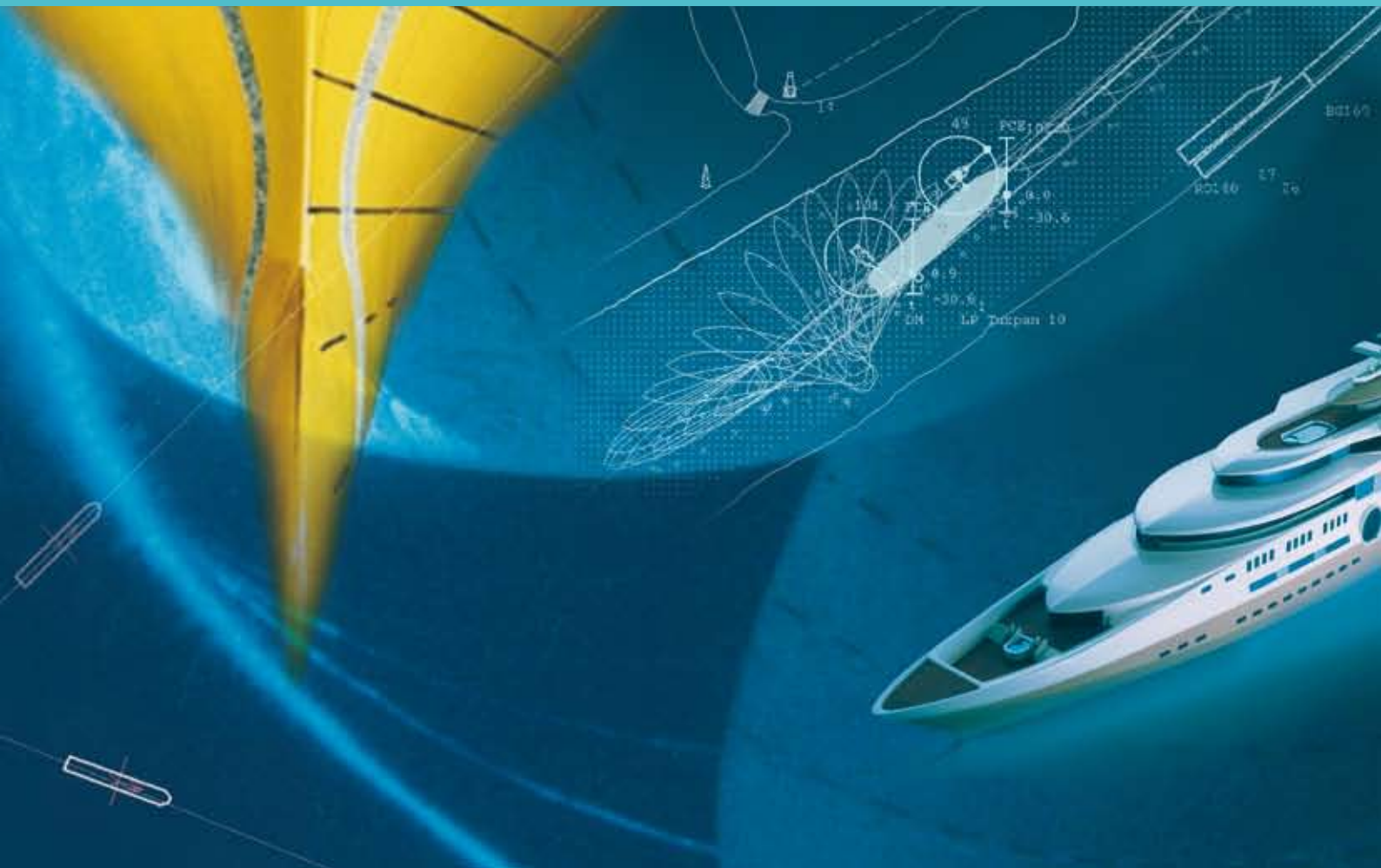


Sechster Interdisziplinärer Workshop Maritime Systeme

Aktuelle Ergebnisse aus laufenden Promotionsprojekten an der TUHH



TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg

Impressum

Herausgeber

Forschungsschwerpunkt Maritime Systeme der TUHH

Redaktion

Sven-Brian Müller

Gestaltung

Formlabor, Hamburg

Sechster Interdisziplinärer Workshop Maritime Systeme

Aktuelle Ergebnisse aus laufenden Promotionsprojekten an der TUHH

Hamburg, 03. März 2015

Inhalt

Didi Tchuindjang, Wolfgang Fricke

Schwingfestigkeitsuntersuchungen von Längssteifen unter Berücksichtigung der Eigenspannungen 1

Nicolas Rox

Optimierung von RoRo-Decks in der frühen Entwurfsphase 4

Robert Banek, Günter Ackermann

Regelung dieselektrischer Schiffsantriebe bei schnell veränderlichen Propellerbelastungen 8

Christoph Thiem, Günter Ackermann

Simulation schiffstechnischer Anlagen unter Verwendung des FMI-Standards 11

Johannes Will, Anja Kömpe

Entwicklung eines zuverlässigen transversalen Wellenschnittverfahrens zur Bestimmung des Wellenwiderstandes mit Hilfe der Potenzialtheorie 15

Sönke Neumann, Arne Wenzel

Fluid-structure interaction of vertical-axis turbines with actuator methods and flexible multi-body dynamics 19

Axel Hackbarth, Edwin Kreuzer, Eugen Solowjow

mumAUV: A Platform for Underwater Swarm Robotics Research 24

Schwingfestigkeitsuntersuchungen von Längssteifen unter Berücksichtigung der Eigenspannungen

Didi Tchuindjang, Wolfgang Fricke

TUHH, Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen, Schwarzenbergstraße 95C – 21075 Hamburg, didi.tchuindjang@tuhh.de

Kurzfassung: Zur Erläuterung des Einflusses von Schweiß eigenspannungen auf die Schwingfestigkeit von Längssteifen wurden Schwingfestigkeitsversuche und Rissfortschrittuntersuchungen durchgeführt. Die Schweißnahtgeometrie, der Eigenspannungszustand durch Spannungsarmglühen der Versuchskörper und das Grenzspannungsverhältnis wurden bei den Versuchen variiert. Der Einfluss der Mittelspannung und der Eigenspannung ist gering, wobei der Einfluss der Nahtgeometrie deutlich sichtbar ist. Proben mit geringerem Nahtanstiegswinkel zeigen eine höhere Schwingfestigkeit, was vor allem auf die längere Rissinitiierungsphase zurückzuführen ist. Die gemessenen und berechneten Eigenspannungen ergeben Quereigenspannungen von bis zu 80% der Streckgrenze an den anrisskritischen Nahtübergängen. Die zyklische Belastung der Proben zeigt, dass die Eigenspannungen sich beim ersten Lastzyklus signifikant durch Plastifizierung abbauen.

1 Einführung

Schweiß eigenspannungen werden bei Schweißprozessen induziert und beeinträchtigen das Tragverhalten geschweißter Bauteile, insbesondere die Zugeigenspannungen, die zu einer Minderung der Schwingfestigkeit führen. In Anlehnung an frühere Arbeiten und zur Untersuchung des Einflusses von Zugeigenspannungen auf die Schwingfestigkeit geschweißter Bauteile – im Bereich der Zeitfestigkeit – wurden experimentelle und numerische Berechnungen an Längssteifen durchgeführt. In [4] konnte gezeigt werden, dass durch Spannungsarmglühen die Dauerfestigkeit von Längssteifen um den Faktor 2 gesteigert werden konnte, was aber im Zeitfestigkeitsbereich zu keiner Verbesserung führte. In [3] wurde nachgewiesen, dass erst bei einem Grenzspannungsverhältnis von $R = -\infty$ eine Verbesserung der Schwingfestigkeit erreicht werden kann. In dieser Arbeit wurde mit Hilfe von Schwingfestigkeitsversuchen und Rissfortschrittsuntersuchungen versucht zu erklären, warum die Längssteifen keine Mittelspannungsempfindlichkeit aufweisen.

2 Schwingfestigkeitsversuche

2.1 Proben für die Schwingfestigkeitsversuche

Abb. 1 stellt die Abmessungen der Versuchskörper dar. Es wird zwischen zwei Nahtgeometrien NG1 mit einfacher Kehlnaht und NG2 mit Vollanschluss und dreilagig als DHV-Naht unterschieden. Die Längssteifen wurden aus höherfestem Baustahl S355J2G3 hergestellt. Insgesamt wurden 6 Versuchsserien betrachtet, wobei der Eigenspannungszustand und das Grenzspannungsverhältnis variiert wurden. Die Versuchskörper wurden zyklisch mit konstanter Amplitude auf verschiedenen Lasthorizonten geprüft. Die Belastung der Proben erfolgte in Plattenlängsrichtung (siehe Abb. 1 – roter Pfeil). Die Versuche wurden bis zum Durchreißen der Platte mit Frequenzabschaltung gefahren. Wie erwartet traten Risse am ausgewählten Steifenende auf, da die drei weiteren potentiellen Nahtübergänge geschliffen wurden.

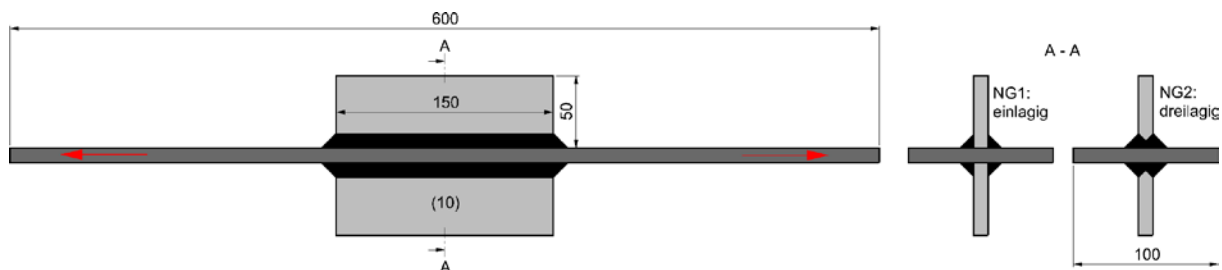


Abb. 1: Geometrie und Abmessungen der Längssteifen mit einfacher Kehlnaht (NG1) und mit Vollanschluß mit DHV-Naht (NG2)

2.2 Auswertung der Schwingfestigkeitsversuche

Die Versuchsergebnisse wurden statistisch, basierend auf der Nennspannung ausgewertet und in einem Wöhlerdiagramm dargestellt. Hierbei wurden für jede Serie die Kennwerte der Schwingfestigkeit bei einer Schwing-

spielzahl von $N_R = 2 \cdot 10^6$ für Überlebenswahrscheinlichkeiten von $P_{ii} = 97,7\%$, und 50% ermittelt. Dabei wurden die für Schweißverbindungen typische Wöhlerlinienneigung $m = 3$ und die Standard Streuung $T_N = 1:3$ und $T_\sigma = 1:1,44$ aufgrund der geringen Anzahl der Proben je Serie angenommen [1]. Dennoch wurden die tatsächlichen Neigungen und Streuungen bestimmt. NG1-Proben zeigten eine Wöhlerlinienneigung von $m \approx 3,5$ und NG2-Proben $m \approx 4,3$. Insgesamt zeigten die Probenkörper eine geringe Streuung von etwa $T_\sigma \approx 1,2$. Abb. 2a) fasst die Versuchsergebnisse in einem Wöhlerdiagramm basierend auf der Nennspannungsamplitude und der Zeitfestigkeitsgerade jeder Serie für $P_{ii} = 50\%$ zusammen. In Abb. 2b) werden die ermittelten Kennwerte der Schwingfestigkeit bei $P_{ii} = 97,7\%$ der FAT-Klasse FAT71 gegenübergestellt. In den Regelwerken wird bei der Bewertung von Längssteifen auf Basis des Nennspannungskonzepts für eine Steifenlänge von 150 mm die FAT-Klasse FAT71 empfohlen [2]. Auffallend ist, dass die Längssteifen nur einen sehr geringen Einfluss des Grenzspannungsverhältnis ($R=0,0$; $R=0,5$) auf die Schwingfestigkeit aufweisen. Des Weiteren wird die Schwingfestigkeit der Längssteifen nur sehr gering vom Eigenspannungszustand (NG1U und NG2U im Schweißzustand; NG1G und NG2G im geglühten Zustand) beeinflusst, was nach [1] und [4] möglicherweise auf die hohe Kerbschärfe bei der Längssteife zurück zu führen ist. Deutlich sichtbar ist der Einfluss der Nahtgeometrie. Die Versuchsergebnisse bestätigen die FAT-Klasse FAT71.

