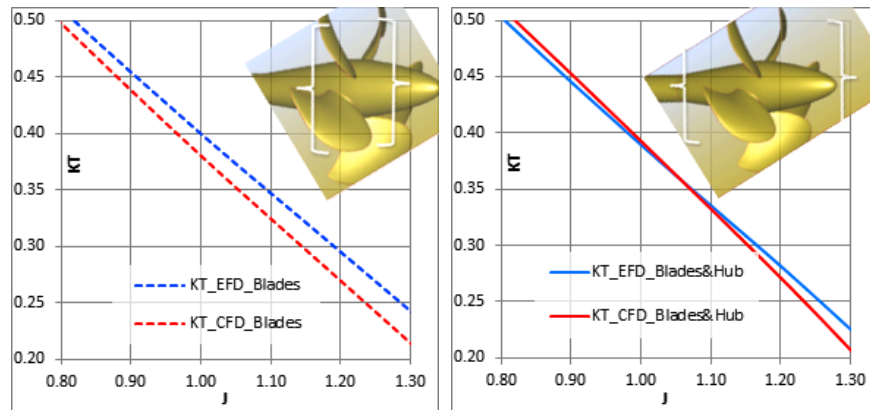


Abbildung 3: Für CPP 1304 berechnete Freifahrt-Schubbeiwerte K_T im Vergleich zu Werten, die den Messungen entnommen sind. Rechts fließen sowohl Flügel- als auch Nabenkräfte ein (CFD_Blades&Hub vs EFD_Blades&Hub), links tragen nur die Flügel bei (CFD_Blades vs EFD_Blades). EFD_Blades&Hub steht für reine Messwerte; EFD_Blades für korrigierte Messwerte.

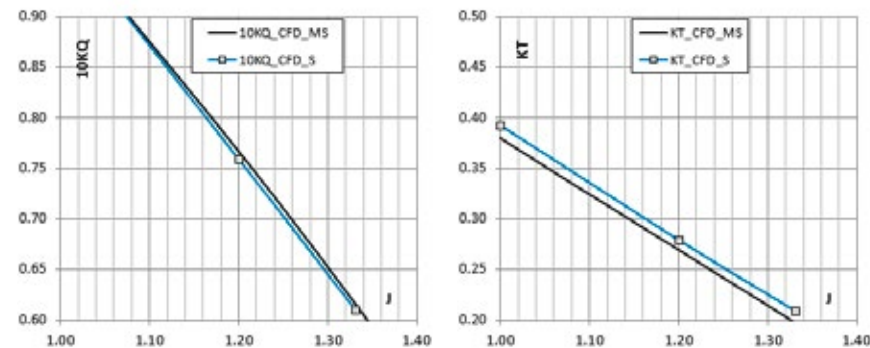


Abbildung 4: K_T -Unterschiede im Vergleich zu K_Q -Differenzen bei berechneten Modell- (MS) und Großausführungs-Freifahrten (S) für CPP 1304

PROPELLER CPP 1304 BEI SCHRÄGANSTRÖMUNG

Der Propeller 1304 wurde im Schlepptank der SVA auch mit geneigter Welle getestet. Die Wellenneigung betrug 12° , die Freifahrt-Drehzahl wurde übernommen ($n=15$ Hz) und auch die geometrischen Details im Bereich der Nabe blieben gleich. Letzteres erleichterte die numerische Umsetzung dieser Strömungssituation.

Die Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Beiwerte K_T und K_Q fällt für die Schräganströmung vorteilhafter aus (Abbildung 5, links). Mit dem schräg angeströmten CPP 1304 liegt prinzipiell ein Propulsionsähnlicher Zustand vor, dem man ein n_r zuordnen kann. Für die Fortschrittsgrade $J=1.0$ und $J=1.2$ liegt das numerische n_r sehr nahe bei 1.0, was nahezu gleicher Leistung bei Schubidentität entspricht (Abbildung 5, rechts). Bemerkenswert ist dabei das stark Sinus-förmige Verhalten des Einzelflügel-Schubes während einer Umdrehung (bei $J=1.2$ mit Ausschlägen nach oben und unten von mehr als 50% des Mittelwertes).

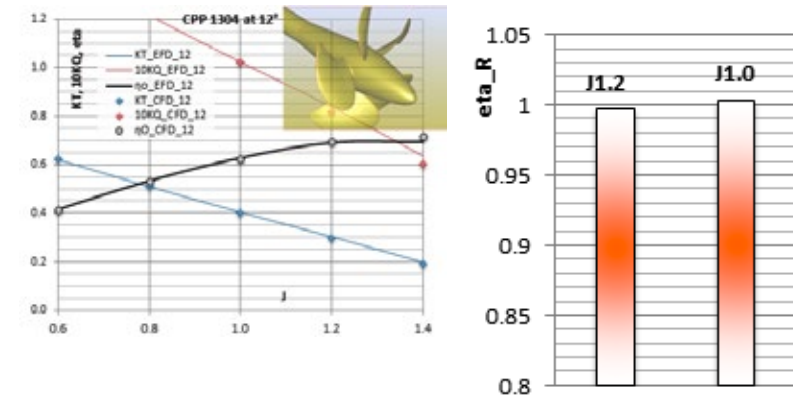


Abbildung 5: Für CPP 1304 berechnete Beiwerte K_T und K_Q unter 12° Schräganströmung im Vergleich mit dem Experiment (links, $n=15$ Hz) sowie n_r aus dem Vergleich mit der Freifahrt für $J=1.2$ und $J=1.0$ (rechts)

PROPELLER CPP 1304 HINTER EINEM ROTATIONSKÖRPER

Traditionell erfolgt die Anpassung eines Propellers an die Nachstromsituation unter der Voraussetzung einer idealisierten Strömungsumgebung. Vereinfachend wird das aktuelle Nachstromfeld auf die axiale Komponente reduziert $u(r, \varphi)$, von der nach einer Umfangs-Mittlung nur noch ein $u(r)$ zu betrachten bleibt.

Um diese vereinfachte Zuströmung in einer Propulsions-Rechnung umzusetzen, wurde ein Rotationskörper definiert und vor dem Propeller CPP 1304 positioniert. So konnte nicht nur die Reaktion des CPP 1304 auf einen idealisierten Nachstrom betrachtet werden, sondern auch eine idealisierte Rumpf-Propeller Wechselwirkung (vergl. [2]). Bei vorgegebener Geschwindigkeit wurde hier kein Kräftegleichgewicht zwischen Körper-Kraft und Propellerschub gefordert. Die Tabelle 1 zu entnehmende Kombination Geschwindigkeit/Drehzahl ist so abgestimmt, dass der Propeller in der Nähe seines Entwurfspunktes bleibt.

Auch in diesem Fall erwiesen sich die Nabenkräfte als erheblich. Bei $K_T=0.35$ ergab sich eine Schub-Veränderung um ca. 3%, je nachdem, ob Nabenkräfte eingingen oder nicht (größeres K_T im letzten Fall). Während ein Vergleich isolierter Flügelkräfte aus gerechneter Propulsion und Freifahrt ein $n_r=1.03$ ergab, reduzierte die Nabenkraft n_r auf fast exakt 1.0.

Zum Vergleich von Nachstrom und Sog wurde für die Körperoberfläche auch die Einstellung ‚reibungsfrei‘ betrachtet (siehe Tabelle 1; vergl. Abbildung 6). Wie erwartet ergab sich eine unterschiedliche Nachstromziffer w , die ja den Verzögerungsgrad der Strömung zum Propeller verglichen mit der freien Strömung ausdrückt (vergl. Tabelle 1). Dieses Verhalten korreliert mit den Geschwindigkeits-Profilen aus der reinen Widerstands-Rechnung, wie sie Abbildung 6 zu entnehmen sind.

Tabelle 1: CPP 1304 (D=250 mm) am Rotationskörper

	'Reibungs-behaftet'	'reibungsfrei'
V [m/s]	4.99	4.99
n [1/s]	15	15
w	0.21	0.09

Wie Abbildung 7 zeigt, unterscheiden sich die berechneten Schübe (T) des Propellers am Rotationskörper je nach gewählter Drehzahl und Zustand der Körperoberfläche (linkes Diagramm). Unter den verschiedensten Bedingungen ergibt sich für die Sogziffer $t=(T-R_t)/T$ ein stets ähnliches Resultat (R_t für die Axialkraft am Körper im Widerstands-Modus).

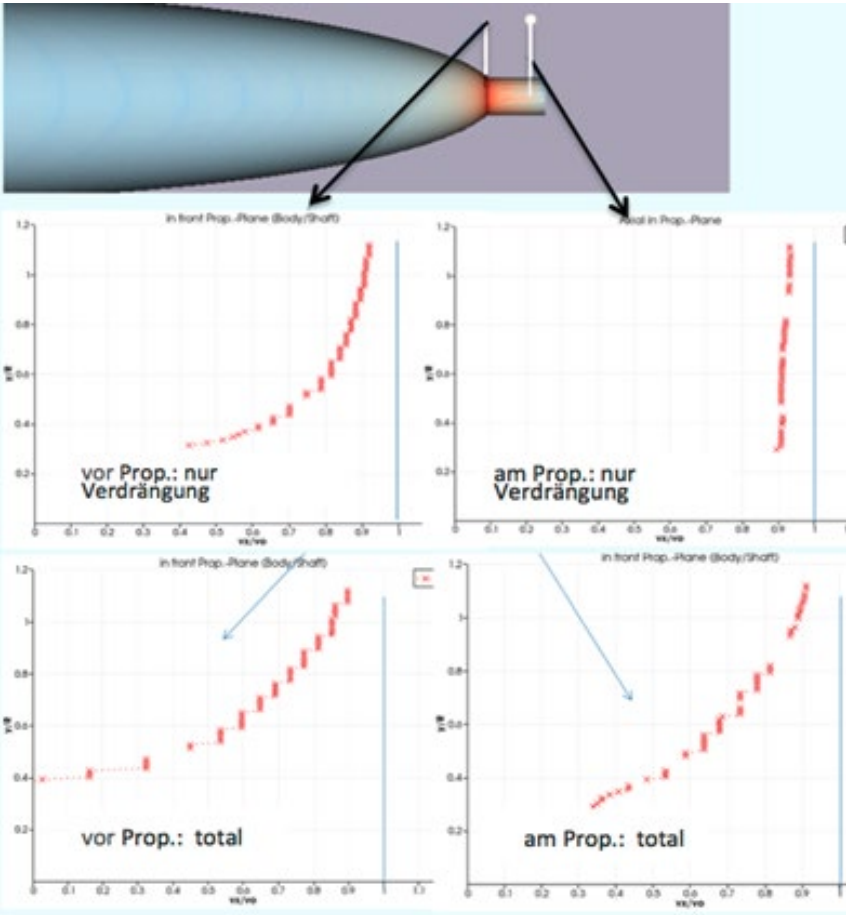


Abbildung 6: Die radialen Profile der Zuströmung zum Propeller in 2 Ebenen (linke Diagramm-Spalte: vor dem Propeller; rechte Spalte: am Propeller) unter 2 Varianten des Reibungs-Einflusses (obere Diagramm-Reihe: ohne Reibung d.h. nur Verdrängungswirkung; untere Reihe: mit Reibung)

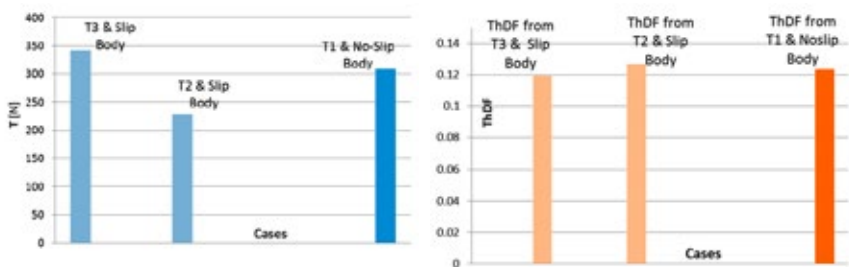


Abbildung 7: Schübe (T) des Propellers am Rotationskörper je nach gewählter Drehzahl und Zustand der Körperoberfläche (,T-Slip' vs ,T-No-Slip', links). Zugehörige Sogziffer t (,ThDF') bleibt nahe bei $t=0.12$ (rechts).