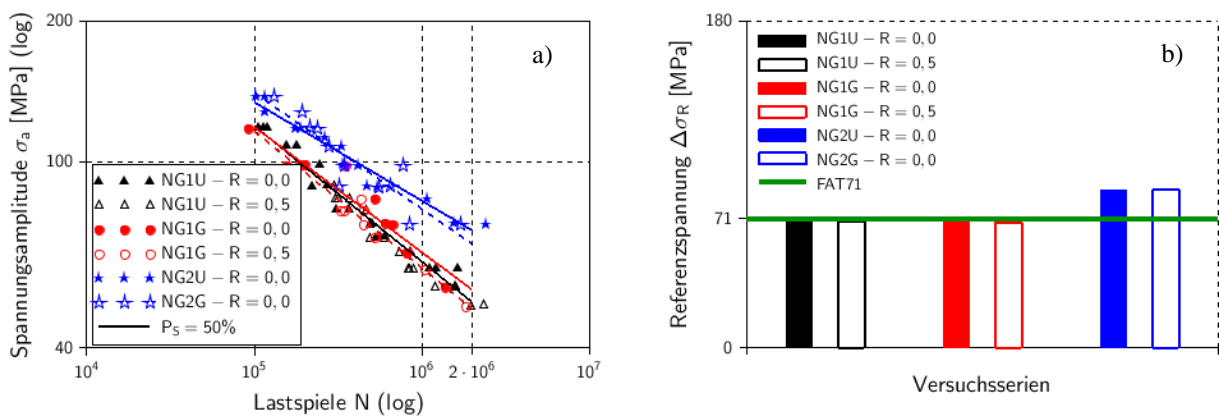


Abb. 2: Zusammenfassung a) und Gegenüberstellung der Versuchsergebnisse zu der FAT Klasse FAT71 bei $m = 3$, $P_{ii} = 97,7\%$, $T_N = 1:3$ und $T_\sigma = 1:1,44$ für $N_R = 2 \cdot 10^6$

Für die NG2-Proben ergaben sich im Vergleich zu NG1 höhere Lebensdauer bzw. eine höhere Referenzspannung $\Delta\sigma_R$ bei $N_R = 2 \cdot 10^6$, siehe Abb. 2. Diese Proben wiesen im Verhältnis zu den NG1-Proben einen geringeren Nahtanstiegswinkel und einen größeren Kerbradius auf, was zu einer Verlängerung der Anrisslebensdauer und der Gesamtlebensdauer führte. Dieser Effekt lässt sich anhand des Verlaufs der gemessenen Dehnungen kurz vor dem Nahtübergang in Abb. 3 bei einem Lastniveau von $\Delta\sigma_n = 200$ MPa erkennen. Abb. 3 zeigt, dass der Abfall der Dehnung für NG2-Proben erst später eintritt, was auf einen späteren Anriss schließen lässt.

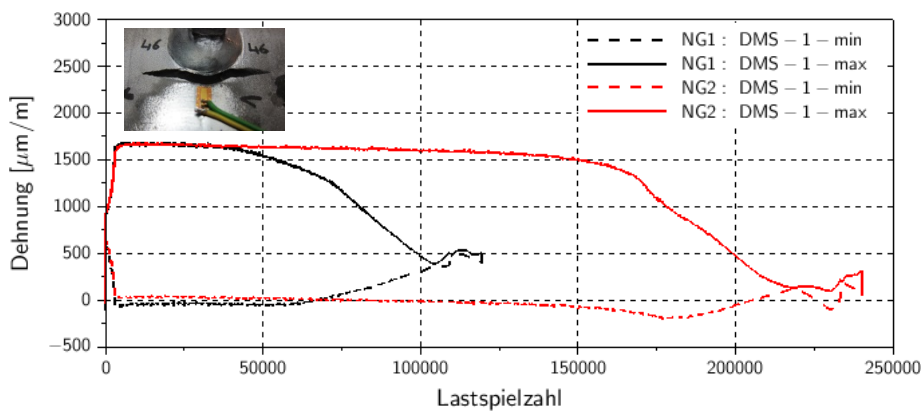


Abb. 3: Vergleich des Dehnungsverlaufs zwischen NG1-Proben und NG2-Proben bei einer Nennspannung von $\Delta\sigma_n = 240$ MPa

3 Vorgehensweise für die numerische Rissfortschrittsuntersuchung

Die durchgeführten Schwingfestigkeitsversuche an Längssteifen zeigen keinen Mittelspannungseinfluss und keinen Eigenspannungseinfluss. Ein deutlicher Einfluss ergab sich aus der Nahtgeometrie auf die Schwingfestigkeit im Bereich der Zeitfestigkeit. Im Folgenden wird die Vorgehensweise zur numerischen Untersuchung dieser Effekte dargestellt.

3.1 Erfassung der Probengeometrie

Die Längssteifen wiesen im geschweißten Zustand einen maximalen Verzug von 2 mm auf, während die spannungsarmgeglühten Proben durch Auslösen schweißinduzierter Eigenspannungen einen Verzug von bis zu 8 mm aufwiesen. Auch die Schweißnahtgeometrie wurde mit Hilfe eines 3D-Laserscanner erfasst. Die gewonnenen Geometriedaten werden in den FE-Berechnungen berücksichtigt.

3.2 Bestimmung des Spannungsfelds an den Nahtübergängen

Zur Berechnung der Spannungsintensitätsfaktoren, die das Spannungsfeld an der Risspitze beschreiben, wurden FE-Berechnungen durchgeführt. Die ermittelten Spannungsprofile in Tiefenrichtung unter Berücksichtigung der Schweißnahtgeometrie zeigen für die Nahtgeometrien NG1 und NG2 ähnliche Verläufe ab einem Abstand von 0,5 mm unter der Probenoberfläche. Daraus folgt, dass der Einfluss der Nahtgeometrieparameter wie des Nahtanstiegswinkels und des Kerbradius sich auf einen Bereich von 0,5 mm unterhalb der Probenoberfläche beschränkt. Mit den vorhandenen Kerbradien und Nahtanstiegswinkeln (0,15 mm und 50° für NG1 – 0,3 mm und 35° für NG2) lassen sich Kerbformzahlen von etwa 6,5 und 4,5 für NG1 und NG2 an den Nahtübergängen ermitteln. Bei gleich großen Rissen zeigen NG1 und NG2 annähernd gleich große Spannungsintensitätsfaktoren.

3.3 Eigenspannungsberechnungen

Zur Bestimmung der Eigenspannungen wurden Messungen und Schweißsimulationen durchgeführt. Quereigenspannungen bis zu 80% der Streckgrenze im Bereich der anrisskritischen Bereiche wurden ermittelt. Dabei zeigten die gemessenen und berechneten Eigenspannungen ein qualitativ ähnlicher Verlauf. Phasenumwandlungseffekte konnten aufgrund des verwendeten Programms (ANSYS) nur vereinfacht berücksichtigt werden. Dafür wurden zwei Kurven der Wärmeausdehnungskoeffizienten für das Erwärmen und das Abkühlen bis zur Martensit-Rückumwandlung bei Temperaturen zwischen 300 und 500°C verwendet, wobei die Spannungs-Dehnungs-Kurven in dem Temperaturbereich der Martensit-Rückumwandlung mit dem Trip-Koeffizient zur Berücksichtigung der Umwandlungsplastizität herunterskaliert wurden. In Abhängigkeit des Lastniveaus konnte gezeigt werden, dass die Eigenspannungen nach dem ersten Lastzyklus zum Teil abgebaut sind. Weiterhin soll die Entwicklung bzw. die Verteilung der Eigenspannungen mit fortschreitendem Riss untersucht werden.

3.4 Risschließeffekte und Rissfortschrittberechnung

Generell werden die Eigenspannungen in Rissfortschrittsuntersuchungen mit einer Verschiebung der Mittelspannung berücksichtigt. Da die Längssteifen keine Mittelspannungsempfindlichkeit (R-Einfluss) zeigen, würde der Einsatz dieser Methode der Mittelspannungsverschiebung zu falschen Rückschlüssen führen. Aber dafür bietet sich die Ermittlung der Risschließeffekte an. Hiermit wird mit Hilfe von nicht-linearen Spannungsanalysen ermittelt, ab wann der Riss wachstumsfähig (Rissöffnen) und nicht wachstumsfähig (Riss schließen) ist, woraus effektive Spannungsintensitätsfaktoren für die Rissfortschrittsberechnung ermittelt werden. Dabei sollen auch die Eigenspannungsfelder in Betracht gezogen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten Zur Bauteilberechnung. Springer Verlag, Berlin, 2006.
- [2] Hobbacher, A.: Recommendations for Fatigue Design of welded Joints and Components. IIW Doc. 1823-07. Welding Research Council, New York, 2009.
- [3] Rörup, J.: Einfluss von Druckmittelspannungen auf die Betriebsfestigkeit von geschweißten Schiffskonstruktionen. Bericht 619, Schriftreihe Schiffbau. Dissertation an der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 2003.
- [4] Sonsino, C. M.: Über den Einfluß von Eigenspannungen, Nahtgeometrie und mehrachsigen Spannungszuständen auf die Betriebsfestigkeit geschweißter Konstruktionen aus Baustählen. Materialwissenschaften und Werkstofftechnik, Bd. 25:1994, S. 97–109.

Optimierung von RoRo-Decks in der frühen Entwurfsphase

Nicolas Rox

TUHH, Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit, Schwarzenbergstraße 95 C, 21073 Hamburg, nicolas.rox@tuhh.de

Der Optimierung von RoRo – Decksstrukturen in der frühen Entwurfsphase wird oftmals eine nachrangige Bedeutung beigemessen. Dabei hat die Bauhöhe der Rahmen und Unterzüge einen unmittelbaren Einfluss auf zentrale Entwurfsgrößen wie Gewicht, Schwerpunkt und innere Unterteilung. Die hier vorgestellte Methode soll dieses Potential zur Verbesserung des Hauptspantentwurfs von RoRo Fahrgastschiffen nutzbar machen.

1 Einleitung

Als frühe Schiffsentwurfsphase bezeichnet man die Zeit von der Projektanfrage bis zum Abschluss eines Bauvertrags. Sie erstreckt sich üblicherweise über einen Zeitraum von maximal 4-6 Wochen. Während dieser Phase ist das Ziel, ein funktionierendes Produkt zu entwerfen, das sowohl der geforderten Bauspezifikation, als auch den geltenden Regelwerken genügt und im Idealfall zu einem erfolgreichen Vertragsabschluss führt. Hierbei kann zwischen Schiffs- und Stahlentwurf unterschieden werden (vgl. Abb. 1). Typische Aufgaben des Schiffsentwurfs sind die Festlegung der Hauptabmessungen, der inneren Unterteilung und der Rumpfform unter Berücksichtigung der geforderten Ladefälle und der zu erzielenden Schiffsgeschwindigkeit. Der Stahlentwurf beinhaltet im frühen Projektstadium u.a. die Festlegung der grundlegenden Bauteilgeometrien am Hauptspant sowie die Abschätzung eines Leerschiffsgewichts. FE- und Schwingungsrechnungen sowie erste konstruktive Aufgaben werden erst in einer späteren Entwurfsphase durchgeführt. Während die zuletzt genannten Aufgaben den Konstruktions- und Festigkeitsabteilungen zuzuordnen sind, ist es sinnvoll, die Gewichtsrechnung und den Hauptspantentwurf in enger Zusammenarbeit mit der Schiffsentwurfsabteilung zu erarbeiten.

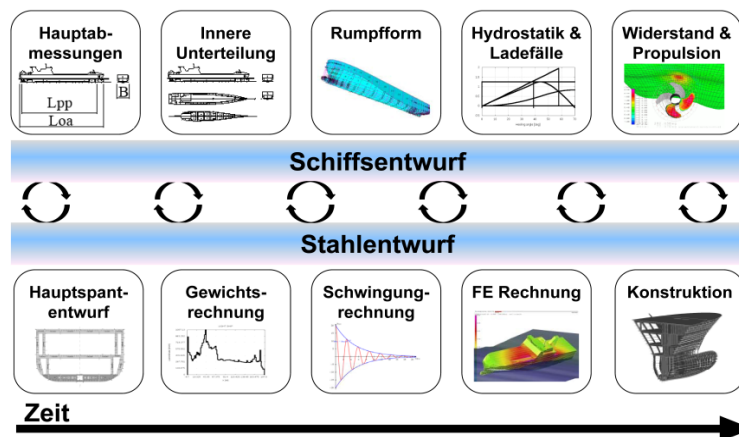


Abb. 1: Schiffsentwurf & Stahlentwurf

Dies ist erforderlich, um in Zusammenarbeit von Schiffs- und Stahlentwurf einen ganzheitlichen Hauptspantentwurf zu erzielen. Bei RoRo Fahrgastschiffen (RoPax) ist hierfür das Zusammenwirken einer Vielzahl von Entwurfsmethoden notwendig. Einige der wichtigsten Methoden sind im Folgenden umrissen (vgl. Abb. 2).

Auf Basis der initialen Rumpfform werden die Intakstabilitätskriterien geprüft. Beim Wetterkriterium hat neben der Rumpfform vor allem die Größe der Seitenlateralfläche einen großen Einfluss. Ein tief liegender Gewichtschwerpunkt und eine kleine Seitenlateralfläche erleichtern das Bestehen des Kriteriums. Für die Prüfung der Leckstabilitätsvorschriften muss zunächst die innere Unterteilung durch Längs- und Querschotten im wasserdichten Verdrängungskörper – also bis zum Freiborddeck – definiert werden. Bei RoPaxen ist dies stets das Hauptfahrzeugdeck, da es praktisch unmöglich ist, das Schiff oberhalb wasserdicht zu unterteilen. In Europa muss zusätzlich das Stockholm-kriterium erfüllt werden. Zum Bestehen dieses Kriteriums ist wegen der darin enthaltenen Restfreibordforderung eine Erhöhung des Freiborddecks sinnvoll. Da dadurch die darüber liegende Schiffstruktur ebenfalls nach oben wandert, verschiebt das den Schwerpunkt nach oben. Bei einem RoPax ist im Regelfall entweder das Wetter- oder das Stockholm-kriterium das begrenzende Stabilitätskriterium. Das führt zu einem Zielkonflikt, da nach dem Stockholm-kriterium ein höher liegendes Hauptfahrzeugdeck begünstigt wird,

während dies zum Bestehen des Wetterkriteriums eher von Nachteil ist. Neben der Höhe des Hauptfahrzeugdecks wird durch die innere Unterteilung auch das Bauspantraster festgelegt.