PROPELLER CPP 1304 ALS PROPULSOR FÜR EINEN ZWEISCHRAUBER

Im Rahmen des Projektes INRETRO wurde eine gemeinsame Studie zur numerischen Propulsion eines Zweischaubers durchgeführt. Es kamen die RANS-Codes ,FreSCo+' (näheres zum Code siehe [3]) und ,Fluent' zum Einsatz. Das DTMB (David Taylor Model Basin) Modell 5415 wurde hierzu mit dem Propeller CPP 1304 kombiniert. Diese Kombination ist hypothetisch, der Propeller CPP 1304 erwies sich jedoch für diesen schnellen Zweischauber als durchaus passend. Die Rumpfform, die Form und Anordnung der Anhänge sowie die Lage der Propeller zeigt Abbildung 8.

Für das Manövrierverhalten des Modells DTMB 5415 existieren umfangreiche experimentelle und numerische Resultate (vergl. z. B. [4]), der reine Propulsions-Zustand wurde hingegen selten getestet. Schübe und Momente für einen ursprünglich für das Schiff vorgesehenen Propeller findet man in [5]. Für die numerische Analyse der Kombination DTMB 5415/CPP 1304 mit ,FreSCo+' und ,Fluent' wurden über die Froude-Zahlen 0.28 und 0.41 zwei Geschwindigkeiten vorgegeben (siehe auch [6]). Das vorhandene CAD Modell für Rumpf und Anhänge wurde um den entsprechend skalierten und passend positionierten (inkl. Anpassung an die Wellenneigung) Propeller CPP 1304 ergänzt. Der Anschluss des rotierenden Propellers an das zylindrische Ende des Wellenbocks wurde jedoch nicht genauer spezifiziert.

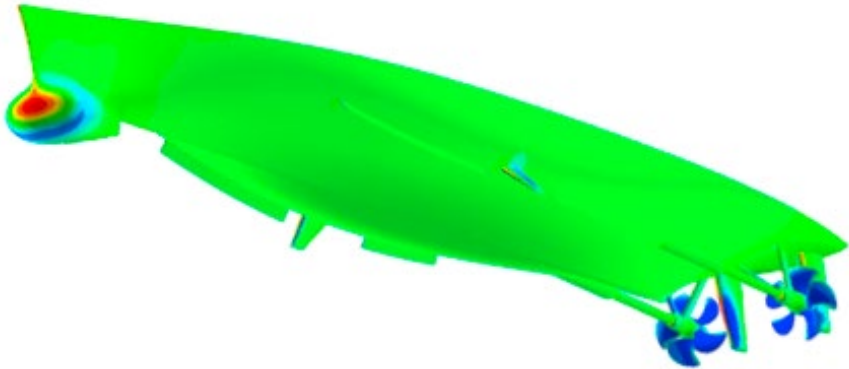


Abbildung 8: DTMB 5415 kombiniert mit Propeller CPP 1304

Mit ‚FreSCo+‘ wurde dieser Übergang zunächst in einer Variante ohne Spalt betrachtet. Die ‚Fluent‘-Analysen schlossen von vorn herein einen komplett durchgängigen Spalt zwischen Propeller und Wellenbock-Ende ein. Den gegebenen Abmessungen der Propellernabe entsprechend lag dieser Spalt sehr nahe an den Wurzeln der Flügel. Der sich aus der ‚Fluent‘-Analyse ergebende Propellerschub zeigte eine starke Sensitivität hinsichtlich dieses Details. Der Beitrag der Nabenseitigen Spaltfläche zum Gesamtschub des Propellers (generiert durch Flügel, Nabe, Ablaufhaube und Spaltfläche) betrug typisch 7%. Die Wellenbock-seitige Spaltfläche erhöhte die Gesamtkraft am Rumpf ebenfalls um ca. 7%.

Um einen vergleichbaren Aufbau nachzubilden und vielleicht noch der experimentellen Situation ein wenig näher zu kommen, wurde mit ‚FreSCo+‘ anschließend die Propulsion auch inklusive Spalt simuliert. Im Zentrum wurde der Spalt geschlossen um eine Antriebswelle zu berücksichtigen. Wie in den ‚Fluent‘-Resultaten änderte sich der Propellerschub erheblich, wenn man zu den Flügel- und Naben-Kräften auch noch die Kraft im Spalt hinzunahm. Entsprechend gab es mehrere Optionen, den Schub zu definieren für den aus der Freifahrt ein zugehöriges Moment zu entnehmen wäre das letztlich n_R definiert. Ein typisches Beispiel für die sich einstellenden n_R -Varianten zeigt Abbildung 9.

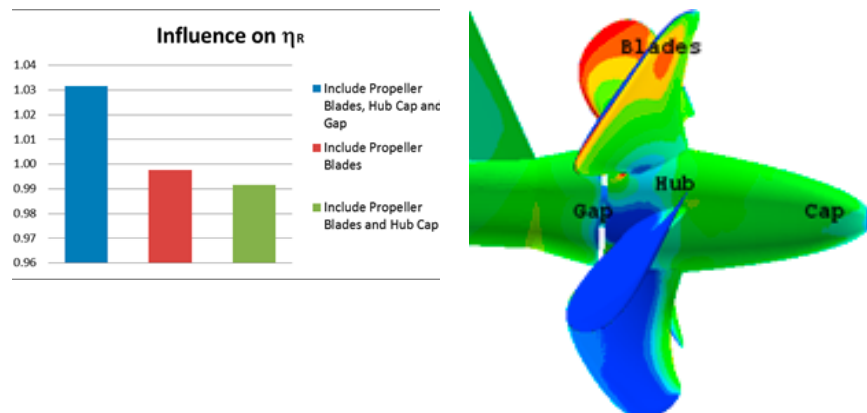


Abbildung 9: ‚FreSCo+‘-Ergebnisse für η_R bei Berücksichtigung des Spaltes in Abhängigkeit von der ‚Zusammenstellung‘ des Schubes (DTMB 5415/CPP 1304, Modellmaßstab, auswärts schlagende Propeller, $n=12.10$ [1/s], $F_n=0.41$).

Im Zweischauber-Fall wurde zur Ermittlung des Propulsions-Punktes ein effizienter Weg eingeschlagen. Der Doppelkörper als Näherung für die freie Oberfläche und eine numerischen Variante der ‚Britischen Methode‘ kennzeichnen diese Vorgehensweise. Es wurden 2 Drehzahlen spezifiziert und analysiert, die vorzugsweise etwas mehr und etwas weniger als den zur Propulsion benötigten Schub liefern. Für den Doppelkörper wandert die angestrebte Differenz zwischen aktuell ermittelter Rumpfkraft F_x und Propellerschub T um den Betrag des Wellenwiderstandes R_w in den negativen Bereich. Bei der Simulation eines Propulsions-Versuches ist der Reibungsabzug F_D zusätzlich in der Bilanz $F_x - T$ zu berücksichtigen. Der ‚Sollwert‘ von $F_x - T$ erhöht sich wieder um F_D d.h. $F_x - T = F_D - R_w$.

Für die Kombination DTMB_5415/CPP_1304 zeigt Abbildung 10 die Resultate einer ‚Fluent‘-Analyse bestehend aus T (= ‚Thrust‘) und $F_x - T$ für 2 Drehzahlen (hier 11.72 [1/s] und 12.88 [1/s]) jeweils gültig für einen Propeller und eine Schiffshälfte. Der Propulsions-Punkt liegt hier nach ‚Fluent‘-Analyse bei $T=93.04$ N, $n=12.6$ [1/s].

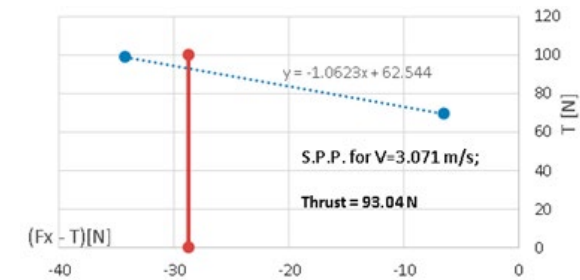


Abbildung 10: Propulsionspunkt numerisch ermittelt bei Vorgabe von 2 Drehzahlen. Der Propulsions-Schub T ist nach der Analyse aus einem Diagramm T vs $F_x - T$ zu entnehmen (‚Fluent‘-Resultat für DTMB 5415 / CPP1304, Modell-Maßstab).

In dem Projekt INRETRO soll die numerische Herleitung von n_R auf möglichst einfache Weise erfolgen. Eine Idee ist, K_T und K_Q einer Rechnung zu entnehmen, die den Propeller reibungsfrei betrachtet entsprechend eines Tausches der ‚Non-Slip Wall‘-Bedingung gegen die ‚Slip Wall‘-Option. Man hätte dann z. B. beim Vergleich der Propeller-Kräfte und Momente aus Freifahrt und Propulsion nicht mehr sicherzustellen, dass alle Turbulenz-Optionen konsistent gesetzt wurden. Die Gegenüberstellung der n_R -Resultate für die Kombination DTMB5415/CPP1304 ergibt bei festgehaltener Drehzahl alternative n_R -Resultate mit weniger als 1% Unterschied. Eine Drehzahl-Änderung von 1 Hz führt – bei festgehaltener Methodik – zu fast der gleichen prozentualen Änderung von n_R .

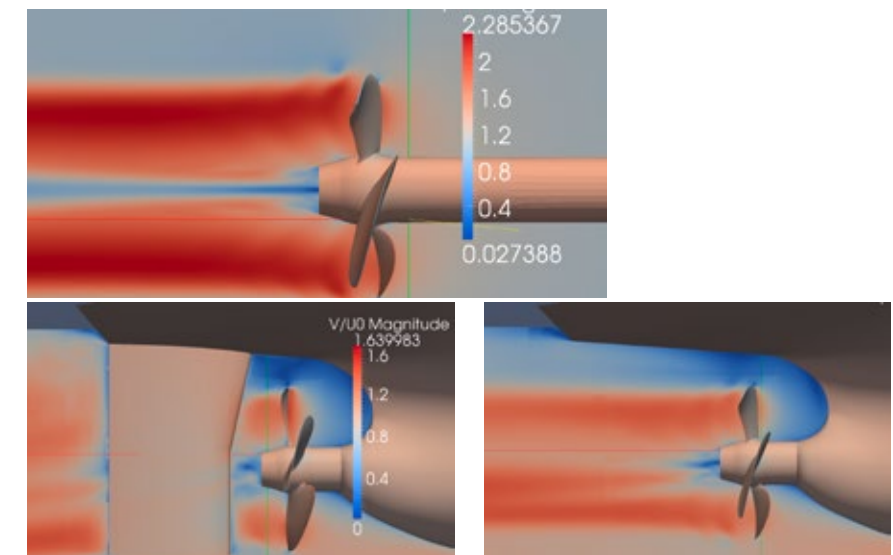


Abbildung 11: ‚FreSCo+‘-Ergebnisse für die normierte Geschwindigkeit V/U_0 in der Mittschiffs-Ebene des ‚Nawigators‘ ($V_s=11$ kn, oben links ohne Ruder, oben rechts mit) und für Freifahrtbedingungen (unten).

EIN EINSCHRAUBER IN DER NUMERISCHEN PROPULSION

Als Einschrauber-Testfall diente das Modell des polnischen Forschungsschiffes, Nawigator XXI'. Im Rahmen des INRETRO-Projektes wurde der ‚Nawigator XXI‘ nicht nur Bestandteil numerischer Untersuchungen, sondern auch Gegenstand von Modellversuchen im Schlepptank der HSVA. Letztere erfolgten mit einem bei der polnischen Versuchsanstalt CTO verfügbaren Modell.

Die numerische Propulsion betrachtete den Einschrauber nach dem Doppelkörper-Ansatz. Wellenwiderstands-Anteile konnten – ebenso wie Reibungsabzüge – den im Vorfeld bei CTO erfolgten Schlepptank-Tests entnommen werden. Am ‚Nawigator‘ wurde insbesondere der Einfluss des Ruders auf das Propulsions-Verhalten des Propellers studiert (siehe auch [2]). Es wurde analysiert, welcher numerische η_R -Wert sich mit und ohne Ruder einstellt. Abbildung 11 visualisiert die in Propulsion bzw. Freifahrt zu berechnenden Situationen. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass eine numerische Freifahrt im ‚reversed mode‘ aufgestellt und ausgewertet wurde. Die Nabe geht stromaufwärts in einen langen Zylinder über, der eine ‚Slip Wall‘-Randbedingung erhält während der Aufbau hinter den Flügeln dem Propulsionszustand entspricht. Bei der Bestimmung von η_R wird so ein ‚Orientierungs-Effekt‘ ausgeschlossen, der sich in einem experimentell bestimmten η_R i.A. niederschlägt. Die sich in diesem Fall einstellenden ‚kleinen Ziffern‘ sind Tabelle 2 zu entnehmen (diverse n sowie w und t). Die Hinzunahme des Ruders hat auf alle ‚kleinen Ziffern‘ einen erheblichen Effekt, die Änderung von η_R fällt mit 1.8 % noch am geringsten aus.

Auch beim Einschrauber wurde die Idee verfolgt, eine alternative Herleitung von η_R umzusetzen, indem ‚Slip Wall‘ auf alle dem Propeller zuzuordnenden Flächen vorgegeben wird. Schübe und vor allem Momente würden sich ändern, aber idealerweise für Freifahrt und Propulsion in gleichem Masse, sodass η_R unverändert bliebe. Wie sich K_T und K_Q aktuell in der Freifahrt verhalten zeigt Abbildung 12. Insbesondere fällt das K_Q aus der ‚Slip Wall‘-Rechnung um einige Prozent niedriger aus. Entsprechendes gilt auch für die ‚Slip Wall‘-Rechnung unter Propulsionsbedingungen. Tabelle 3 zeigt die ‚ohne Ruder‘ analysierte Variante im Vergleich mit den Werten aus Tabelle 2. Die mit dem Freifahrtwirkungsgrad η_0 korrelierten η_D und η_B ändern sich entsprechend stark. Der Einfluss der ‚Slip Wall‘-Bedingung auf das η_R -Ergebnis beträgt immerhin 2.2%. Abbildung 13 zeigt die mit ‚Open-Foam‘ gefundenen η_R -Werte in Abhängigkeit von der betrachteten Propulsions-Drehzahl und der Drehzahl der zugrunde gelegten numerischen Freifahrt.

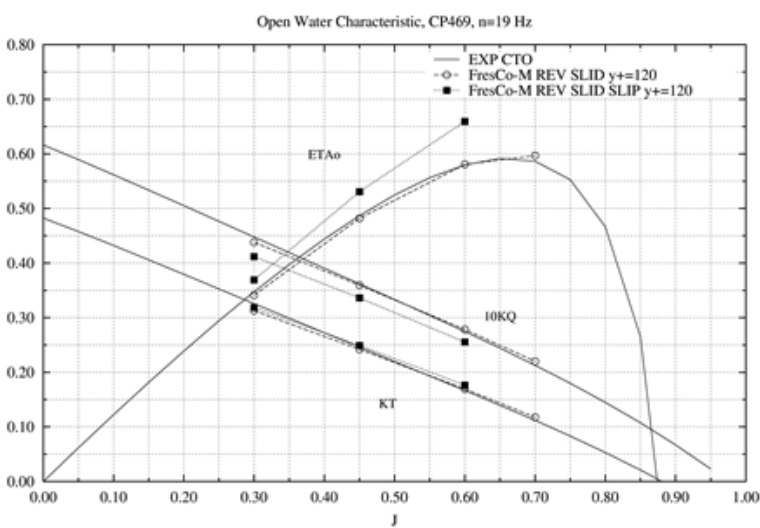


Abbildung 12: Vergleich gerechneter Freifahrten mit dem Experiment. ‚SLID‘ für die Umsetzung der Rotation, ‚SLIP‘ für Unterdrückung der Oberflächenreibung

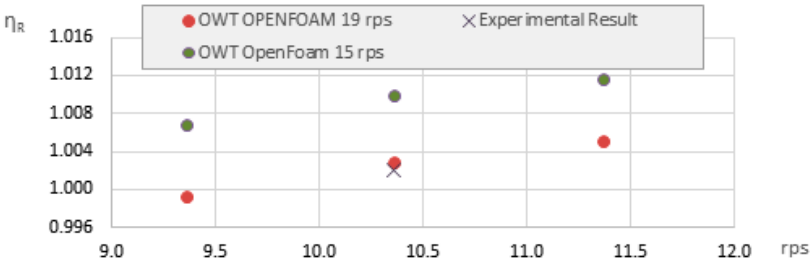


Abbildung 13: ‚Open Foam‘-Ergebnisse zur Variation von η_R mit der Propulsions-Drehzahl (‚rps‘) und der Drehzahl der zugrunde gelegten numerischen Freifahrt

Tabelle 2: Details zum Einfluss des Ruders auf die ‚kleinen Ziffern‘ (11 kn Fall, am Propeller ‚Non-Slip Wall‘ in Freifahrt und Propulsion)

	KT0	10KQ0	etaD	eta0	etaR	etaB	etaH	n[Hz]	w_eff	t
ohne	0.232	0.348	0.601	0.5	0.997	0.498	1.207	10.548	0.372	0.242
mit Ruder	0.245	0.363	0.62	0.476	1.015	0.484	1.283	10.4325	0.416	0.251
Diff. [%]	5.6 %	4.3 %	3.2 %	-4.8 %	1.8 %	-2.8 %	6.3 %	-1.1 %	11.8 %	3.7 %

Tabelle 3: Die ‚kleinen Ziffern‘ im Vergleich ‚Non-Slip Wall‘/‚Slip Wall‘ für den Fall ‚ohne Ruder‘ (11 kn)

	KT0	10KQ0	etaD	eta0	etaR	etaB	etaH	n[Hz]	w_eff	t
Non-SW	0.232	0.348	0.601	0.5	0.997	0.498	1.207	10.548	0.372	0.242
SW	0.237	0.323	0.69	0.555	1.019	0.565	1.22	10.36	0.379	0.242
Diff. [%]	2.2 %	-7.2 %	14.8 %	11.0 %	2.2 %	13.5 %	1.1 %	-1.8 %	1.9 %	0.0 %

EIN PRE-SWIRL STATOR FÜR DEN EINSCHRAUBER

Im Rahmen des Vorhabens wurde für den Einschrauber ‚Nawigator‘ ein Stator entworfen und getestet. Die gemessene nominelle Nachstromverteilung lag vor und wies, da es sich um ein völliges Schiff handelt, recht komplexe Strukturen der Querkomponenten auf. Andererseits sprachen der kleine Fortschrittsgrad des Propellers und die relativ hohen Flügellasten für ein relativ hohes Potential der Leistungseinsparung.

Mit Blick stromaufwärts zeigt Abbildung 14 zum einen die starke Twistierung der Statorflügel (als Konsequenz des komplexen Nachstroms), die sich alle auf Stb befinden, da der Propeller linksdrehend ist. Zum anderen enthält sie den Vergleich der Strömung bei arbeitendem Propeller in einer Ebene kurz vor dem Propeller. Der Stator verändert erwartungsgemäß die Querkomponenten.

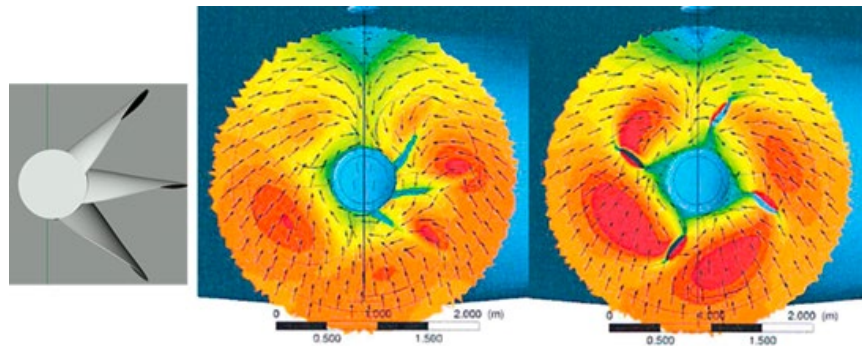


Abbildung 14: Stator für ‚Nawigator‘ (links), Wirkung des Stators auf die Strömung (mittig), Strömung zum Propeller ohne Stator (rechts)

BEGLEITENDE EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Zur Unterstützung der numerischen Untersuchungen wurden diverse Propeller-Freifahrten durchgeführt. Insbesondere wurde vom Propeller des ‚Nawigators‘ auch eine 3D-Druck Variante angefertigt (vergl. Abbildung 15), die dann auch in der Propulsion parallel zum Metall-Propeller zum Einsatz kam. Diese Alternative erwies sich für Freifahrten bei reduzierter Drehzahl und für den Einsatz in der Propulsion als durchaus brauchbar.