Darauf aufbauend wird der Hauptspant modelliert und ausgelegt. Die Abmessungen der Platten und Längssteifen können mit Hilfe von Klasse-Dimensionierungstools, (z.B. Poseidon vom DNVGL) unter Angabe von ununterstützten Längen, lokalen Lasten wie Tankdrücken und Radlasten sowie den globalen Lasten durch die Schiffskörperlängsbiegung ermittelt werden. Bei der Dimensionierung der Deckslängsbalken sind neben den Lasten vor allem der Unterzug- und Querrahmenabstand von entscheidender Bedeutung, da deren Abmessungen quadratisch mit der ununterstützten Länge skalieren. Hier gilt es die Anordnung der Unterzüge sowie den Rahmenabstand – respektive das Spantraster – so zu wählen, dass eine optimale Balance zwischen Bauteilbelastung und -gewicht gefunden wird. Die Abmessungen der hochstegigen Unterzüge und Querrahmen werden oft nur mit Hilfe von Erfahrungswerten bestimmt. Allerdings hat vor allem die Höhe der Träger einen unmittelbaren Einfluss auf die Lage des Hauptfahrzeugdecks über Basis. Wie zuvor ausgeführt, hat diese Lage einen direkten Einfluss auf wichtige Entwurfsparameter wie die Stabilität und den Gewichtsschwerpunkt, weswegen sich eine Optimierung der Trägerhöhen im Hinblick auf den Gesamtentwurf anbietet.

Mit dem dimensionierten Hauptspant ergeben sich unmittelbar ein korrigiertes Hauptspantgewicht und ein veränderter Schwerpunkt, mit deren Hilfe die Gewichtsrechnung skaliert und die Ladefälle angepasst werden können. Mit dem gewählten Trägerrost, bestehend aus Unterzügen und Querrahmen, ergeben sich Rahmenspantabstand und Spantraster.

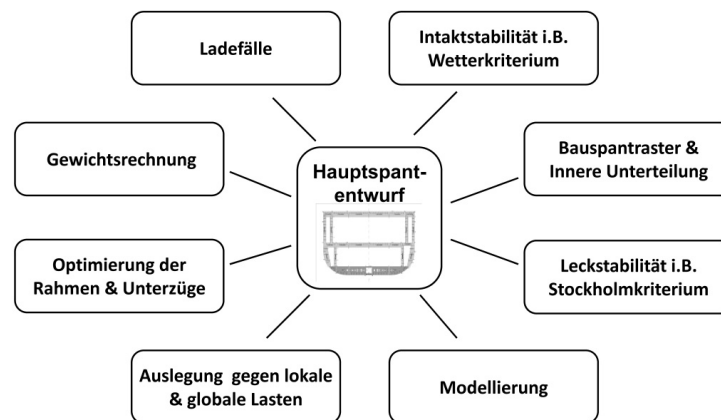


Abb. 2: Hauptspantentwurfsprozess

Die in Abbildung 2 gezeigten Aufgaben sollten idealerweise parallel bearbeitet werden, um einen optimalen Hauptspantentwurf zu erzielen. Allerdings bietet die am Institut M6 verwendete Entwurfsmethoden-Datenbank E4 bisher keine Funktionalität zur optimalen Festlegung der RoRo Decksstruktur. Die im Folgenden umrissene Methode schließt diese Lücke. Für die im Entwurf benötigte Schnelligkeit und Genauigkeit bieten sich einfache Trägerrostberechnungen zur Bestimmung der optimalen Trägerabmessungen an.

2 Trägerrostlöser

Der implementierte Trägerrostlöser basiert auf der Deformationsmethode und verwendet einfache finite Balkenelemente mit 3 Freiheitsgraden je Knoten (Abb. 3 oben links). Die Implementierung basiert auf den Ausführungen von Lehmann [1], Fricke [2], Hughes [3] und Klein [4].

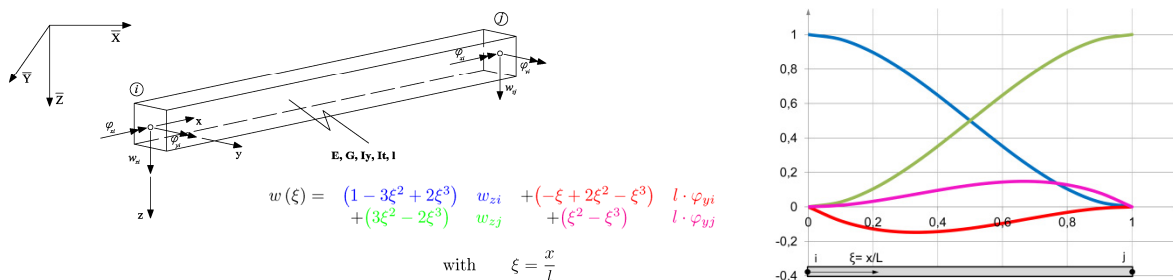


Abb. 3: Verwendetes Balkenelement & Verformungsansatz

Der verwendete Verformungsansatz (vgl. Abb. 3 rechts) vernachlässigt die Schubverformung und führt auf das in Formel (1) gezeigte Gleichungssystem, welches je Element gelöst wird, um die gesuchten Knotenverformungen zu erhalten.

$$\begin{pmatrix} P_{zi} \\ M_{xi} \\ M_{yi} \\ P_{zj} \\ M_{xj} \\ M_{yj} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 12K_y & 0 & -6K_y \cdot l & -12K_y & 0 & -6K_y \cdot l \\ & K_T & 0 & & -K_T & 0 \\ & & 4K_y \cdot l^2 & 6K_y \cdot l & & 2K_y \cdot l^2 \\ & & & 12K_y & 0 & 6K_y \cdot l \\ & & & & K_T & 0 \\ & & & & & 4K_y \cdot l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} w_{zi} \\ \varphi_{xi} \\ \varphi_{yi} \\ w_{zj} \\ \varphi_{xj} \\ \varphi_{yj} \end{pmatrix} \quad (1)$$

mit $K_T = \frac{G \cdot I_T}{l}$ und $K_y = \frac{E \cdot I_y}{l^3}$

Mit diesen ergibt sich, unter Verwendung des Verformungsansatzes, die Biegelinie sowie Momenten- und Querkraftverteilung in der modellierten Struktur. Auf Basis der Momentenverteilung lassen sich dann mit dem Widerstandsmoment unmittelbar die auftretenden Spannungen berechnen.

3 Optimierungsverfahren

Zur Optimierung der Trägerrostparameter wird ein, mit der so genannten Chwarismi-Compiler-Umgebung [5] erstellter Algorithmus, verwendet. Dieser enthält ein gradientenbasiertes Optimierungsverfahren, welches auf einer Tangenten-Such-Methode nach Hilleary [6] basiert. Das Verfahren variiert miteinander in Beziehung stehende Parameter auf Basis von Schätzwerten. Hierbei wird unter Beachtung von Randbedingungen versucht, die Zielfunktion zu maximieren oder zu minimieren. Das so erzielbare Optimum ist daher ein lokales Optimum.

4 Ergebnisse

Die neue Methode kombiniert eine automatische Erzeugung des Berechnungsmodells, mit dem beschriebenen Trägerrostlöser und dem gezeigten Optimierungsverfahren, um eine im Sinne des Entwurfs optimale RoRo-Deck-Konfiguration zu ermitteln. Der zuvor modellierte Hauptspant dient dabei als Basis für die Knotenpositionen und Elementeigenschaften im resultierenden Trägerrost. Dem Stahlmodell werden schon beim Modellieren alle Informationen mitgegeben um die Knotenlagerung und ununterstützten Längen zu definieren. Der Methodenablauf ist in Abb. 4 skizziert.

Basierend auf einem klassegerechten Hauptspant wird von der Methode ein Laderaummodell extrudiert und auf Basis der Decksstruktur ein Trägerrost, bestehend aus Balkenelementen, erzeugt. Die Elementeigenschaften ergeben sich aus den Profilabmessungen der Rahmen & Unterzüge inklusive der mittragenden Breite des angeschlossenen Decks sowie dem verbauten Material (Flächenträgheitsmoment I_y , Torsionswiderstandsmoment I_T und Länge l sowie E-Modul, Schubmodul G und Materialfaktor k). Die auf dem Deck gefahrene RoRo Ladung wird in entsprechende Ersatzlasten überführt und in Form von Punktlasten auf dem Trägerrost aufgebracht.

Die Belastung im so modellierten und belasteten Trägerrost lässt sich nun ermitteln und eine Optimierung der Rahmen und Unterzüge durchführen. Es sind 8 variable Parameter implementiert (Breite und Dicke von Flansch und Gurt von Unterzügen und Querrahmen), welche hinsichtlich einer vom Anwender zu wählenden Zielgröße in einem einstellbaren Rahmen optimiert werden können. Die Zielgröße kann z.B. Gewicht, Rahmenhöhe, maximale Auslastung des Rostes ($\delta_{max} = \delta_{zulässig}/k$) oder eine Kombination davon sein. Die gewünschten Trägerabmessungen lassen sich abschließend auf den Hauptspant zurückschreiben.

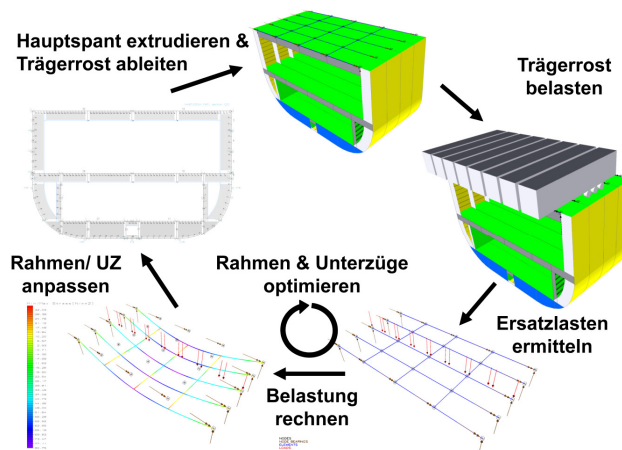


Abb. 4: Decksoptimierungsmethode

5 Zusammenfassung

Die vorgestellte Methode ermöglicht die Optimierung von trägerrostförmigen RoRo-Decksstrukturen bestehend aus Rahmen und Unterzügen im Sinne des Entwurfs. Im Zusammenspiel mit den beschriebenen Schiffsentwurfsmethoden ist es möglich, einen ganzheitlichen Hauptspantentwurf zu realisieren, der sowohl Stahl- als auch Schiffentwurfsmethoden verwendet. Damit ist es möglich innerhalb kürzester Zeit Änderungen an der Hauptspantkonfiguration durchzuführen und deren Auswirkungen auf den Gesamtentwurf abzuschätzen.

Literaturverzeichnis

- [1] Lehmann, E.: Grundzüge des Schiffbaus, Hamburg: Technische Universität Hamburg-Harburg, 2005.
- [2] Fricke, W.: Grundlagen der Strukturanalyse von Schiffen, Hamburg: Hamburg University of Technology, 2011
- [3] O. F. Hughes, O. F.; Paik, J. K.: Ship Structural Analysis and Design, Jersey City, New Jersey: SNAME, 2010.
- [4] Klein, B.: FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, Kassel: Vieweg Verlag, 2000.
- [5] Söding, H.; Wrede, J.: Chwarismi I & II - Compiler für technische Entwurfsaufgaben, Hannover, 1983.
- [6] Hilleary, R.: The Tangent Search Method of Constrained Minimization, Monterey, California: U.S. Naval Postgraduate School, March 1966.

Regelung dieselektrischer Schiffsantriebe bei schnell veränderlichen Propellerbelastungen

Robert Banek, Günter Ackermann

TUHH, Institut für Elektrische Energiesysteme und Automation, Eißendorfer Str. 38, 21073 Hamburg, banek@tuhh.de

Bei Schiffstypen mit großen elektrischen Verbrauchern oder mit besonders hohen Anforderungen an die Manövrierfähigkeit ist der dieselektrische Antrieb das vorwiegend eingesetzte Antriebskonzept. Von großer Bedeutung für die Manövrierfähigkeit ist die Dynamik des Antriebs, die von dem Zusammenspiel aus Dieselgeneratoren, Frequenzumrichter und Fahrmotoren abhängt und im Wesentlichen durch das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren begrenzt ist. In dieser Arbeit werden die Dieselgeneratoren eines Beispielschiffes simuliert und die Simulation mit Messdaten validiert. Anschließend werden anhand der Simulation neue Beschreibungsformen für das Lastaufschaltvermögen entwickelt, der Antrieb des Beispielschiffes in Hinsicht auf Optimierungspotential untersucht und alternative Regelungskonzepte getestet.

1 Einleitung

Der dieselektrische Antrieb ist bei Kreuzfahrt- und Spezialschiffen das vorherrschende Antriebskonzept [1]. Zudem sorgt die Kostenentwicklung der Leistungselektronik, mit welcher der drehzahlvariable Betrieb der Fahrmotoren realisiert wird, für eine weiter zunehmende Verbreitung dieselektrischer Antriebe [2]. Die wichtigsten Vorteile gegenüber Direktantrieben sind

- hohe Redundanz,
- geringe Emissionen von Schall- und Vibrationen,
- größere Freiheiten bei der Aufstellung,
- höherer Wirkungsgrad bei der Bereitstellung der elektrischen Energie für das Bordnetz,
- höherer Wirkungsgrad bei Teillast durch Abschaltung von Dieselgeneratoren und
- bessere Manövrierfähigkeit (je nach Anlagentyp).