In den Versuchen zur Propulsion des ‚Nawigator‘-Modells wurden bewußt Vorgehensweisen favorisiert, die nicht dem Standard-Versuchsablauf entsprechen. So wurden (wie schon in der numerischen Analyse) alternativ Propulsions-Versuche ohne Ruder durchgeführt. Es wurde die überwiegende Anzahl der Propulsion-Punkte (dem numerischen Ansatz entsprechend) nach der ‚Britischen Methode‘ eingefahren und es erfolgten begleitend Farbversuche zur Visualisierung der Strömung an Propellern und Statoren. Die Versuche mit und ohne Ruder bestätigen die vorweg numerisch gefundenen Abhängigkeiten aus Tabelle 2.

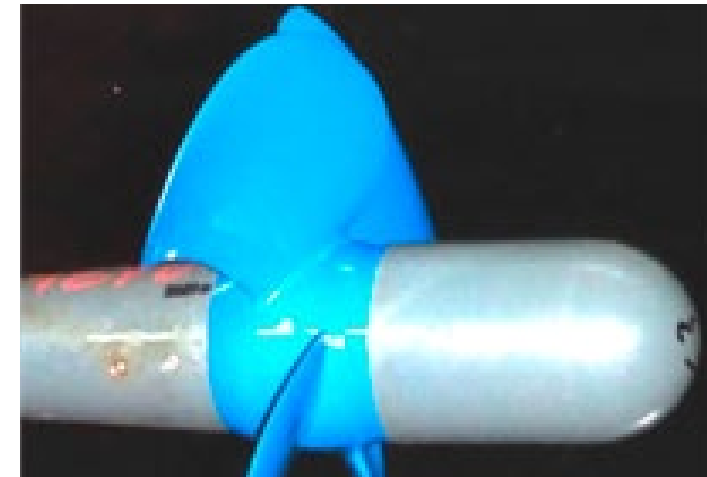


Abbildung 15: Die 3D-Druck Variante des Aluminium-Propellers am Freifahrtgerät

ZUSAMMENFASSUNG

Die Herausforderung bei Propulsionsversuchen im Schlepptank besteht in der Interpretation und der Skalierung der Messdaten. Hierzu ist es hilfreich, eine Korrelation zwischen Propulsions- und Freifahrtversuch aufzubauen. Man erhält mit dem ‚Gütegrad der Anordnung‘ (n_R) ein Verhältnis der Leistungen am Propeller bei Schub- und Drehzahl-Identität.

Die Korrelation Propulsion/Freifahrt steht bei INRETRO im Vordergrund. Lässt sich diese auf numerischem Wege erstellen, d.h. insbesondere n_R rechnerisch bestimmen, ergibt sich bei Propeller-Retrofits ein reduzierter Versuchsaufwand. Generell würde die Funktion der gemessenen Freifahrt, als Basis für die Skalierung der Leistung am Propeller zu dienen, durch eine numerische Korrelation unterstützt.

INRETRO lässt erkennen, dass n_R stark auf den aktuell realisierten Versuchsaufbau reagiert und weniger ‚ideellen Charakter‘ hat. Dieser Umstand erhöht die Anforderungen für die Numerik. In den numerischen Arbeiten zum Vorhaben traten Aspekte zutage, die einer besonders sorgfältigen Behandlung bedürfen. Der Spalt zwischen Propellernabe und Wellenbock ist akkurat nachzubilden (für einen Zweischauber wurde mit und ohne Spalt gerechnet) und das Ruder ist auf jeden Fall einzubeziehen (für den Einschrauber wurde mit und ohne Ruder gerechnet). Bei dem Abgleich von Freifahrt-Messung und Freifahrt-Rechnung kann eine Zuhilfenahme unkorrigierter, reiner Messdaten notwendig sein.

Diese und weitere numerische Ergebnisse stellen den ideellen Charakter des ‚Gütegrads der Anordnung‘ n_R in Frage und lassen die Substitution ‚Einfluss‘ statt ‚Gütegrad‘ nicht unbegründet erscheinen. In vielen Fällen wird sich eine Modifikation der ‚Anordnung-Details‘, wie etwa eine Änderung des Abstandes zum Ruder, leistungsneutral verhalten, d.h. Vor- oder Nachteile in n_R werden in anderen ‚kleinen Ziffern‘ neutralisiert.

DANKSAGUNG

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung des Projektes sowie für die stets hilfreiche Unterstützung durch den Projektträger Jülich.

LITERATUR

- [1] Maksoud, M., Proceedings of the Workshop on Cavitation and Propeller Performance, 2nd International Symposium on Marine Propulsors - smp'11, Hamburg, Germany (2011)
- [2] Streckwall, H., Luecke, T. at al, Numerical Studies on Propellers in Open Water and behind Hulls aiming to support the Evaluation of Propulsion Tests, 19th Numerical Towing Tank Symposium NuTTS'16, Oct. 3-4, St. Pierre D'Oleron, France (2016)
- [3] Hafermann, D., The New RANSE Code FreSCo for Ship Application, STG Jahrbuch (2007)
- [4] Benedetti, L., Bouscasse, B., Broglia, R., Fabbri, L., La Gala, F., and Lugni, C., PMM Model Test with DDG51 Including Uncertainty Assessment, INSEAN Technical Report, (2007).
- [5] Gheriani, E., Fuel Consumption Prediction Methodology for Early Stages of Naval Ship Design, Massachusetts Inst. of Techn. (MIT), Master of Science Thesis, (2012).
- [6] Streckwall, H., Xing-Keading, Y., Luecke, T. at al, Numerical assessment of propellerhull interaction and propeller hub effects for a twin screw vessel, Marine 2017, 15-17 May 2017, Nantes , France.

JB-X-CLEAN – MARITIME DUAL-FUEL REGELUNG

FÖRDERKENNZEICHEN 03SX375

R. BURGMAIR (GENERAL ELECTRIC)
M. MATTABONI (GENERAL ELECTRIC)
M. SATRIA (GENERAL ELECTRIC)
M. KORKMAZ (RWTH AACHEN)
D. RITTER (RWTH AACHEN)
M. WILLMANN (L'ORANGE)

EINLEITUNG

Steigende Treibstoffkosten und Umweltauflagen bei gleichzeitig hohen Zuverlässigkeits- und Sicherheitsanforderungen sind die treibenden Größen der zukünftigen Schiffsmotorenentwicklung. Speziell in „Emission Controlled Areas“ (ECA) werden die Grenzwerte schon in naher Zukunft massiv gesenkt werden. Erdgas hat als Treibstoff erhebliche Vorteile gegenüber Dieseldieselkraftstoff im Hinblick auf NO_x- und Schwefelemissionen und aktuell auch bezüglich der Betriebskosten. Der Dieseldieselbetrieb wiederum weist Vorteile im transienten Betriebsverhalten auf und ist im Schiffsbetrieb aufgrund der Sicherheitsanforderungen zweckmäßig. Dual-Fuel-Motoren nutzen sowohl flüssigen als auch gasförmigen Kraftstoff und kombinieren somit die Vorteile beider Kraftstoffe.

Zur Einhaltung strenger Emissionsgrenzwerte möglichst ohne Abgasnachbehandlung ist nicht nur ein Erdgasanteil (auch Substitutionsrate, SR) von mehr als 95 % im Volllastbetrieb erwünscht, sondern auch eine hohe Genauigkeit der eingespritzten Dieseldieselkraftstoffmasse. Die aktuell übliche, reine Vorsteuerung über eine Einspritzkennlinie kann die erforderliche Genauigkeit der Einspritzmenge aufgrund von Parameterschwankungen vor allem im Kleinstmengenbereich nicht gewährleisten. Deshalb wurde eine Injektorsensorik und Injektorregelung entwickelt, die die Einspritzgenauigkeit in diesem Betriebsbereich verbessert. Für die Regelung auf Zylinder- und Motorebene, wurde durch experimentelle Untersuchungen und Simulationen die Dual-Fuel-Verbrennung charakterisiert und die Ableitung der für die Reglerentwicklung geeigneten Modelle unterstützt. Das neu entwickelte Dual-Fuel-Regelungssystem wurde auf Verbrennungs- und auf Motorsystemebene am Einzylinderforschungsmotor und am virtuellen Mehrzylindermotor (HiL) validiert und für die maritime Zulassung vorbereitet.

INJEKTOR-REGELUNG

Injektor mit „Needle-Force-Control“

Common Rail (CR)-Injektoren erfüllen heute höchste Ansprüche an Genauigkeit und Standfestigkeit, um die Anforderungen aus den Brennverfahren angemessen erfüllen zu können.

Um das hydraulische Gesamtsystem von Dual-Fuel Motoren signifikant zu vereinfachen, verfolgt L'Orange den Ansatz, Anordnungen mit zwei Injektoren (Pilot- und Hauptinjektor) bzw. Doppelinjektoren (Pilot- und Hauptdüse in einem Injektor) durch einen einzigen Injektor zu ersetzen, der sowohl sehr kleine Zündmengen im Gasbetrieb als auch Haupteinspritzmengen im Dieselpetrieb liefern kann. Die Anforderungen an die Dosiergenauigkeit sind hier besonders hoch.

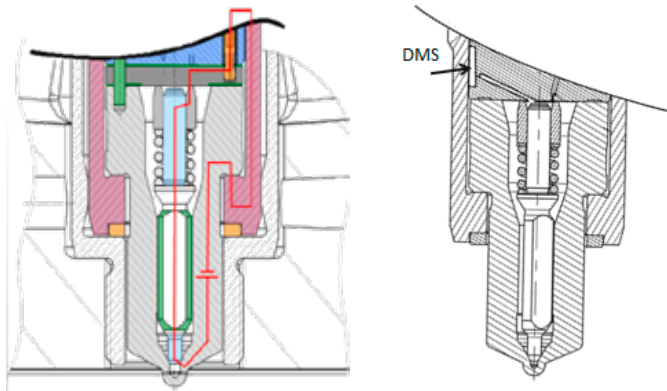


Abb. 1: Techniken zur Insitu Messung: Sitzkontaktmessung (links) und Needle-Force-Control (rechts)

In der jüngeren Vergangenheit wurden intensive Verbrennungsuntersuchungen durchgeführt, die aufzeigen, dass mit einem solchen Injektor sehr gute Ergebnisse im Gas- und Dieselpetrieb erzielt werden können. Dabei stammen die Ergebnisse von Einzylinderaggregaten mit gut bekannten Einzel-exemplaren von Injektoren, deren individuelles hydraulisches Verhalten gut bekannt ist und die im Laborbetrieb stetig überwacht werden. Soll auf der Basis der „Single Nozzle Dual Fuel“ Technologie ein serienfähiges Gesamtsystem aufgebaut werden, muss sichergestellt sein, dass die geforderten extrem niedrigen Einspritzmengen (0,5 bis 5 % der Volllastmenge) auch stabil über die gesamte Lebensdauer von CR-Injektoren (>5000 h) dargestellt werden können.

Zur Messung von Einspritzbeginn und Einspritzmenge müssen für in situ Messungen im Motor indirekte Größen verwendet werden. Druckmessungen im Zulauf bzw. im Einzelspeicher einzelner Injektoren sind geeignet, um insbesondere bei größeren Einspritzmengen auf die Einspritzparameter zurückzuschließen. Sollen sehr kleine Mengen detektiert werden, muss die Sensorik nah an der Düsen-nadel platziert werden. Im Rahmen dieses Projektes wurden zwei Technologien untersucht. Bei der Sitzkontaktmessung wird der Nadelsitz als elektrischer Kontakt genutzt. Im Idealfall kann ein Digitalsignal ausgewertet werden, welches Spritzbeginn und Spritzende sehr gut charakterisiert. Alternativ kann auch bei der Detektion des hydraulischen Steuerdrucks über der Düsen-nadel (Needle Force Control) auf die Bewegung der Nadel zurückgeschlossen werden. Das Signal muss dabei hochfrequent abgetastet und dessen Verlauf analysiert werden.

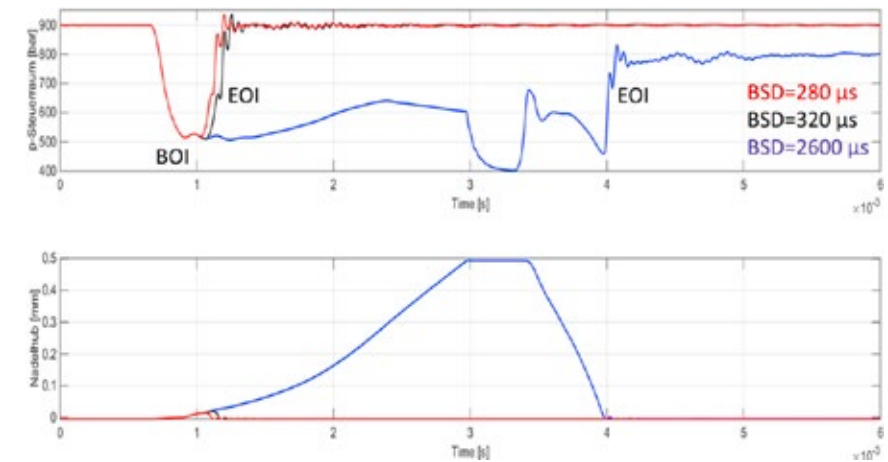


Abb. 2: Signalverlauf Needle-Force-Control (oben) und korrespondierender Nadelhub (unten) bei unterschiedlichen Einspritzmengen

Die durchgeführten Untersuchungen zur Sitzkontaktmessung zeigen, dass die Verwendung des Nadelsitzes als elektrischer Kontakt nicht unerhebliche Herausforderungen an die konstruktive Ausführung stellt. Die Nadel muss elektrisch isoliert werden, der Nadelsitz muss einerseits Herausforderungen seitens Tribologie und Verschleiß erfüllen, andererseits soll er elektrische Eigenschaften eines Kontaktes aufzeigen. Während Neuteile diese Kriterien gut erfüllen, wird das Signal mit ansteigender Betriebsdauer immer schlechter. Es tauchen zunehmend parasitäre Widerstände beispielsweise durch Beläge auf und die Flanken werden durch diverse Effekte zunehmend gestört. Als sehr stabil hat sich dahingegen die Messung des Steuerdrucks über der Nadel erwiesen.

Der Vorteil der Needle Force Control liegt im Wesentlichen darin, dass auch bei kleinsten Einspritzmengen das Signal einen Hub von etwa $p_{sys}/2$ aufweist. Zur Identifikation von Spritzbeginn (BOI) und Ende der Einspritzung (EOI) kann somit ein Sensor mit reduzierten Anforderungen an die Genauigkeit eingesetzt werden. Es besteht damit die Chance, einen sehr kompakten Sensor in den Injektor zu integrieren. Hier wurden im beschriebenen Projekt diverse Varianten auf ihre Serientauglichkeit untersucht. Das Schema oben (Abb. 1) zeigt eine Labor-Variante mit Applikation eines Dehnmessstreifens DMS auf der Ventilsplatte des Injektors.

EINSPRITZMENGEN-BEOBACHTER

Zusammen mit einem geeigneten Injektormodell ermöglicht die Messung des Steuerdrucks über der Düsen-nadel einen geschlossenen Injektor-Regelkreis und damit eine zylinderindividuelle Korrektur der eingespritzten Kraftstoffmasse (Abb. 3-oben).

Aus dem physikalischen AMESim Injektormodell, das vom Injektorhersteller L'Orange bereitgestellt wurde und die vollständige Injektorgeometrie berücksichtigt, wurde für die Injektorregelung ein reduziertes Injektormodell abgeleitet. Das reduzierte Modell wurde im Hinblick

auf Nadelhub, Steuerdruck über der Düsennadel und Einspritzmassenstrom anhand des AMESim Modells für den transienten Einspritzvorgang validiert. Der auf dem reduzierten Injektormodell basierende Beobachter kann unter Berücksichtigung der gemessenen Drücke im Injektor die eingespritzte Dieselmasse schätzen. Für die Validierung am Einspritzprüfstand wurde der Injektor mit drei Druckmessstellen und der Messung der Pilotventilbestromung instrumentiert (Abb. 3, unten). Als Beobachterstrategie wurde ein nichtlinearer Sliding-Mode Algorithmus ausgewählt, der besonders robust gegenüber Parameterunsicherheiten ist, die beispielsweise durch Geometrieabweichungen innerhalb der Fertigungstoleranzen auftreten können, und der aufgrund seiner Einfachheit in Echtzeit implementiert werden kann.

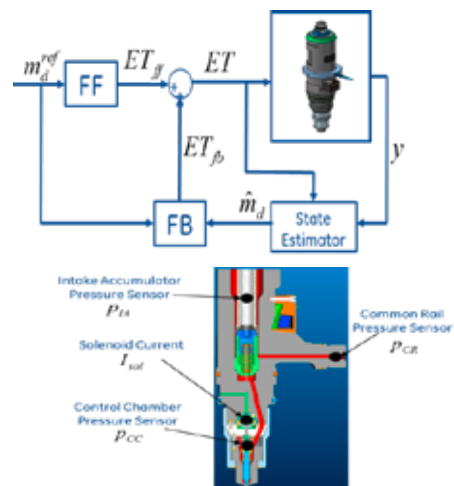


Abb. 3: Injektor Reglerstruktur (oben), Instrumentierung des Injektors (unten)

Das Potential des Beobachters zeigt sich beim Vergleich mit der Vorhersage des nominellen, reduzierten Injektormodells bei einer Parametervariation für den ballistischen Einspritzbereich (Abb. 4). Das nominelle, reduzierte Modell simuliert den Vorsteuerterm, der üblicherweise im Motorregler als Tabelle hinterlegt ist. Der Beobachter kann mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ die eingespritzte Dieselmasse abschätzen, während das nominelle, reduzierte Modell signifikant höhere Abweichungen aufweist.

Zur Validierung der Simulationsergebnisse wurden Tests am Injektorprüfstand durchgeführt. Abb. 5 zeigt die Beobachtergenauigkeit (blau) im Vergleich zur nominellen Vorsteuertabelle (magenta) für eine Einspritzmassenvariation bei einem Raildruck von 1800 bar. Der Beobachter verbessert die Genauigkeit derart, dass 50 % aller Messpunkte innerhalb des $\pm 10\%$ Fehlerbandes liegen. Mit der nominellen Vorsteuertabelle kann dies für keinen Messpunkt erreicht werden. Durch Simulation und Test am Prüfstand konnte somit die Genauigkeit und Robustheit des Beobachters nachgewiesen werden. Durch die Implementierung sowohl auf einem Rapid Control Prototyping System als auch auf einer handelsüblichen Motorsteuerung konnten die Anforderungen an die Motorsteuerungshardware sowohl für eine Einzyklen- als auch für eine Mehrzyklen-Beobachtung identifiziert werden.

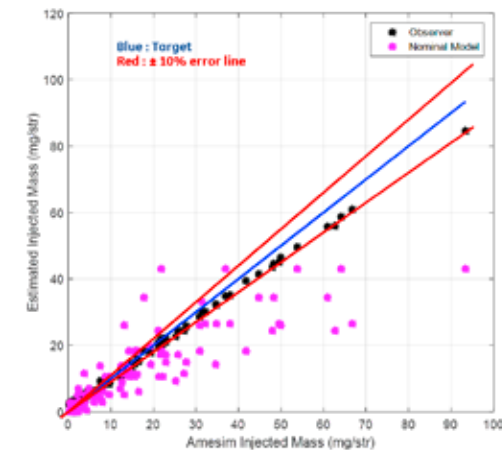


Abb. 4: Beobachtersimulation im ballistischen Einspritzbereich.

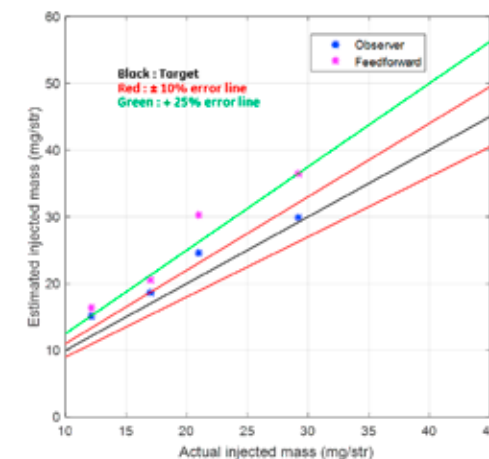


Abb. 5: Beobachtergenauigkeit im ballistischen Bereich bei 1800 bar.

DUAL FUEL MOTORREGELUNG

Im Rahmen des Projektes wurde eine Dual-Fuel Mehrzylinder-Motorsteuerung entwickelt. Sie wurde vollständig in einer Model-in-the-Loop (MiL) und einer Hardware-in-the-Loop (HiL) Umgebung validiert. Die Zielanwendung war dabei „Power Generation in Island-Mode“, repräsentativ für die Stromerzeugung für maritime Anwendungen.