Bei den genannten Schiffstypen überwiegen diese Vorteile die Nachteile (größerer Platzbedarf, höheres Gewicht, höhere Investitionskosten, geringerer Wirkungsgrad bei der Bereitstellung des Schubs). Um den Vorteil der besseren Manövrierfähigkeit voll ausnutzen zu können, muss

- a) im Entwurfsprozess eine optimal aufeinander abgestimmte Kombination aus Dieselgeneratoren, Frequenzumrichtern und Fahrmotoren gefunden werden und
- b) das Regelungskonzept für die Gesamtanlage das Potential hinsichtlich der Dynamik möglichst weit ausschöpfen.

In der Vergangenheit bereitete die Kommunikation zwischen Werften und Lieferanten der Antriebskomponenten wiederholt Probleme, weil das dynamische Verhalten der Komponenten nur unzureichend und stark vereinfacht beschrieben wurde. Das Lastaufschaltvermögen der Dieselgeneratoren, welches die Dynamik der Antriebsanlage maßgeblich beeinflusst, wird bisher meist mit einfachen Rampen oder durch Angabe von maximalen Lastsprüngen beschrieben. Eine Berechnung des Drehzahlverhaltens bei Lastaufschaltung oder die Vorgabe lastabhängiger Gradienten der Belastung ist somit für eine Werft nicht möglich. Die vereinfachten Beschreibungen lassen sich in der Antriebsregelung des Beispielschiffes wiederfinden. So zeigen die Messwerte, dass die zeitliche Erhöhung der Fahrmotorenleistung durch einen konstanten Gradienten begrenzt wird. Eine Berücksichtigung des tatsächlichen Betriebszustandes der Dieselgeneratoren findet dabei nicht statt.

In dieser Arbeit werden alternative Beschreibungsformen des Lastaufschaltvermögens von Dieselgeneratoren entwickelt, welche detaillierter sind und gleichzeitig einfach durch Mess- und Simulationsergebnisse von den Motorenherstellern zur Verfügung gestellt werden können. Anschließend wird mittels Simulationen gezeigt, inwieweit durch Verwendung dieser detaillierteren Beschreibungen die Dynamik einer bestehenden Antriebsanlage eines Beispielschiffes (Lotsenstationsschiff, 4 x 728 kW_{el}, 2 x 1200 kW_{el} Fahrmotoren) verbessert werden könnte. Zudem werden am Simulationsmodell alternative Regelungskonzepte (z. B. Störgrößenaufschaltung, Vorsteuerung, Modellbasierte Prädiktive Regelung) getestet.

2 Simulationsmodell

Um das Lastaufschaltvermögen mithilfe eines Simulationsmodells untersuchen zu können, muss das Modell für den Dieselgenerator in der Lage sein, das Drehzahlverhalten bei veränderlicher Belastung wiederzugeben und zudem wichtige Größen, welche die mechanische und thermische Belastung des Motors kennzeichnen oder zur Berechnung der Rußemission bekannt sein müssen, zu berechnen. Dies sind Größen wie z. B. Zylinderdruckver-

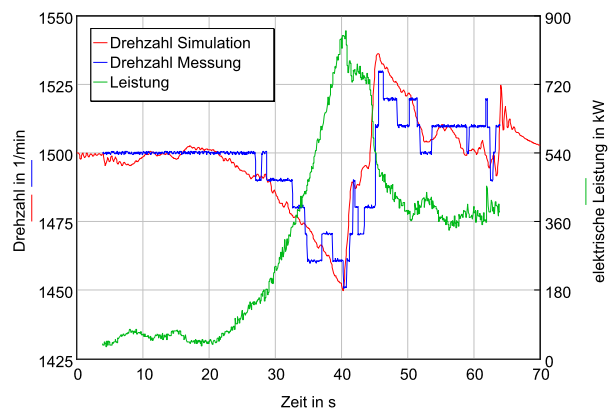
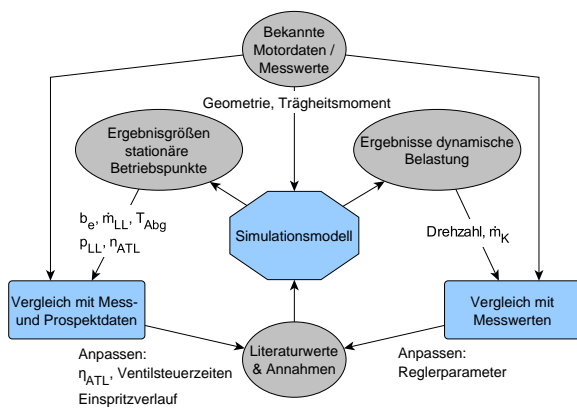


Abb. 1: Kalibrierung des Modells (links) und Vergleich Messung / Simulation des Drehzahlverhalten (rechts)

lauf, Zylindertemperaturverlauf, Verbrennungsluftverhältnis und Abgastemperatur. Aus diesem Grund wurde ein detailliertes mechanisch-thermodynamisches Modell in der Simulationsumgebung GT-POWER erstellt, welches eine Kopplung mit MATLAB/Simulink ermöglicht. Unbekannte Motordaten wie z. B. Ventilsteuerzeiten, Turboladerkennfeld oder Einspritzverlauf wurden iterativ angepasst, bis zunächst für stationäre Betriebspunkte eine gute Übereinstimmung wesentlicher Größen wie Kraftstoffverbrauch, Ladeluftdruck etc. mit entsprechenden Mess- und Prospektaten erzielt wurde. In einem zweiten Schritt wurden die Reglerparameter angepasst, sodass das transiente Verhalten von Einspritzmenge und Drehzahl bei veränderlicher Leistung von Simulation und Messung gut übereinstimmt. Der Kalibriervorgang und die simulierte / gemessene Drehzahlantwort des Generators bei Belastung sind in Abb. 1 dargestellt.

3 Untersuchungen

3.1 Lastaufschaltvermögen und dessen Beschreibung

Mit dem kalibrierten Simulationsmodell kann anhand kritischer Größen wie Luftverhältnis und Abgastemperatur gezeigt werden, dass das Lastaufschaltvermögen der Generatoren auf dem untersuchten Schiff nicht voll ausgenutzt wird. Das theoretische Lastaufschaltvermögen wurde zunächst unter Vernachlässigung des Drehzahlreglers mit konstanter Drehzahl berechnet. In Abb. 2 ist für verschiedene Drehzahlen und Leistungen vor der Lastaufschaltung zum Zeitpunkt $t = 0$ der Verlauf der maximalen Leistung dargestellt, die unter Einhaltung eines minimalen Luftverhältnisses abgegeben werden kann. Dies entspricht in etwa der maximalen Leistung bei einer üblichen ladedruckabhängigen Einspritzmengenbegrenzung [3]. Daraus lässt sich zum einen ablesen, dass theoretisch (mit einem optimalen Regler) die Leistung innerhalb von 4 s von 5 % auf Nennleistung erhöht werden kann (an Bord erfolgt die gleiche Lastaufschaltung in etwa 16 s). Zum anderen zeigt Abb. 2 eine mögliche Beschreibung des Lastaufschaltvermögens durch eine Verkettung aus Sprung- und Exponentialfunktion, deren Parameter abhängig vom momentanen Betriebszustand sind. Die Parametersätze könnten von Motorenherstellern mit vorhandenen Simulationsmodellen oder durch Prüfstandsversuche ermittelt werden und an Werften weiter gegeben werden, ohne dass detaillierte Simulationsmodelle aus der Hand gegeben werden müssten. Werften bekämen damit eine deutlich präzisere Beschreibung des Lastaufschaltvermögens, als sie bisher mit den einfachen Rampen erhalten.

Des Weiteren verdeutlicht Abb. 2 die Wichtigkeit, die Regeldifferenz bei großen Lastaufschaltungen möglichst klein zu halten. Bei reduzierter Drehzahl wird für eine Leistungserhöhung, aufgrund des reduzierten Luftangebots des Abgasturboladers, mehr Zeit benötigt.

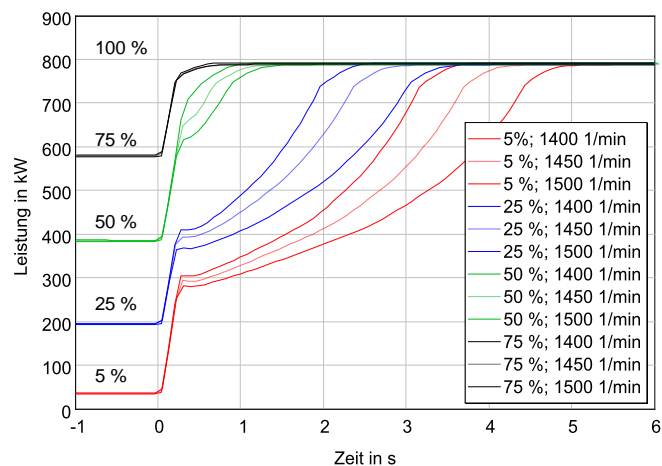


Abb. 2: Leistungsverläufe für maximale Einspritzmenge

3.2 Optimierung der Dynamik

Dieselegeneratoren mit konventionellen Drehzahlreglern (mechanisch / elektronisch), bei denen die Belastung des Generators keine Eingangsgröße darstellt, bieten nur begrenztes Optimierungspotential bezüglich der Dynamik. Neben der Optimierung der Reglerparameter kann jedoch der zeitliche Verlauf der Belastung des Generators optimiert werden. Anhand von Simulationen kann gezeigt werden, dass eine lineare Steigerung der Belastung keineswegs optimal ist, wenn in kürzester Zeit die maximale Leistung erreicht werden soll. Die Belastung sollte vielmehr derart verlaufen, dass möglichst schnell genau die ladedruckabhängige maximale Einspritzmenge eingespritzt wird, die dafür notwendige Drehzahlabweichung jedoch minimal gehalten wird. Daraus ergibt sich ein Verlauf der Belastung ähnlich der in Abb. 2 dargestellten Kurven, jedoch mit kleinerem Sprung zu Beginn und flacherem Anstieg im weiteren Verlauf. Auf diese Weise lässt sich die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Leistung im Vergleich zur linear ansteigenden Belastung bereits erheblich verkürzen.

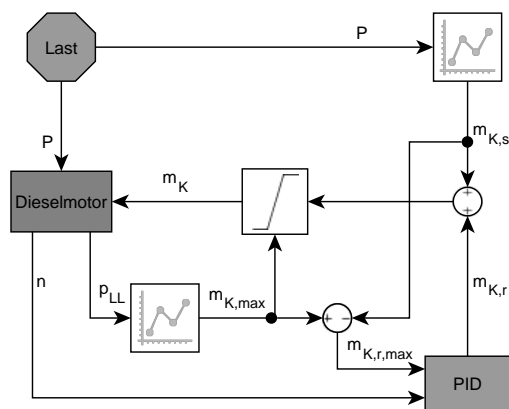


Abb. 3: Prinzip einer kennfeldbasierten Vorsteuerung

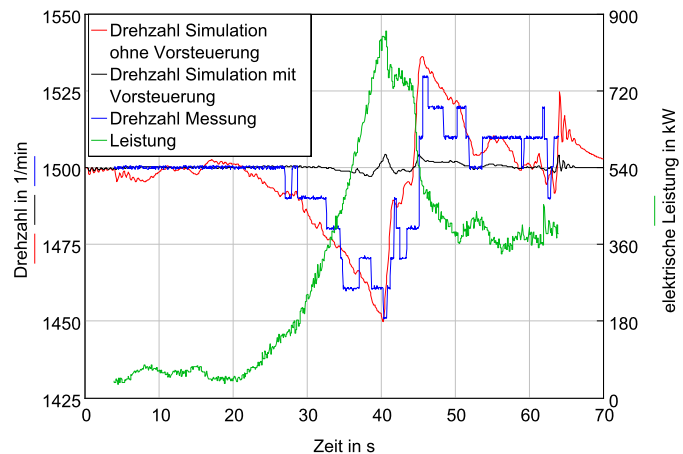


Abb. 4: Drehzahlantwort bei Einsatz einer Vorsteuerung

Das volle Lastaufschaltvermögen von Dieselegeneratoren kann jedoch nur ausgeschöpft werden, wenn der Einspritzmengenregler zusätzlich zur Drehzahl auch die Belastung als Eingangsgröße erhält. Dadurch kann die Einspritzmenge bei Belastung sofort erhöht werden, anstatt erst auf eine Drehzahlabweichung zu reagieren. Für solche Anwendungen eignen sich verschiedene Regelungskonzepte wie z. B. Regler mit Vorsteuerung, mit Störgrößenaufschaltung oder modellbasierte prädiktive Regler. Das Prinzip einer kennfeldbasierten Vorsteuerung ist in Abb. 3 dargestellt. Der Einfluss einer solchen Vorsteuerung auf die Drehzahlantwort des Generators wird beispielhaft in Abb. 4 gezeigt. Die Drehzahlabweichung kann deutlich verringert werden. Somit kann bei gleicher zugelassener Drehzahlabweichung die Lastaufschaltung in wesentlich kürzerer Zeit erfolgen.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Verbesserung der Fahrdynamik eines dieselektrischen Schiffsantriebs setzt eine genaue Kenntnis des Lastaufschaltvermögens der Dieselegeneratoren voraus. Das Lastaufschaltvermögen wird mittels Simulationen untersucht und Beschreibungen dafür entwickelt. Anschließend werden verschiedene Konzepte mit dem Ziel untersucht, das Lastaufschaltvermögen besser auszunutzen.

In folgenden Arbeitsschritten wird das Simulationsmodell für den Dieselegenerator mit einem Simulationsmodell, welches Fahrmotoren, Propeller und Schiffswiderstand abbildet, gekoppelt, um die Auswirkungen verschiedener Regelungskonzepte auf die Schiffsgeschwindigkeit zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

- [1] Woodyard, D. F.: Pounder's marine diesel engines and gas turbines, 9. Auflage. Amsterdam, Boston 2009.
- [2] Sørensen, A. J.: Marine Control Systems. Propulsion and Motion Control of Ships and Ocean Structures, 3. Auflage. Trondheim 2013.
- [3] Rakopoulos, C. D.; Giakoumis, E. G.: Diesel engine transient operation. Principles of operation and simulation analysis. London 2009.