Der Kern des Steuerungsalgorithmus ist ein drehmomentbasierter Regler. Das Soll Drehmoment wird im stationären Betrieb auf die zwei verfügbaren Kraftstoffe, Erdgas und Diesel, entsprechend der gewünschten Substitutionsrate aufgeteilt. Für die Steuerung des Einspritzbeginns (SOI) sind zwei Regler-Varianten verfügbar: 1) Eine SOI-Vorsteuerungstabelle als Funktion der SR, der Last und der Drehzahl. 2) Ein Regelkreis, der den Einspritzbeginn so

bestimmt, dass eine gewünschte Verbrennungsschwerpunktslage erreicht wird. In dieser Variante kann der weiter unten beschriebene Verbrennungsregler eingesetzt werden.

Die folgenden Dual-Fuel Softwarefunktionen wurden in der Motorsteuerung implementiert:

Drehzahlregelung: Die Zieldrehzahl wird durch einen PID-Regler mit Integratorsättigung umgesetzt. Die PID Parameter hängen von der SR, der Last und der Drehzahl ab. **SR-Regler:** Der SR-Regler liefert das Diesel- und Gas-Zieldrehmoment durch die anteilige Aufspaltung des gesamten Zieldrehmoments entsprechend der SR. Der SR-Regler bietet drei Betriebsmodi: 1. Reiner Dieseldetrieb. 2. Automatik: Der Regler bestimmt automatisch die Ziel-SR abhängig von der Last. 3. Manueller Betrieb: Der Betreiber definiert die Ziel-SR. Bei Lastaufschaltung und Lastabwurf erlaubt der Regler eine Abweichung von der gewünschten SR, um Drehzahlabweichungen zu minimieren. Dadurch ist es möglich, bei der Lastaufschaltung ein transientes Verhalten wie beim Dieselmotor zu erreichen. **Ladedruckregler:** Der Regler steuert die Drosselklappe, das Verdichterumblaseventil und das Wastegate. Der Sollwert des Ladedruckes wird als Funktion von SR, Last und Drehzahl definiert, um im stationären Betrieb die Einhaltung NOx-Emissionsgrenzwerte zu gewährleisten. **Diesel Regelung und Limitierung:** Der Regler verwendet einen modellbasierten Ansatz, um die Einspritzmasse entsprechend des gewünschten Diesel-Drehmoments zu berechnen. Die Sollwerte für die Dieselmasse werden in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter limitiert, um das Luftverhältnis innerhalb des gewünschten Bereiches zu halten und somit Verbrennungsinstabilitäten oder erhöhte Emissionen zu vermeiden. SOI wird in Abhängigkeit der SR, Last und Drehzahl zur Optimierung des Wirkungsgrades und der Emissionen im stationären Betrieb justiert. SOI wird automatisch angepasst, um den transienten Betrieb zu verbessern. **Gas Regelung und Limitierung:** Der Regler verwendet einen modellbasierten Ansatz, um den gewünschten Gas-massenstrom zu berechnen. Der Zielgasmassenstrom wird beschränkt, um Klopfen während des Dual-Fuel Betriebs zu verhindern. **Klopfregelung:** SOI wird zylinderindividuell derart angepasst, dass Klopfen reduziert wird, sobald dies detektiert wird. Falls die Einspritzbeginnverstellung nicht ausreicht, wird die SR bis hin zum reinen Dieseldetrieb verringert. **Aussetzerregelung:** Die Einspritzmenge wird automatisch zylinderindividuell vergrößert, bis die Verbrennung wiederhergestellt ist. **Virtuelle Sensoren:** Es wird ein Gasausbreitungsmodell verwendet, um basierend auf der Gaszumischung die Gasmenge im Zylinder abzuschätzen. Die Gasmenge im Zylinder wird für die Diesel- und Gas-Limitierungsfunktion benutzt. **Zylinderabschaltung:** Der Regler bestimmt die Anzahl der zu feuernden Zylinder anhand des Drehmomentenbedarfs. Wenn bei hoher SR eine schnelle Reduktion der Last verlangt wird, kann die Deseinspritzung und damit die Verbrennung in einigen Zylindern ausgesetzt werden. Um das Risiko einer Rückzündung aufgrund von unverbranntem Gasgemisch im Auslasstrakt zu vermindern, wird die Dauer der Zylinderabschaltung beschränkt. **CA50-Regler:** Der Teil des von der RWTH entwickelten CA50 Reglers, der die SOI-Justierung vornimmt, wurde in den von GE entwickelten Dual-Fuel Regler integriert. Die Ansteuerung der DOC wird hier vom Drehzahl- oder Leistungsregler übernommen. **Leistungsregelung:** Die elektrische Zielleistung wird durch einen PID-Regler mit Integratorsättigung umgesetzt. Die PID Parameter sind eine Funktion der SR und Last. Der Leistungsregler wird lediglich im Netzparallelbetrieb eingesetzt.

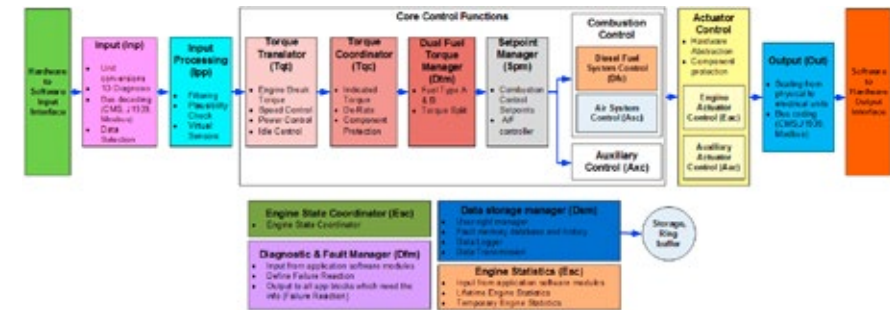


Abb. 6: Modulare Dual-Fuel Reglerarchitektur

Wie in Abb. 6 gezeigt, wurde die Motorsteuerungssoftware modular implementiert. Model-in-the-loop (MiL) Simulationen wurden intensiv genutzt, um die Funktionen bezüglich der Anforderungen zu verifizieren und um die System-Validierung durchzuführen. Ein Mittelwert-Modell eines 16-Zylinder Dual-Fuel-Motors wurde im HiL-Umfeld genutzt. Das Modell wurde um zylinderindividuelle Funktionen erweitert, um die Klopf-, Aussetzer- und CA50-Regelung und die Zylinderabschaltung zu testen.

Der ausführbare Code wurde automatisch aus Simulink generiert und zur HiL-Validierung auf das Main-Board des Woodward Steuergerätes LECM-5566 geladen. Das MiL-Motormodell, mit den zylinderindividuellen Funktionen, wurde für das dSPACE Scalexio HiL-System echtzeitfähig umgesetzt.

Es wurden automatisierte HiL-Tests mit dSPACE AutomationDesk entwickelt. So konnten alle wichtigen Schnittstellen und Funktionen schnell und reproduzierbar getestet werden.

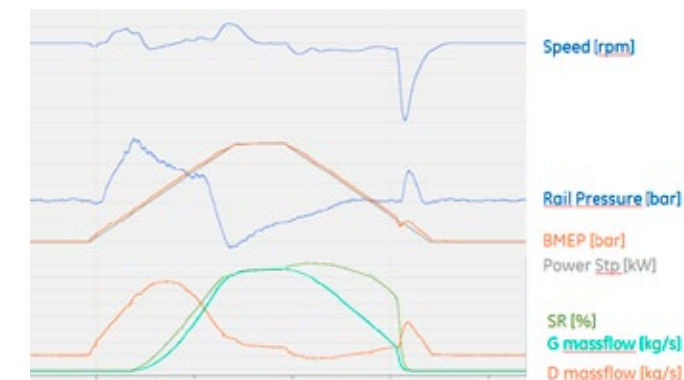


Abb. 7: HiL Test des Basisbetriebs.

In Abb. 7 ist das Ergebnis eines manuell durchgeführten HiL-Tests mit dem SR-Regler im Auto-Modus während einer 30 sekundigen Lastrampe zu sehen. Der Regler justiert den Gas- und Dieselmassenstrom, um die gewünschte Drehzahl zu erreichen, wobei die SR als Funktion der Leistung definiert ist. Bei Volllast wird eine SR von 90 % eingestellt.

Die am HiL-System erreichte Fähigkeit zur Lastaufschaltung im Dual-Fuel Betrieb wird in Abb. 8-rechts gezeigt. Diese ist in der gleichen Größenordnung, wie sie ein reiner Dieselmotor erreicht, siehe Abb. 8-links.

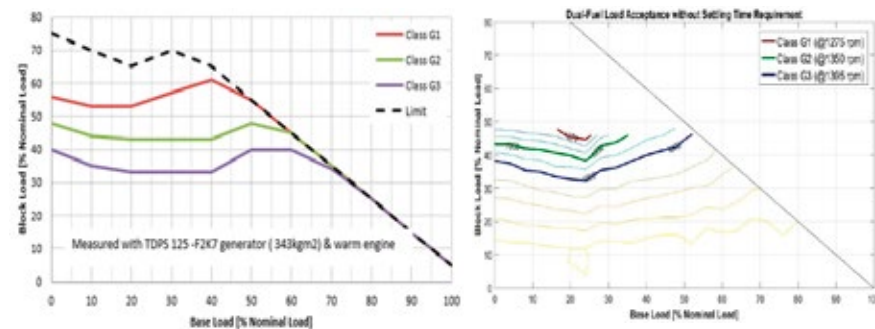


Abb. 8: Lastaufschaltung: Links Diesel, rechts Dual-Fuel

VERBRENNUNGSREGELUNG

Wie in der Einleitung bereits dargelegt wurde, weisen Erdgas-Diesel Dual-Fuel Motor-konzepte für maritime Anwendungen eine Vielzahl an Vorteilen auf. Zur Nutzung dieser Vorteile gilt es jedoch gleichzeitig, eine Reihe von Herausforderungen insbesondere aus regelungstechnischer Sicht zu überwinden. Hierzu zählen die stark gekoppelte Mehrgrößencharakteristik mit einer hohen Anzahl an Variabilitäten durch die Verwendung von zwei Kraftstoffpfaden, die unterschiedlichen Zeitkonstanten des Luft-, Gas- und Dieselpfades, denen vor allem im lasttransienten Betrieb Rechnung getragen werden muss, und des Weiteren die starken Nichtlinearitäten im statischen Übertragungsverhalten, welche den Ablauf der Verbrennung selbst betreffen.