Simulation schiffstechnischer Anlagen unter Verwendung des FMI-Standards

Christoph Thiem, Günter Ackermann

TUHH, Institut für Elektrische Energiesysteme und Automation, Eißendorfer Straße 38, D-21073 Hamburg, c.thiem@tuhh.de

In der maritimen Branche kommen viele unterschiedliche CAE-Anwendungen zum Einsatz. Der Austausch von Simulationsmodellen wird durch die Verwendung unterschiedlicher Software jedoch oftmals entscheidend erschwert. Dies gilt bereits innerhalb eines Unternehmens, v. a. jedoch beim Modellaustausch zwischen Zulieferern, Klassifikationsgesellschaften, Werften und Forschungseinrichtungen, da hier zumeist auch Geheimhaltungsinteressen bestehen. Innerhalb des EU-geförderten Forschungsprojekts JOULES (Joint Operation for Ultra Low Emission Shipping) wird das Functional Mock-up Interface (FMI) eingesetzt, um einen Modellaustausch zwischen den Projektpartnern zu ermöglichen und dabei gleichzeitig den Schutz von geistigem Eigentum zu gewährleisten. In diesem Beitrag wird der FMI-Standard kurz beschrieben und auf dessen Einsatz im JOULES-Projekt sowie auf Potentiale für die maritime Branche eingegangen.

1 Zielsetzung und Organisation des JOULES-Projekts

Innerhalb des durch die EU geförderten Forschungsprojekts JOULES (Joint Operation for Ultra Low Emission Shipping) werden Möglichkeiten untersucht, die zu einer deutlichen Reduktion von Treibhausgas- und Schadstoffemissionen von Schiffen beitragen können. Der Untersuchungsschwerpunkt liegt hierbei auf der Effizienzsteigerung des gesamten Energiesystems, da das Optimierungspotential auf Systemebene höher eingeschätzt wird als auf Komponentenebene [7].

Das JOULES-Konsortium besteht aus 38 Partnern aus 10 Ländern, darunter zahlreiche Zulieferer, europäische Werften, Klassifikationsgesellschaften und Forschungseinrichtungen. Bis auf einige Ausnahmen sind die Aufgaben wie folgt verteilt:

- Zulieferer: Entwicklung von Komponentenmodellen
- Werften: Modellierung u. Simulation schiffstypspezifischer Energiesysteme und Lebenszyklusanalysen
- Klassifikationsgesellschaften und Forschungseinrichtungen: Implementierung einer Datenbank, Definition von Modellstrukturen, Entwicklung und Bewertung von Komponentenmodellen, Erarbeiten von Systemkonfigurationen und deren Analyse

Abb. 1 verdeutlicht die beschriebene Aufgabenverteilung und den damit verbundenen Arbeitsfluss.

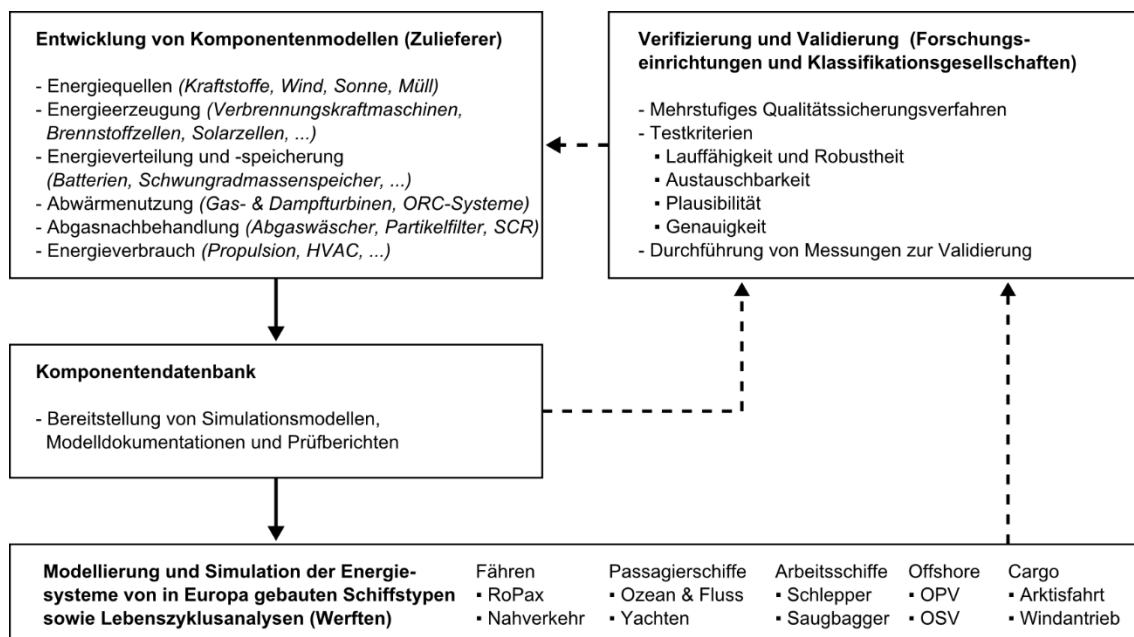


Abb. 1: Arbeitsfluss im JOULES-Projekt

Zur Modellierung und Simulation steht je nach Projektpartner unterschiedliche Software zur Verfügung. Hierzu zählen insbesondere MATLAB/Simulink, Dymola und SimulationX. Um die Austauschbarkeit von Simulationsmodellen zu gewährleisten, ist ein allgemeingültiger, toolunabhängiger Standard mit vereinheitlichten Schnittstellen erforderlich. Als Randbedingung ist hierbei auf die Wahrung von Geheimhaltungsinteressen der einzelnen Partner zu achten. Das Functional Mock-up Interface (FMI) scheint hierfür grundsätzlich geeignet zu sein.

2 Das Functional Mock-up Interface (FMI)

Der FMI-Standard wurde im europäischen Forschungsprojekt MODELISAR (Laufzeit 2008 – 2011) entwickelt. Es handelt sich hierbei um einen offenen Schnittstellenstandard, welcher den Austausch von Modellen zwischen verschiedensten Simulationsprogrammen erlaubt. Ursprünglich wurde der Standard unter Führung der Daimler AG entwickelt, um unter anderem Simulationsmodelle verschiedener Zulieferer für dynamische Systemsimulationen von Fahrzeugantrieben verwenden zu können [2]. Zurzeit unterstützen gemäß [3] über 35 Simulationstools¹ (z. B. Amesim, CATIA, Dymola, GT-SUITE, MATLAB/Simulink, SIMPACK, SimulationX) den FMI-Standard, so dass bereits ein weiter Bereich an CAE-Anwendungen abgedeckt wird.

Eine Komponente, welche den FMI-Standard anwendet, wird als Functional Mock-up Unit (FMU) bezeichnet. Die wesentlichen Bestandteile einer FMU sind:

- XML-Datei (Extensible Markup Language) zur Definition von Variablen und weiterer notwendiger Modellinformationen,
- Modellgleichungen als C-Quellcode oder in binärer Form / als DLL (Dynamic Link Library),
- weitere Daten wie Modelldokumentation, Wertetabellen, Modellicon etc.

Durch die in der XML-Datei enthaltenen Informationen ist der Simulator in der Lage, den in der FMU enthaltenen Gleichungssatz zu interpretieren und zu lösen, s. Abb. 2.

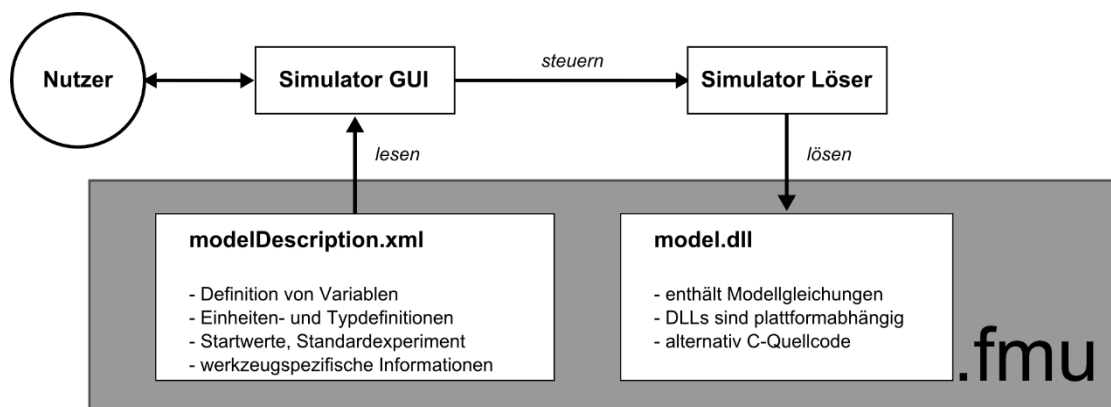


Abb. 2: Ausführen einer FMU (Model Exchange)

Zu unterscheiden ist die Verwendung des FMI-Standards für „Model Exchange“ und „Co-Simulation“. Beim Model Exchange wird nur der Code für das Modell in der FMU hinterlegt, jedoch kein Löser. Ziel hierbei ist es, mit spezialisierten Werkzeugen entwickelte FMUs innerhalb einer Simulationsumgebung zusammenführen zu können. Im Unterschied dazu enthalten FMUs für Co-Simulation ihren eigenen Löser, um in der Lage zu sein, für Systemsimulationen mehrere Werkzeuge miteinander zu koppeln. Grundsätzlich sind bei der Verwendung des FMI-Standards u. a. die folgenden Punkte zu berücksichtigen:

- FMUs sind kausal. Dies ist v. a. bei Verwendung von Modelica-basierten Werkzeugen zu beachten.
- In der Regel werden nicht alle Funktionalitäten der jeweiligen Entwicklungsumgebung durch den FMU-Export unterstützt.
- Parameter sind während der Simulation nicht veränderbar bzw. „tunable“ (FMI 1.0).²

¹ Nicht jedes FMI-kompatible Simulationstool unterstützt alle Funktionen des FMI-Standards. Teilweise sind zudem spezielle Lizenzen / Toolboxes erforderlich.

² Im Juli 2014 wurde FMI 2.0 veröffentlicht [4]. Die neue Version des Standards bietet einige Erweiterungen (u.a. ereignisbasiert veränderliche Parameter), wird bisher aber nur von wenigen Werkzeugen unterstützt.

3 Anwendung und Bewertung von FMI-konformen Simulationsmodellen

Im JOULES-Projekt wird ausschließlich FMI 1.0 für Model Exchange eingesetzt [5]. Zum Schutz des geistigen Eigentums der Modellentwickler werden die Modellgleichungen grundsätzlich in DLLs abgelegt. Alle Komponentenmodelle werden für den Einsatz in quasi-statischen Systemsimulationen mit möglichst kurzen Rechenzeiten entwickelt, um später im Schiffsentwurf sinnvoll eingesetzt werden zu können.

In der Frühphase des Projekts wurde an der TUHH die Eignung des FMI-Standards anhand von Minimalbeispielen systematisch überprüft. Die Tests für den Export und Import von FMUs wurden v. a. unter Verwendung von MATLAB/Simulink (mit der FMI Toolbox von Modelon [6]) und Dymola durchgeführt. Eine Übersicht gibt Tab. 1.

Tab. 1: Übersicht Testbeispiele

Testkriterium / Testbeispiel	Dymola Export	Dymola Import	Simulink Export	Simulink Import
Algebraische Gleichungen	o	o	+	+
Diskrete Zustände	o	+	+	+
Differentialgleichungen	+	+	+	+
Logische Operationen	o	o		o
Komplexe Funktionen	o	o	o	o
Globale Parameter		-		
Mechanisches Modell	+	+		+
Elektrisches Modell	+	+		+
Thermisches Modell	+	+		+
Systemmodell	o	o		o
Schachteln von FMUs	o	o	o	o
Mehrfache Instanziierung	-	+	+	+
Hohe Anzahl von FMUs		+		+

"+" = i.O. ; "-" = n.i.O. ; "o" = funktioniert mit Einschränkungen

Nach überwiegend zufriedenstellenden ersten Erfahrungen mit dem FMI-Standard wurden verschiedene Komponentenmodelle erstellt (v. a. mit Dymola und MATLAB/Simulink) und als FMU exportiert. Abb. 3 zeigt das Modell eines SCR-Katalysators, welches von MAN Diesel & Turbo entwickelt und durch die Autoren modifiziert und abschließend als FMU bereitgestellt wurde. Hauptbestandteil des Simulink-Modells ist ein MATLAB Function-Block, der u.a. zur Berechnung der benötigten Menge an Harnstoff und der sich ergebenden Abgaszusammensetzung (gemäß Gleichgewichtsreaktionen) dient. Auffällig ist die hohe Anzahl an Signalen (s. FMU rechts), die durch die notwendige Beschreibung der Abgaszusammensetzung, aber auch aus der gezielten Vermeidung von Parametern resultiert. Je nach verwendetem Werkzeug für den FMU-Import lassen sich die Ein- und/oder Ausgangssignale der FMU geeignet zusammenfassen, grundsätzlich bleibt dies jedoch problematisch.