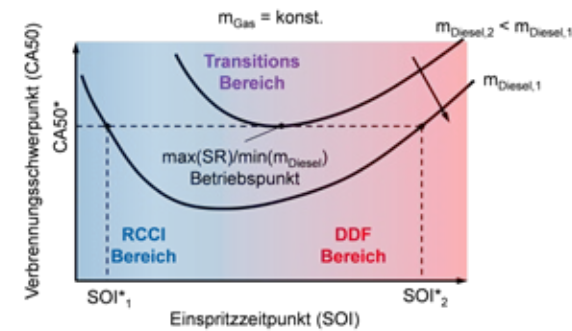


Abb. 9: Unterschiedliche Verbrennungsregime im Erdgas-Diesel Dual-Fuel Betrieb

Um insbesondere den letztgenannten Punkt zu verdeutlichen, zeigt Abb. 9 schematisch die Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage CA50 vom Einspritzzeitpunkt der Dieseleinspritzung SOI bei ansonsten konstanten Betriebsparametern (Gas-, Dieselmasse und globales Luftverhältnis). Charakteristisch für den Dual-Fuel Betrieb ist der nichtmonotone Verlauf,

welcher eine Vorzeichenumkehr des statischen Übertragungsbeiwertes von SOI auf CA50 zur Folge hat [1-4]. Die verschiedenen Verbrennungsregime, welche bei einer Verstellung des Einspritzzeitpunktes durchlaufen werden, sind hierbei zum einen der Diesel Dual-Fuel (DDF) Bereich bei späten und der kinetisch kontrollierte kompressionsgezündete (RCCI) Bereich bei frühen Einspritzlagen [2,3]. Im DDF Betrieb erfolgt die Einspritzung gegen Ende des Kompressionstaktes, wenn bereits Zündbedingungen für das Diesel-Gas-Luftgemisch um und innerhalb des eingespritzten Dieselfreistrahl erreicht sind, womit dieser „Zündstrahl“ als Zündquelle für das restliche vorgemischte Gas-Luftgemisch dient. Im Gegensatz dazu erfolgt im RCCI Bereich die Dieseleinspritzung noch vor Erreichen der durch die Kompression induzierten Zündbedingungen, wodurch mehr Zeit für die Gemischaufbereitung des Dieselfreistrahl zur Verfügung steht und ein entsprechend höherer Homogenisierungsgrad erreicht werden kann. Die Selbstzündung erfolgt daher vorwiegend durch Niedertemperaturzündkinetik in Abhängigkeit des lokalen Luftverhältnisses (Steuerung des Zündverzugs). Diese Abhängigkeit spiegelt sich ebenfalls in der Vorzeichenumkehr der statischen Sensitivität $\partial CA50 / \partial SOI$ wieder (frühere Einspritzung führt zu besserer Durchmischung und somit lokal mageren Gemisch und entsprechend höherem Zündverzug) [2,3]. Im Übergangsbereich zwischen dem DDF und RCCI Betriebsbereichen liegt der Einspritzzeitpunkt, welcher bei konstanter Dieselmasse zur frühestmöglichen Schwerpunktlage führt.

Neben dem Einspritzzeitpunkt hat auch die eingespritzte Dieselmasse einen starken Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Dieser ist jedoch im Gegensatz zum Einspritzzeitpunkt streng monoton, d.h. durch Erhöhung der Dieselmasse bei ansonsten konstanten Betriebsparametern verschiebt sich die Verbrennungsschwerpunktlage immer in Richtung Früh ($\partial CA50 / \partial m_{Diesel}$). Schematisch ist diese Abhängigkeit ebenfalls in Abb. 9 skizziert.

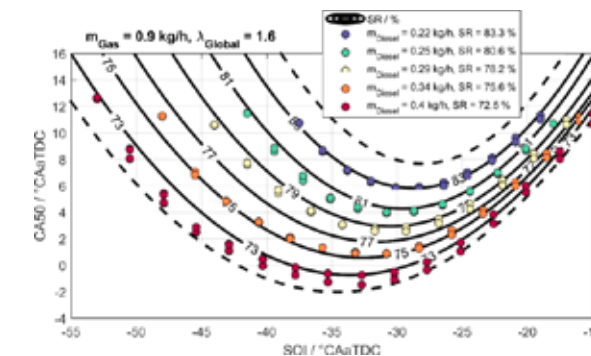


Abb. 10: Validierung des nichtlinearen datenbasierten Dual-Fuel Verbrennungsmodells

Die Kenntnis der Sensitivitäten des Dieselmasseneinflusses bezüglich der Verbrennungsschwerpunktlage ($\partial CA50 / \partial SOI, \partial CA50 / \partial m_{Diesel}$) für jeden Betriebspunkt, d.h. insbesondere in Abhängigkeit der Gas-, der Dieselmasse und des Zeitpunktes der Dieseleinspritzung, ist essentiell für den Entwurf des eigentlichen Verbrennungsreglers. Bei der Verwendung eines modellbasierten Regelungsansatzes fließt die Information über das arbeitspunkt-

hängige Übertragungsverhalten auf Basis eines reglerinternen Modells explizit in die Berechnung der Stellgrößen ein. Im vorliegenden Fall wird hierfür ein nichtlineares datenbasiertes Modell genutzt (siehe Abb. 10).

Der Verbrennungsregler selbst hat zwei Aufgaben. Zum einen die Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage um den vorgegebenen Sollwert unter zusätzlicher Vorgabe des gewünschten Verbrennungsmodus (DDF oder RCCI) (primäres Regelziel). Die Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage garantiert hierbei jederzeit eine stabile Verbrennung (Verhindern von Verbrennungsanomalien wie Fehlzündungen, Klopfen, etc.). Zum anderen soll der Prozess stationär auf die geforderte SR geführt werden und dynamisch die Lastanforderung (IMEP) erfüllen (sekundäres Regelziel). Das sekundäre Regelziel wird hierbei erfüllt, sobald der Prozess auf den zuvor berechneten dynamischen Sollwert für die Dieselmasse ($m_{\text{Diesel,dyn}}$) geführt wird. Zur Erfüllung beider Regelziele stehen dem Verbrennungsregler die Stellgrößen des Dieselpfades, d.h. die Dieselmasse (m_{Diesel}) und der Einspritzzeitpunkt (SOI), zur Verfügung. Die Verwendung beider Freiheitsgrade als Stellgröße zur Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage ist hier notwendig, um die lokale Steuerbarkeit des Prozesses für jeden Betriebspunkt zu gewährleisten. Über die alleinige Variation des Einspritzzeitpunktes ist dies nicht gewährleistet, da die Sensitivität $\partial \text{CA}_{50} / \partial \text{SOI}$ im Transitionsbereich zwischen DDF und RCCI Regime, d.h. im Betriebspunkt bei maximaler SR bzw. minimaler Dieselmasse (siehe Abbildung 10), einen Nulldurchgang aufweist. Strukturell besteht der Verbrennungsregler aus einem Vorwärts- und einem Rückführungspfad. Der Vorwärtspfad kann hierbei als Vorsteuerung aufgefasst werden, welche auf einer optimierungsbasierten Inversion des nichtlinearen Verbrennungsmodells basiert. Dieser Optimierungsschritt geschieht offline und daher ohne die Berücksichtigung von Störgrößeneinflüssen oder Modellabweichungen. Diese Vorsteuerung liefert einen Einspritzzeitpunkt, welcher zusammen mit dem dynamischen Sollwert für die Dieselmasse den Betriebspunkt des Motors bereits in die Nähe des Geforderten führen würde. Anstatt nun aber den im Vorwärtspfad berechneten Einspritzzeitpunkt direkt auf den Prozess zu applizieren, wird dieser als Sollwert für den nachgelagerten Rückführungspfad verwendet. Der Rückführungspfad des Verbrennungsreglers ist als lineare zeitvariante modellbasierte prädiktive Regelung mit Einschrittprädiktion verwirklicht. Die lineare Zeitvarianz folgt aus der sukzessiven Linearisierung des nicht-linearen Verbrennungsmodells in jedem Abtastschritt, welche als Prädiktionsmodell dient. Um den Einfluss von Störgrößen und Modellabweichungen zu kompensieren und somit eine bleibende Regelabweichung im stationären Betrieb zu vermeiden, wird ein zusätzlicher Störszustand geschätzt, um welchen das affine Verbrennungsmodell aus der Linearisierung erweitert wird.

Die experimentellen Untersuchungen inklusive der Validierung des gesamthaften Regelungskonzeptes erfolgten an einem Einzylinderprüfstand am Institut für Technische Verbrennung an der RWTH Aachen University. Als Basis für den Versuchsträger dient ein modifizierter 4-Zylinder PKW Dieselmotor, welcher für den Betrieb als Einzylindermotor umgerüstet wurde. Für den Dual-Fuel-Betrieb wurde außerdem ein neuer Kolben mit angepasster Muldengeometrie verwendet und das Verdichtungsverhältnis reduziert. Das Dieseleinspritzsystem wurde nicht verändert. Die Gaseinblasung erfolgt zentral im Luftpfad kurz hinter der Ver-

dichtereinheit. Dadurch ergibt sich aus regelungstechnischer Sicht eine weitere Herausforderung für den lasttransienten Betrieb, da das System eine signifikante Totzeit durch die Transportlaufzeit des Gases von der Einblasung bis zum Brennraum aufweist. In Abhängigkeit des Betriebspunktes kann diese bis zu 0,8 s betragen, wie später in den Validierungsergebnissen noch zu sehen sein wird. Weitere Details zum Prüfstands Aufbau können [5] entnommen werden.

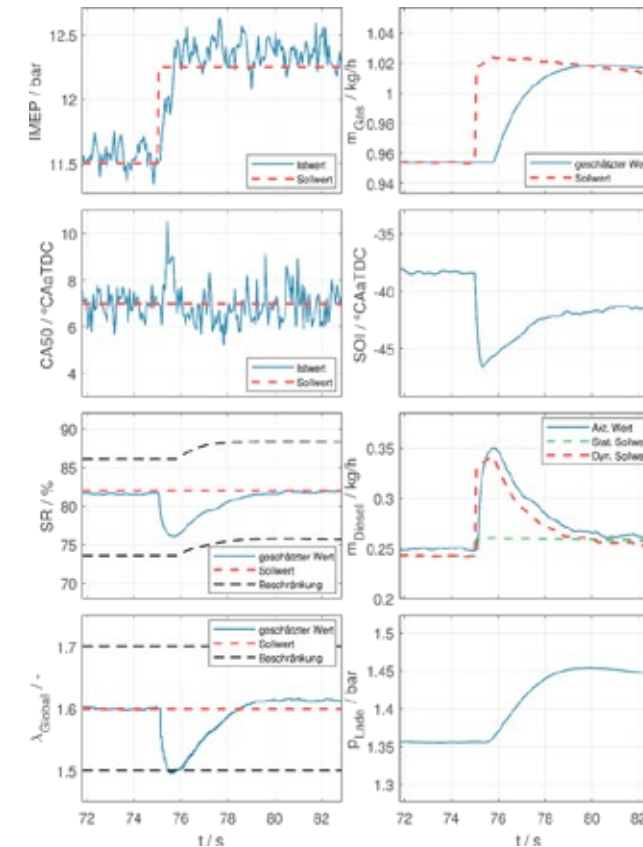


Abb. 11: Lasttransientes Regelergebnis vom Einzylinderprüfstand in Aachen

Abb. 11 zeigt beispielhaft einen Detailausschnitt aus einem Validierungsergebnis des Regelungskonzeptes unter lasttransienten Bedingungen, welches am Motorprüfstand in Aachen aufgenommen wurde. Die Regelung soll hier einem Sollwertsprung in IMEP folgen. CA50, SR und λ -Global sollten auf jeweils konstante Sollwerte eingeregelt werden. Der Verbrennungsschwerpunkt soll im RCCI Bereich, d.h. bei früher Lage der Dieseleinspritzung, stabilisiert werden. Zusätzlich sollen noch Ausgangsbeschränkungen für SR und λ -Global eingehalten werden.