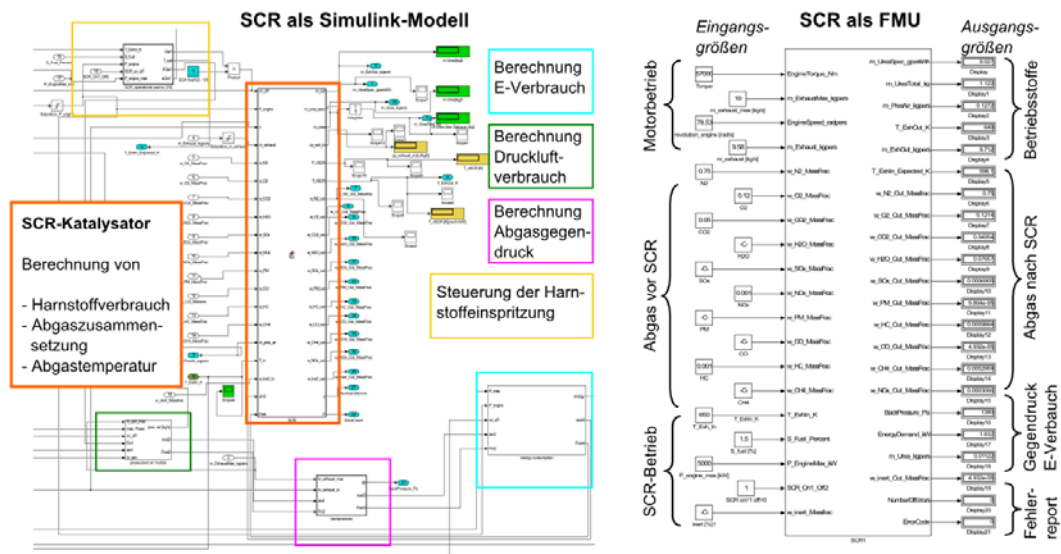


Abb. 3: Modell eines SCR-Katalysators (links als Simulink-Modell, rechts als FMU importiert in Simulink).

Sämtliche Komponentenmodelle werden einem umfangreichen Testprozedere unterzogen. Neben Kriterien wie Qualität der Modelldokumentation (ist Teil der FMU), geeigneter Wahl der Eingangs- und Ausgangsgrößen, Robustheit, Plausibilität und Genauigkeit, wird insbesondere auch die Austauschbarkeit der FMUs innerhalb des Projekts getestet. Diesbezüglich wurden i. A. gute Erfahrungen gemacht, jedoch ließen sich auch Probleme (sowohl beim Export, Import als auch Ausführen von FMUs) identifizieren. Beispielhaft zu nennen sind:

- Nicht alle gängigen Simulink-Blöcke (u. a. Interpreted MATLAB Function) werden von der verwendeten Toolbox beim FMU-Export unterstützt.
- Beim FMU-Export mit Dymola werden Parameter z. T. zu Konstanten gesetzt (z. B. wenn sie die Struktur des Gleichungssystems beeinflussen). Ähnliches gilt auch bei SimulationX.
- Mehrfache Verwendung einer mit Dymola erstellten FMU innerhalb eines Modells führt oft zu Fehlern.
- Bis Dymola 2014FD01 ließen sich bei FMUs für Model Exchange keine Startwerte vorgeben.

In der jetzigen Phase des Projekts werden an der TUHH erste Subsysteme mittels FMUs simuliert, z. B. eine Kombination von Zweistoffmotor (Gas- und Dieselbetrieb) mit Abgaskessel und ORC-System. Erste Ergebnisse dieser Simulationen liegen vor und zeigen die grundsätzliche Eignung des FMI-Standards auch für die Simulation komplexerer schiffstechnischer Systeme. Parallel dazu werden innerhalb des Projekts bestehende Komponentenmodelle weiterentwickelt. Insbesondere werden die Modelle um eine Methode zur Ausgabe interner Berechnungsfehler erweitert.

4 Fazit und Ausblick

Die bisherige Verwendung des FMI-Standards im JOULES-Projekt lässt darauf schließen, dass die gestellten Anforderungen an einen werkzeugunabhängigen Modellaustausch und den Schutz des geistigen Eigentums grundsätzlich erfüllt werden. Einschränkend bleibt jedoch festzustellen, dass trotz der weitgehenden Verwendung von Werkzeugen, die den FMI-Standard schon längere Zeit unterstützen, der Modellaustausch nicht komplikationslos erfolgt und Kompromisse erfordert. Dies spiegelt auch die Erfahrung anderer Nutzer des Standards wider, s. beispielsweise [1]. Im Rahmen des JOULES-Projekts gilt es, in der verbleibenden Projektlaufzeit (bis Ende Mai 2017) die entwickelten FMUs in die Simulation vollständiger schiffstechnischer Energiesysteme zu integrieren. Erst nach Abschluss dieser Tätigkeiten ist ein fundiertes Urteil über die Eignung des Standards zur Erfüllung der Projektziele und für die maritime Branche im Allgemeinen möglich.

Literaturverzeichnis

- [1] Bertsch, C. et al.: The Functional Mockup Interface – seen from an industrial perspective, 10th International Modelica Conference, 2014.
- [2] Blochwitz, T. et al.: The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models, 8th International Modelica Conference, 2011.
- [3] Modelica Association: Website des FMI-Standards, www.fmi-standard.org (aufgerufen am 05.02.15).
- [4] Modelica Association: Functional Mock-up Interface for Model Exchange and Co-Simulation Version 2.0, www.fmi-standard.org/literature (aufgerufen am 05.02.15).
- [5] MODELISAR Consortium: Functional Mock-up Interface for Model Exchange Version 1.0, www.fmi-standard.org/literature (aufgerufen am 05.02.15).
- [6] Modelon AB: FMI Toolbox User's Guide 1.8.5, www.modelon.com/products/fmi-toolbox-for-matlab (aufgerufen am 05.02.15).
- [7] JOULES Dissemination Group: Website des JOULES-Projekts, www.joules-project.eu (aufgerufen am 05.02.15).

Entwicklung eines zuverlässigen transversalen Wellenschnittverfahrens zur Bestimmung des Wellenwiderstandes mit Hilfe der Potentialtheorie

Johannes Will, Anja Kömpe

TUHH, Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit, Schwarzenbergstraße 95 C, 21073 Hamburg, johannes.will@tuhh.de

Die Rumpfformoptimierung ist durchaus ohne genaue Kenntnis der absoluten Größe des Glatwasserwiderstandes mit Hilfe der Potentialtheorie möglich. Dennoch birgt die quantitative Bestimmung des Wellenwiderstandes für den Entwerfer ein hohes Maß an Attraktivität, da sich so zu einem früheren Zeitpunkt in der Entwurfsphase Sicherheiten reduzieren und strategische Entscheidungen mit geringerem Risiko treffen lassen. In dieser Arbeit werden zwei neu entwickelte Verfahren zur quantitative Bestimmung des Wellenwiderstands vorgestellt mit Hilfe der Potentialtheorie vorgestellt.

1 Einleitung

Potentialtheoretische Verfahren sind nach wie vor das Verfahren der Wahl zur Bewertung von Rumpfformen hinsichtlich ihres Widerstandes in der frühen Entwurfsphase. Dabei können sie systembedingt keine Aussage zum Reibungsanteil des Widerstandes machen und auch für die quantitative Vorhersage des Wellenwiderstandes unterliegen diese Methoden deutlichen Einschränkungen. Die Bestimmung des Wellenwiderstandes erfolgt aus der Druckintegration über den benetzten Körper und ist deshalb anfällig für Unzulänglichkeiten der notwendigen Diskretisierung. Dennoch ermöglichen Potentialtheoretische Verfahren über die Bewertung des Wellenbildes die effiziente Optimierung der Rumpfform bezüglich des Wellenwiderstandes. In der hier vorgestellten Arbeit wurde ein grundsätzlich anderer Ansatz gesucht, der von der Körperdiskretisierung unabhängig ist. Statt den Wellenwiderstand aus dem Druckintegral zu bestimmen, wird er aus der Impulserhaltung bzw. aus der Energieerhaltung gefunden. Dies führt auf die sogenannten Wellenschnittverfahren. Ansätze zu diesem Verfahren finden sich in den 1930er Jahren bei [1], wurden aber zuerst von Eggers 1962 in einer praktisch anwendbaren Form vorgestellt [2]. Dabei zielte die Arbeit von Eggers weniger auf numerische Verfahren, als auf die Anwendbarkeit im Modellversuchswesen. Bedingt durch die limitierten Berechnungsressourcen der Zeit führt Eggers Vereinfachungen in die Formulierung ein, die im Folgenden nicht wieder in Frage gestellt wurden [3]. Ziel der hier vorgestellten Arbeit war es, das von Eggers vorgestellte Verfahren für die potentialtheoretische Berechnung zu implementieren und zu überprüfen ob die von Eggers eingeführten Vereinfachungen noch notwendig und zulässig sind.

2 Das Transversale Wellenschnittverfahren

Die Formulierung für den Wellenwiderstand, wie sie von Eggers vorgestellt wurde, lässt sich sowohl aus der Impulserhaltung, als auch aus der Energieerhaltung für den Kontrollraum herleiten. Beide Herleitungen sind für diese Arbeit von Bedeutung, wobei für Einzelheiten auf die zugrunde liegenden Arbeiten [3, 2] verwiesen sei. Aus der Impulserhaltung erhält man folgende Formulierung für den Wellenwiderstand:

$$R_W = \frac{1}{2}\rho g \int_{-B/2}^{B/2} \zeta^2 dy + \frac{1}{2}\rho \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\zeta}^h (-u^2 + v^2 + w^2) dz dy. \quad (1)$$

Darin sind u, v, w die lokalen Geschwindigkeitskomponenten, ζ die lokale Wellenhöhe, B die Breite des Bilanzraumes und h die Gewässertiefe. Die Wellenhöhe lässt sich mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung ersetzen, für die Eggers die linearisierte Form annimmt. Außerdem werden die Bernoulli-Gleichung und das Integral dz im zweiten Term um die mittlere Ruhelage $\zeta = 0$ ausgewertet.

$$\zeta = \frac{1}{2g}(u_\infty - u)^2 \approx -\frac{1}{g}u_\infty u(x, y, \zeta = 0). \quad (2)$$

Ersetzt man die Geschwindigkeitskomponenten durch die Raumableitung des skalaren Potentials

$$\vec{u} = (u, v, w)^T = \nabla\Phi = (\Phi_x, \Phi_y, \Phi_z)^T \quad (3)$$

erhält man:

$$R_W = \frac{1}{2}\rho \int_{-B/2}^{B/2} \frac{1}{g} u_\infty^2 \nabla\Phi^2 dy + \frac{1}{2}\rho \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^h (-\Phi_x^2 + \Phi_y^2 + \Phi_z^2) dz dy \quad (4)$$

Das Potential folgt aus der Überlagerung von n harmonischen Wellenkomponenten mit den Wellenzahlen k_n zu

$$\Phi(x, y, z) = \frac{g}{u_\infty} \sum_n [a_n \cos(k_n x) - b_n \sin(k_n x)] \frac{\cosh(k_n(z-h)) \cos(k_n y)}{k_n \cosh(k_n h)} \quad (5)$$

Damit folgt für den Wellenwiderstand:

$$R_W = \frac{1}{2} \rho g B \sum_{n=-\infty}^{\infty} (a_n^2 + b_n^2) \left[1 - \frac{g \tanh(k_n h)}{2u_\infty^2 k_n} \left(1 + \frac{2k_n h}{\sinh(2k_n h)} \right) \right], \quad (6)$$

Die Fourierkoeffizienten werden aus dem ausgemessenen oder gerechneten Wellensignal von zwei transversalen Wellenschnitten bestimmt.

Aus der Energieerhaltung findet man für den Wellenwiderstand:

$$R_W = \frac{\dot{E}}{u_\infty} = \frac{1}{u_\infty} \int_{-B/2}^{B/2} \bar{e} dy \cdot (u_\infty - c_{gr} \cos(\alpha)). \quad (7)$$

Ersetzt man die Gruppengen- und Phasengeschwindigkeit mit ihren Ausdrücken für flaches Wasser erhält man folgenden Ausdruck:

$$R_W = \int_{-B/2}^{B/2} \bar{e} dy \left[1 - \frac{g \tanh(k_n h)}{2u_\infty^2 k_n} \left(1 + \frac{2k_n h}{\sinh(2k_n h)} \right) \right] \quad (8)$$

Für die lineare Wellentheorie lässt sich die mittlere spezifische Energie der Welle mit $\bar{e} = \frac{1}{2} \rho g |\zeta|^2$ angeben. Dabei wird die Wellenhöhe durch n harmonische Wellenkomponenten angenähert:

$$\zeta(x, y) = \sum_{n=-N/2}^{N/2} a_n \cos(\beta_n) + b_n \sin(\beta_n); \quad \text{mit: } \beta_n = k_n (\cos(\alpha_n) \cdot x + \sin(\alpha_n) \cdot y) \quad (9)$$

Ersetzt man die spezifische Energie entsprechend erhält man den bereits bekannten Ausdruck.

$$R_W = \frac{1}{2} \rho g B \sum_{n=-\infty}^{\infty} (a_n^2 + b_n^2) \left[1 - \frac{g \tanh(k_n h)}{2u_\infty^2 k_n} \left(1 + \frac{2k_n h}{\sinh(2k_n h)} \right) \right] \quad (10)$$

3 Aktuelle Arbeit

Im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit wurde das transversale Wellenschnittverfahren mit der linearisierte Theorie, im folgenden mit LTWACF bezeichnet, implementiert. Dabei stellt man fest, dass das linearisierte Verfahren konsequent zu geringe Widerstandswerte liefert, die sogar noch geringer ausfallen als jene aus der Druckintegration. Es wurden daraufhin zwei neue Methoden implementiert, die den beiden oben skizzierten Herleitungen folgen, aber auf die eingeführten Vereinfachungen verzichten. Das erste Verfahren, im folgenden mit TWCAP bezeichnet, nutzt unmittelbar Gleichung 1 und ersetzt die Wellenhöhe ζ und die Geschwindigkeitskomponenten mit der Potentialfunktion aus dem Potentiallöser

$$\Phi(\vec{x}) = \Phi_\infty + \Phi_D = \vec{u}_\infty \cdot \vec{x} - \sum_{i=1}^n \frac{q_i}{4\pi} \frac{1}{|\vec{x} - \vec{x}_{q_i}|}; \quad (11)$$

damit folgt analog zu Gleichung 1 der Widerstand zu:

$$R_W = \frac{1}{2}\rho \int_{-B/2}^{B/2} \frac{1}{4g} (\nabla\Phi_D)^4 dy + \frac{1}{2}\rho \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\zeta}^h (-\Phi_x^2 + \Phi_y^2 + \Phi_z^2) dz dy \quad (12)$$

Die Integrale lassen sich durch Auswertung des Potentials an diskreten Stützstellen numerisch bestimmen. Das zweite Verfahren folgt der Herleitung aus der Energieerhaltung. Für die mittlere spezifische Energie wird allerdings

$$\bar{e} = \bar{e}_{pot} + \bar{e}_{kin} \quad (13)$$

gesetzt. Darin sind

$$\bar{e}_{pot} = \frac{1}{4}\rho g |\hat{\zeta}|^2 \quad \text{und} \quad \bar{e}_{kin} = \frac{1}{\lambda} \int_0^\lambda \frac{1}{4}\rho g |\hat{\zeta}|^2 \exp(-2k|\hat{\zeta}| \sin(2\pi/\lambda \cdot x)) dx. \quad (14)$$

Der Widerstand ergibt sich damit zu

$$R_W = \frac{1}{4}\rho g B \sum_{n=-\infty}^{\infty} (\tilde{a}_n^2 + \tilde{b}_n^2) \left[1 - \frac{g \tanh(k_n h)}{2u_\infty^2 k_n} \left(1 + \frac{2k_n h}{\sinh(2k_n h)} \right) \right] \quad (15)$$

mit den Abkürzungen

$$\tilde{a}_n^2 = a_n^2 \cdot \underbrace{\left(1 + \frac{1}{\lambda_n} \int_0^{\lambda_n} \exp(-2k_n a_n \cos(2\pi/\lambda_n \cdot x)) dx \right)}_{\hat{a}_n} \quad \text{und} \quad \tilde{b}_n^2 = b_n^2 \cdot \underbrace{\left(1 + \frac{1}{\lambda_n} \int_0^{\lambda_n} \exp(-2k_n b_n \cos(2\pi/\lambda_n \cdot x)) dx \right)}_{\hat{b}_n} \quad (16)$$

Für das Integral $\exp(\cos(x))$ existiert keine analytische Lösung und es muss numerisch gelöst werden. Für $\hat{a}_n = 1$ und $\hat{b}_n = 1$ erhält man die gleichen Ausdruck wie aus der linearisierten Herleitung. Die Koeffizienten werden ebenfalls aus mindestens zwei transversalen Wellenschnitten ermittelt.

4 Testfälle und Ergebnisse

Die neu entwickelten Verfahren wurden anhand von zwei Testfällen validiert. Zum einen anhand des Wigley TestSchiffes, zum Anderen anhand einer gebauten, schnellen RoPax Fähre, deren Hauptabmessungen in Tabelle 1 zusammengestellt sind. Das Wigley Test Schiff eignet sich insofern, als es eine Fülle von experimentellen (EFD) als auch mit numerischen Methoden (CFD) ermittelten Daten in der Literatur zu finden gibt. Für eine Übersicht sei auf [3] verwiesen. Für die schnelle RoPax Fähre liegt der Testbericht der Versuchsanstalt (EFD) vor. Die Bestimmung der notwendigen Potentialfunktion erfolgt mit dem am Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit entwickelten Potentiallöser MINK. In Abbildung 1 sind die Ergebnisse für das Wigley Test Schiff zusammengestellt. Es ergeben sich sehr gute Übereinstimmungen zwischen der Druckintegration und den neu Entwickelten Wellenschnittverfahren. Das linearisierte Verfahren zeigt wie bereits angesprochen zu geringe Werte. Für die schnelle RoPax Fähre ergibt sich ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung mit den neu entwickelten Verfahren (vgl. Abbildung 2). Das linearisierte Verfahren liefert ebenfalls zu geringe Wert. Für die Druckintegration zeigt sich ein uneinheitliches Verhalten, das charakteristisch für die Druckintegration ist und ihre geringe Zuverlässigkeit begründet.

Länge über alles	L_{oa}	199.8 m
Länge zw den loten.	L_{bp}	190.3 m
Breite auf Malkante	B	26.5 m
Designtiefgang	T	6.95 m
Designgeschwindigkeit	u	22.5 kn
Froude-Zahl	F_N	0.261

Tabelle 1: Hauptabmessungen der RoRax Fähre

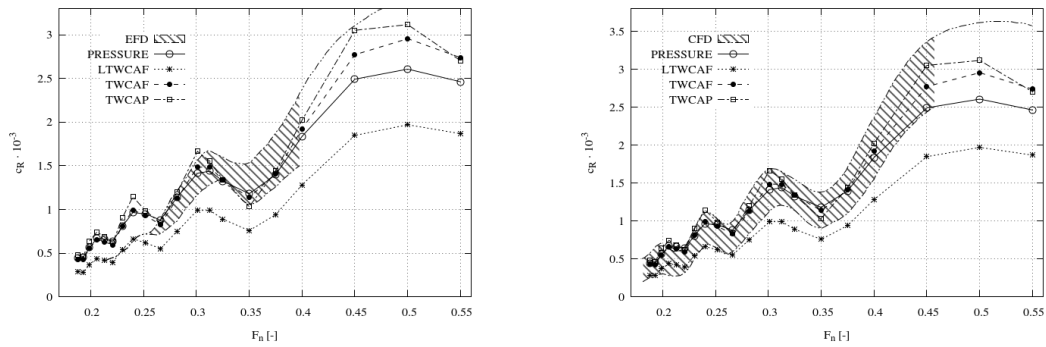


Abbildung 1: Vergleich von Wellenschnitt, Druckintegration (PRESSURE) sowie experimentell (EFD) und numerisch (CFD) ermittelten Literaturwerten.

5 Zusammenfassung

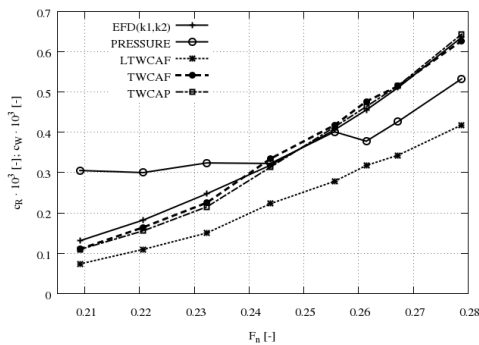


Abbildung 2: Vergleich von Wellenschnitt, Druckintegration (PRESSURE) und experimentellen Referenzwerten (EFD).

Literatur

- [1] Havelock, T. H., 1934. "The calculation of wave resistance". In Proceedings of the Royal Society, A, Vol. 82.
- [2] Eggers, K., 1962/1963. "Über die Ermittlung des Wellenwiderstandes eines Schiffsmodells durch Analyse seines Wellensystems". *Schiffstechnik Bd. 9 and 10*.
- [3] Kömpe, A., 2014. "Implementation and Validation of a Wave cut Analysis Method for the Wave Resistance Prediction from Potential Flow". Maste Thesis, Hamburg University of Technology, Hamburg, Germany, October. See also URL <http://www.ssi.tu-harburg.de/>.

Die Druckintegration zur quantitativen Bestimmung des Wellenwiderstandes im Rahmen potentialtheoretischer Verfahren ist wenig zuverlässig. Aus diesem Grund wurde ein alternatives Verfahren basierend auf dem transversalen Wellenschnittverfahren implementiert. Dabei wurde festgestellt, dass die ursprünglich angenommenen Vereinfachungen für die Anwendung der Potentialmethode nicht geeignet sind. Es wurden deshalb, ausgehend von den ursprüngliche Herleitungen zwei Verfahren entwickelt, die keinen Gebrauch dieser Vereinfachungen machen. Die Ergebnisse die mit diesen Verfahren für zwei Testfälle erzielt wurden liefern sehr gute Ergebnisse, die sowohl der Druckintegration als auch dem linearisierten Verfahren deutlich überlegen sind.

Fluid-structure interaction of vertical-axis turbines with actuator methods and flexible multi-body dynamics

Sönke Neumann, Arne Wenzel

TUHH, Research Group Structural Dynamics, Schloßmühlendamm 30, 21073 Hamburg, Germany, soenke.neumann@tuhh.de

The development of complex energy converters requires efficient simulation tools. In this work, a model-based method to represent fluid-structure interaction is used. The kinematics of a turbine are simulated with a multi-body system supporting flexible bodies. The fluid domain is represented with Reynolds-averaged Navier-Stokes equations and combined with an actuator-line – a reduced model of the blade, approximated by external forces in the momentum equations. The coupling of mechanical and fluid solver is done implicitly in an iterative approach. The convergence rate is increased with a step prediction based on proper-orthogonal decomposition. The simulation method is validated with experimental data and applied to an underwater vertical-axis turbine.

1 Introduction

The demand of diverse sources of renewable energy has increased and to meet it, more efficient energy converter has to be developed. As a derivative of this, faster developing tools are desirable.

Both in wind and water domain turbines experience dynamic loads during the operation. The prediction and countervailing of these loads increase the lifetime of a turbine and potentially the power output. The simulation of the turbine dynamics includes fluid-structure interaction (FSI) between blades and fluid and has a heavy demand in computation, if fully resolved.

In the present work, an efficient, model-based approach to represent FSI for turbines, using the example of a vertical-axis turbine, is presented. The body dynamics are computed in a multi-body framework whereas the fluid dynamics are captured by a reduced model of a blade.

2 Multi-body dynamics with flexible bodies

The challenge in FSI of vertical and horizontal axis turbines is to include the flexibility of the turbine blades and by this to compute inner forces for a calculation of possible stresses in the component parts.

The combination of multi-body dynamics and flexible bodies has been extensively published and implementations are available, [1, 2]. In this work MBDyn is used, as it is validated and open source, [3].

The kinematics of multiple, flexible bodies is described by forward kinematics. Within MBDyn the Euler-Newton equations for a multi-body system are solved. To extend these equations to flexible bodies further system states will be added and the mass and force matrices transformed, see [4].

In a more application-oriented approach a model order reduction (MOR) is used. It allows to use finite-element (FE) analysis of component parts and integrate their complete dynamics, but with less computational effort than a full FE model, into the multi-body system (MBS) framework.

3 Fluid dynamics and actuator-line method

The fluid dynamics are simulated with OpenFOAM, an open source computational fluid dynamics (CFD) tool, [5]. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS) equations are solved and the control volume is discretised with a rectilinear mesh with local refinement. A transient PIMPLE solver for incompressible flow is applied.

Turbulence is modelled with the $k-\omega$ -SST model, a two-equation eddy-viscosity model with shear stress transport, see [6, 7].

Instead of meshing the blades with a fully resolved boundary layer, a reduced model applied. The actuator-line method (ALM) represents the blade as a line of external forces in the momentum equation.

The distribution of the forces is calculated using blade element theory and 2D lookup tables from experiments for local lift and drag coefficients, [8].

4 Fluid-structure interaction

The influence of the fluid on the body and vice versa is defined as FSI. It occurs in many technical applications, however in different scales, which can be distinct into weak and strong FSI. For a strong FSI, the ratio of fluid to

solid density is approximately $\rho_s / \rho_f < 1000$, see [9]. At lower ratios the coupling can be assumed as one-way coupling, i.e. the fluid has an influence on the body, but the motion of the body has none on the fluid.

For a strong coupling process the information between the states on each domain has to be exchanged simultaneously. This is commonly accomplished by either a partitioned or a monolithic approach. In the partitioned approach the solver on each domain – fluid and body – is called separately and the information are exchanged in an iterative way. Whereas in the monolithic approach only one system of equations holds all system states and thus the FSI problem is solved in one step.

In this work we focus on the partitioned approach, which is stated as a fixed-point problem for every time step.

A convergence criterion for the coupling fixed-point problem is based on the interface states. In the following, the currently computed time step is marked in the upper index with $n + 1$ and the current convergence step is $k + 1$ in the lower index.

The interface displacements, d_Γ , i.e. the body positions, are a function of the interface forces f_Γ , $d_\Gamma^{n+1} = S_\Gamma(f_\Gamma^{n+1})$. Furthermore the interface forces are a function of the displacement, $f_\Gamma^{n+1} = F_\Gamma(d_\Gamma^{n+1})$.

Within a coupling loop at the iteration step $k + 1$ an estimation of the system state is generated by sequentially inserting the solver's results.

The residual is defined as difference between our current estimation of the position and forces and the state of the prior convergence step,

$$r_{\Gamma,k+1}^{n+1} = [\tilde{d}_{\Gamma,k+1}^{n+1}, \tilde{f}_{\Gamma,k+1}^{n+1}] - [d_{\Gamma,k}^{n+1}, f_{\Gamma,k}^{n+1}] \quad (1)$$

The scalar convergence criterion is the magnitude of the residual vector, $\varepsilon > |r_{\Gamma,k+1}^{n+1}|^2$, while the tolerance is set to $\varepsilon = 10^{-6}$.

The reduction of coupling steps is commonly carried out by an under relaxation of the interface states, as in [10].