Bei der Darstellung der Gasmassenströme lässt sich Anhand des Vergleichs der Sprungantworten der geschätzten Gasmasse im Brennraum mit der geforderten Sollgasmasse gut die

charakteristische PT_{1T} Dynamik des Gaspfades, welche sich aus der Dynamik des Gasmasseflussreglers und dem Transportverzug von der zentralen Einblasungsstelle bis zum Brennraum zusammensetzt, erkennen. Im vorliegenden Fall beträgt alleine die Totzeit des Systems wie bereits erläutert ca. 0,8 s. Bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min entspricht dies 13 Zyklen. Betrachtet man nun die Diesel-Massenströme, ist erkennbar, wie der statische Sollwert $m_{\text{Diesel,stat}}$ entsprechend der geschätzten Gasmasse im Brennraum angepasst wird $m_{\text{Diesel,dyn}}$, um die energetische Lücke zwischen der geforderten und der geschätzten Gasmasse zu füllen und somit trotzdem der sprungförmigen Lastanforderung möglichst schnell folgen zu können. Gleichzeitig wird der dynamische Sollwert für die Dieselmasse jedoch nach oben hin limitiert, um die untere Beschränkung für das globale Luftverhältnis, aufgrund der trägen Dynamik des Luftpfades (siehe Verlauf von p_{Lade}), nicht zu unterschreiten. Der Verbrennungsregler stabilisiert während des transienten Übergangs die Verbrennungsschwerpunktlage um den geforderten Sollwert von 7°CAaTDC und versucht gleichzeitig möglichst gut dem dynamischen Sollwert $m_{\text{Diesel,dyn}}$ zu folgen, indem der Einspritzzeitpunkt entsprechend angepasst wird.

In weiteren Validierungsversuchen konnte erfolgreich gezeigt werden, dass das gesamthafte Regelungskonzept den Dual-Fuel Prozess sowohl im DDF als auch im RCCI Bereich bei flexibler Vorgabe der SR, des Verbrennungsschwerpunktes und auch des globalen Luftverhältnisses unter stationären und insbesondere lasttransienten Bedingungen führen kann.

MARITIME STEUERUNGSSARCHITEKTUR

Die Zielanwendung hat großen Einfluß auf die regulativen Anforderungen an die Steuerungsarchitektur. Für dieses Programm wurde als Zielanwendung ein elektrischer Schiffsantrieb gewählt. Die Forderung nach einer hoch verfügbaren elektrischen Leistung wird durch redundant betriebene Dual-Fuel Generator-Motoren sichergestellt. Eine weitere Zielanwendung ist der Dual-Fuel Hilfsantrieb zur Sicherstellung der elektrischen Versorgung an Bord.

Als Grundlage zur Auslegung des Steuerungssystems wurden die Regularien der DNV-GL herangezogen, spezifisch der „Part 4 Systems and components“, „Chapter 3 Rotating machinery – drivers“ und „Chapter 9 Control and monitoring systems“. Die Dual-Fuel spezifischen Anforderungen werden als Vereinigungsmenge derjenigen für Gas und Diesel abgeleitet.

Als Hilfsmittel zur ganzheitlichen und reproduzierbaren Entwicklung der Steuerungsarchitektur wurde PREEVision von Vector Informatik eingesetzt. Es ermöglicht, ausgehend von den Anforderungen, die Funktionsblocksaltbilder abzuleiten, die Funktionen auf die Komponenten der Software- und Hardwarearchitektur abzubilden und schließlich die detaillierte Verkabelung zu erstellen. Durch die ganzheitliche Modellierung des Steuerungssystems und einer inhaltlichen Verknüpfung der Artefakte, kann eine lückenlose und jederzeit nachvollziehbare Sicherheitsanalyse erfolgen, die als Grundlage der maritimen Zertifizierung dient. Die Sicherheitsanalyse wurde an die IEC61508 angelehnt, mit Berücksichtigung der marine-spezifischen Anforderungen.

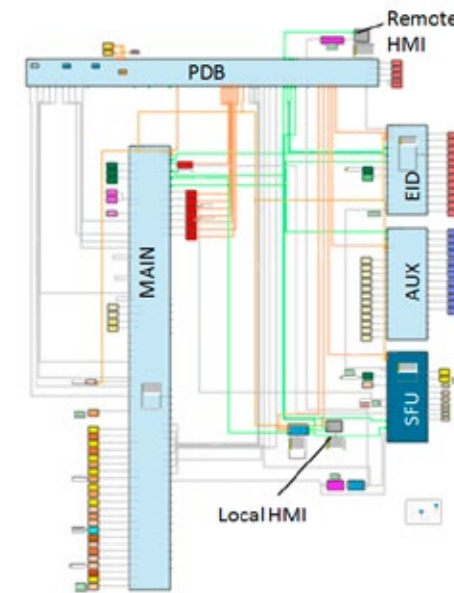


Abb. 12: DF HW Architektur

Die resultierende Hardware-Architektur ist in Abb. 12 dargestellt. Die Standard-Überwachungsfunktionen werden durch das Haupt- (MAIN) und Hilfs-Steuergerät (AUX) sichergestellt. Der Injektortreiber (EID) steuert die Injektoren. Die Redundanz der Sicherheitsfunktionen wird durch ein völlig unabhängiges Überwachungssystem (SFU) verwirklicht. Die Leistungsversorgung (PDB) versorgt das SFU unabhängig vom restlichen Steuerungssystem. Die Interaktion mit dem Motor erfolgt über eine Schnittstelle am Motor (local HMI) oder alternativ aus der Entfernung, etwa von der Schiffsbüke (remote HMI).

ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen des JB-X-Clean Forschungsprogrammes wurde die Technologie erarbeitet, um Dual-Fuel Motoren für maritime Anwendungen mit $SR > 95\%$ mit nur einem Injektor pro Zylinder stabil zu betreiben. Auf der Seite der Aktuatorik wurde ein Injektorsystem entwickelt, welches hohe Einspritzgenauigkeiten im Kleinstmengenbereich ermöglicht. Auf der Seite der Verbrennungsregelung wurde ein Algorithmus erstellt, mit dem die starken Nichtlinearitäten der Regelstrecke beherrscht werden können. Diese Komponenten wurden in eine Motorsteuerung integriert, mit dem der Dual-Fuel Betrieb im MiL und HiL-Test validiert wurde. Durch die Modellierung des gesamten Dual-Fuel Steuerungssystems von den Anforderungen, über die Software bis zur Verkabelung der Komponenten, wurde die Grundlage für die Bewertung der funktionalen Sicherheit und damit der maritimen Zulassung gelegt.

Die Partner danken dem Bundesministerium für Wirtschaft, den assoziierten Partnern (Hammonia Reederei, Meyer Werft) und dem Projektträger Jülich für die Förderung und Unterstützung des Vorhabens.

LITERATUR

- [1] Königsson, F., Stahlhammer, P. u. Angstrom, H.-E.: Characterization and Potential of Dual Fuel Combustion in a Modern Diesel Engine. SAE Technical Paper 2011-01-2223 (2011)
- [2] Walter, N. R., Wissink, M. L., Del Vescovo, D. A. u. Reitz, R. D.: Natural Gas for High Load Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition in Heavy-Duty Engines. Journal of Energy Resources Technology 137(4) (2014)
- [3] Doosje, E., Willems, F. u. Beart, R.: Experimental Demonstration of RCCI in Heavy-Duty Engines using Diesel and Natural Gas. SAE Technical Paper 2014-01-1318 (2014)
- [4] Ott, T., Zubriggen, F., Onder, C. u. Guzzella, L.: Cylinder Individual Feedback Control of Combustion in a Dual Fuel Engine. Proceedings of the 7th IFAC ymposium on Advances in Automotive Control (2013)
- [5] Korkmaz, M., Jochim, B., Beeckmann, J., Pitsch, H., Ritter, D. u. Abel, D.: Experimental Investigation and Analysis of Performance and Emissions Characteristics of a Single-Cylinder Compression Ignition Dual-Fuel Engine for Model-Based Combustion Control. Proceedings of the 2017 Symposium for Combustion Control (2017)

SCHRIFTENREIHE PROJEKTRÄGER JÜLICH

1. Technologie- und Erkenntnistransfer aus der Wissenschaft in die Industrie
Eine explorative Untersuchung in der deutschen Material- und Werkstoffforschung
hrsg. von A. Pechmann, F. Piller und G. Schumacher (2010), 230 Seiten
ISBN: 978-3-89336-624-8
2. STATUSTAGUNG SCHIFFFAHRT UND MEERESTECHNIK
Tagungsband der Statustagung 2010 (2010), 173 Seiten
ISBN: 978-3-89336-677-4
3. STATUSTAGUNG SCHIFFFAHRT UND MEERESTECHNIK
Tagungsband der Statustagung 2011 (2011), 227 Seiten
ISBN: 978-3-89336-745-0
4. STATUSTAGUNG SCHIFFFAHRT UND MEERESTECHNIK
Tagungsband der Statustagung 2012 (2012), 206 Seiten
ISBN: 978-3-89336-832-7
5. STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN
Tagungsband der Statustagung 2013 (2013), 188 Seiten
ISBN: 978-3-89336-922-5
6. STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN
Tagungsband der Statustagung 2014 (2014), 179 Seiten
ISBN: 978-3-95806-006-7
7. STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN
Tagungsband der Statustagung 2015 (2015), 196 Seiten
ISBN: 978-3-95806-104-0
8. STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN
Tagungsband der Statustagung 2016 (2016), 220 Seiten
ISBN: 978-3-95806-187-3
9. STATUSTAGUNG MARITIME TECHNOLOGIEN
Tagungsband der Statustagung 2017 (2017), 224 Seiten
ISBN: 978-3-95806-277-1