In the present work the relaxation schemes are based on the interface displacements as in [9]. A common relaxation is the Aitken's underrelaxation, see [11], which is mostly used as scalar relaxation parameter.

4.1 Proper orthogonal decomposition

A more adaptive relaxation scheme is based on the concept of quasi-Newton iterations [12] and a proper orthogonal decomposition (POD) [9]. In this history based approach previous states and residuals are gathered and the dynamic decomposed into its eigenspace. Thus, it is possible to predict the next step by involving the current residual and state.

Applying the scheme of Uekermann and Bungartz, [13] two matrices are constructed containing the systems history. V^k holds the differences of the residual to each prior iteration step and W^k the interface displacement differences.

The change towards the next convergence step is assumed to be a linear combination of the prior states

$$\Delta x_{k+1}^{n+1} \approx W^k \alpha; \quad \Delta r_{k+1}^{n+1} \approx V^k \alpha \quad \alpha \in \mathbb{R}, \quad W^k, V^k \in \mathbb{R}^n. \quad (2)$$

By expressing α by V and Δr and solving for α , one obtains the dependence of the prior states and by this the next predicted state

$$\Delta x_{k+1}^{n+1} \approx W(V^{-1} \Delta r_k^{n+1}). \quad (3)$$

The solution of the system of linear equations $V^{-1} \Delta r_k^{n+1}$ is performed via POD, as done by Bogaers et al. It provides stability for bad conditioned matrices containing a large amount of history, while using only the highest eigenvalues in terms of the eigenspace.

5 ALM validation and numerical experiment setup

The proposed numerical method will be applied to simulate a vertical-axis (wind) turbines (VAWT). Prior to this a step-wise validation will take place.

The coupled simulation is validated at a water turbine scenario. Experimental results are provided from Ngyuen in [14] for a straight-bladed Darrieus-turbine.

In the experiments a two-bladed rotor is dragged through a stillwater channel with force transducer attached to the blade roots. The rotor is straight bladed, which enables a feasible reduction of the dynamics to a two dimensional scenario considering blade parallel flows as negligible. The sense of rotation is displayed in figure 2. The fluid inflow is perpendicular to the rotational axis. The inflow is considered as homogeneous. The rotor dimensions and characteristics are listed in table 1.

The numerical simulation is performed in a 2D domain, with a time stepping of 0.01s.

The resulting forces in local airfoil coordinates are compared with the forces gathered in the experiment and shown in figure 3.

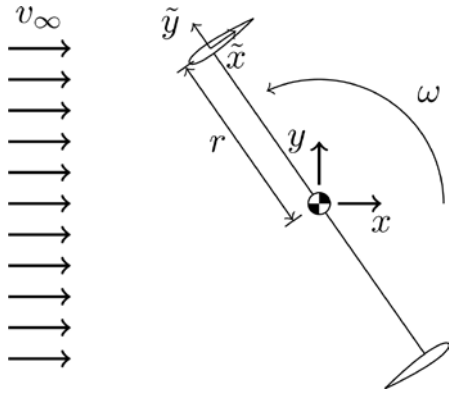


Fig. 2: rotor setup

Tab. 1: rotor parameter

Dimension	Size
Blades	2
TSR	5
Rotor radius	0.61m
Span size	0.91m
Chord length	0.0914m
Chord to radius	0.15
Airfoil section	NACA0012
Reynolds number	40,000
Omega (from TSR)	0.75 rad/s
Inflow	0.091m/s

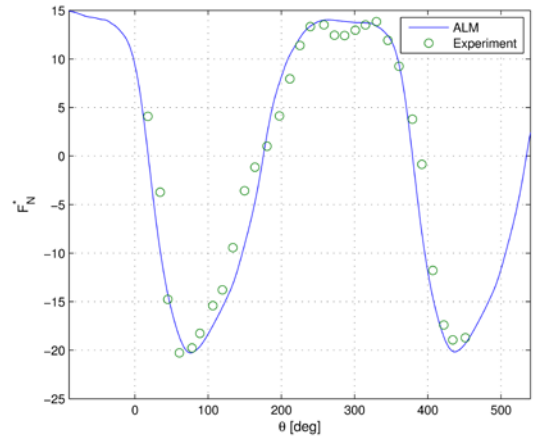


Fig. 3: normal forces of blade after two turns

5.1 Vertical-axis turbine in 3D simulation with FSI

Now the complete 3D setup including a strong FSI with POD is considered. The blades of the VAWT are represented as flexible beams, discretised by 73 beam elements, as a basic and robust choice.

The blades are mounted in the middle in span direction and at the quarter-chord in chord direction on rigid cantilever beams. The blades are made of a hollow aluminum structure with 1mm wall thickness. The area moments of inertia from the geometry and the stiffness are applied to the beam element properties. The time stepping is set to 0.001s. The POD is limited to the highest 10 eigenvalues. To increase numeric efficiency the size of the history matrices is limited to 30 convergence steps. The average number of convergence steps per time step is 5.86.

The blade deflection after one full turn of the rotor is depicted in figure 4. The deflection after two turns, plotted in figure 5, shows a significant disturbance. This might be due to vortex shedding as can be seen in the corresponding velocity field.

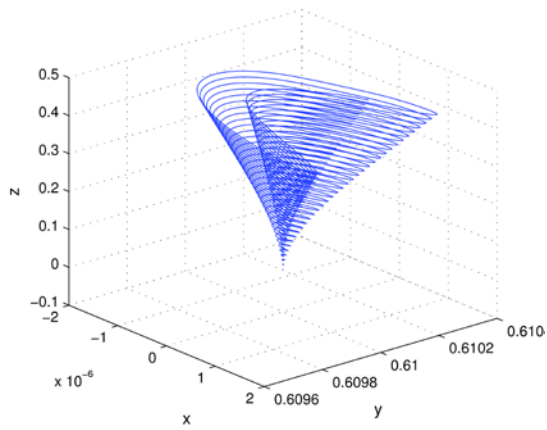


Fig. 4: deflection of semi-blade in local coordinates for a complete rotation

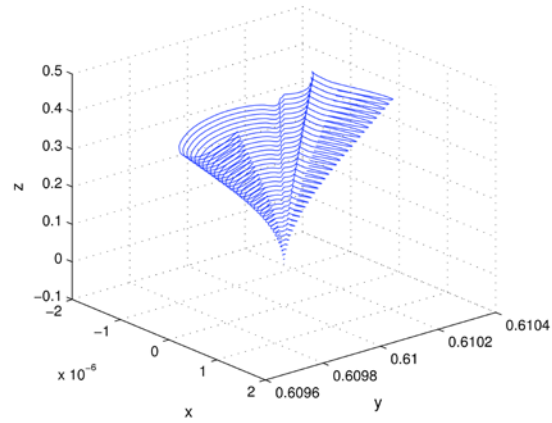


Fig. 5: deflection of semi-blade after two rotations

A set of characteristic values of the flow around the turbine after 2.5 turns are illustrated in figure 6. It contains an isosurface of the λ^2 -criterion, the background shows a slice in the z-dimension of the magnitude of the fluid velocity and velocity streamlines.

6 Results and conclusion

A set of fast and reliable tools were combined in an implicit FSI approach with fast convergence rates and thus provide an efficient framework to simulate a vertical-axis turbine in a water domain. The fluid dynamics were resolved with an actuator based method, a transient solver for incompressible flow and a RANS-based turbulence model. The body dynamics of the blades were described with a multi-body dynamics tool and flexibility modelled with beam elements.

A validation shows that the resulting forces in a 2D simulation are in sufficient agreement with the experimental data. The 3D simulation of a vertical-axis turbine in water delivers the blade deflection as results of the FSI. It enables a detailed view of the blade loads caused by flow perturbation like vortices.

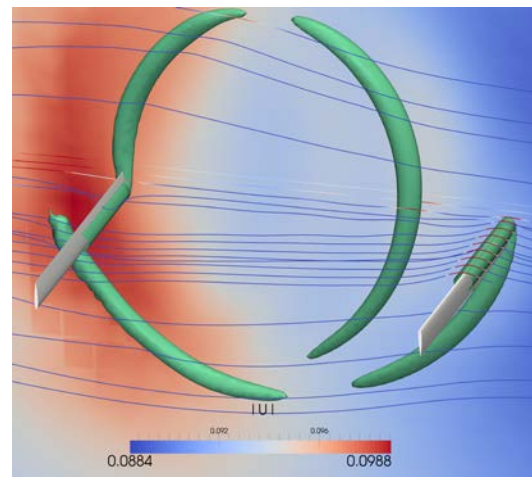


Fig. 6: Flow field around the turbine after 2.5 turns

Acknowledgment

The authors like to thank Mr. Reinhard Resch, Mr. Tommaso Solcia and Prof. Pierangelo Masarati for their helpful hints at implementing the connection towards MBDyn. Furthermore they like to thank Mr. David Tempelmann for his constructive support.

References

- [1] Kurz, T.: Neweul-M2 Symbolic multibody simulation in Matlab, Wiki of the ITM, University of Stuttgart, 2011.
- [2] Wallrapp, O.: Flexible bodies in multibody system codes, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1998.
- [3] Mantegazza, P.; Masarati, P.: Mbdyn - multibody dynamics, URL: www.mbdyn.org, 2014.

- [4] Wallrapp, O.: Standardization of Flexible Body Modeling in Multibody System Codes, Part I: Definition of Standard Input Data*, *Journal of Structural Mechanics*, 1994.
- [5] OpenFOAM Foundation: OpenFOAM - The open source CFD toolbox, URL: <http://www.openfoam.org/>, 2014.
- [6] Menter, F. R.: Zonal two-equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows, AIAA Paper 93-2906, 1993.
- [7] Menter, F. R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, vol. 32, no 8. pp. 1598-1605. 1994.
- [8] Sørensen, J. N.; Shen, W. Z.: Numerical Modeling of Wind Turbine Wakes, *Journal of Fluids Engineering*, 2002.
- [9] Bogaers, A.; Kok, S.; Franz, T.: Strongly coupled partitioned FSI using proper orthogonal decomposition, *Proceedings of the Eighth South African Conference on Computational and Applied Mechanics*, 2012.
- [10] Bungartz, H.-J.; Schäfer, M.: *Fluid-structure interaction*, 2006.
- [11] Küttler, U.; Wall, W. a.: Fixed-point fluidstructure interaction solvers with dynamic relaxation, *Computational Mechanics* 43, 2008.
- [12] Degroote, J.; Bathe, K.-J.; Vierendeels, J.: Performance of a new partitioned procedure versus a monolithic procedure in fluid–structure interaction, *Computers & Structures*, 2009.
- [13] Uekermann, B.; Bungartz, H.: A parallel, black-box coupling algorithm for fluid-structure interaction. *Congress.cimne.com*, 2013.
- [14] Van Nguyen, T.: *A Vortex Model of the Darrieus Turbine*, M.Sc., Texas Tech University, 1978.

mumAUV: A Platform for Underwater Swarm Robotics Research

Axel Hackbarth, Edwin Kreuzer, Eugen Solowjow

TUHH, Institute of Mechanics and Ocean Engineering, Eißendorfer Straße 42, 21073 Hamburg, Germany, axel.hackbarth@tuhh.de, eugen.solowjow@tuhh.de

We present a novel autonomous underwater vehicle (AUV), which is highly maneuverable and is capable of autonomous operations using on-board processing. Our key contribution is a compact, low cost design pattern which is optimized for scaling to swarms and enables multi-vehicle operations in experimental testing tanks.

1 Introduction

This contribution presents the concept and early results of the development of a swarm of low cost underwater vehicles as well as of a dedicated multi-vehicle test bed. The vehicle test bed will enable research in the areas of aggressive vehicle maneuvering, collaborated control and estimation, object manipulation and others in order to expand the field of underwater swarm robotics.

The world's oceans are a crucial part for life on earth. They contain the least explored areas due to the high cost and the risks involved in offshore and deep-sea activities. Recent technological advances in underwater robotics and autonomous vehicles promise to open up groundbreaking possibilities in offshore areas, such as oceanographic research, mine countermeasures, offshore wind and deep sea mining. Autonomous underwater vehicles (AUVs) are becoming increasingly important and will play a prominent role in the future of ocean technology. Today mostly single, highly specialized and very expensive vehicles are deployed. They usually have a low degree of autonomy and require a large vessel to be deployed. The next generation of autonomous underwater vehicles has to be able to evaluate mission performance and the vehicles have to coordinate themselves while working on a task. Simple, affordable vehicles can be grouped to multi-vehicle systems providing similar or improved mission performance than today's specialized single vehicles.

2 Collaborative Flow Analysis

We develop a multi-AUV system for underwater swarm robotics research. One of our goals is to use the swarm system to analyze flow fields and to locate diffusive sources. For this reason, we add a computational fluid dynamics (CFD) simulation of the marine environment into the mission control loop. This allows the modeling of realistic environmental dynamics by the simulation of the fluid field and an estimation of sinks, sources (of heat, pollution, etc.) and boundary conditions. Also, the results from the fluid dynamics simulation are fed back into the path planner for the AUVs. Depending on the mission objectives, regions with a high likelihood for sources can be of higher or lower interest as regions with a high uncertainty. Task allocation and consensus algorithms control how the team of vehicles navigates within the field to satisfy both, robustness and fast mission execution.

3 Vehicle Design

The underwater vehicles are designed for low cost and high availability. They are equipped with four brushless DC motors each driving a propeller, as shown in Fig. 1. This propulsion concept avoids the necessity of rudders and complicated mechanical linkages resulting in a robust design. Furthermore, the concept renders a very agile vehicle being able to perform aggressive maneuvers. The vehicles measure approximately 0.4 m in length each and can be easily deployed in research water tanks, but open water environments such as lakes and rivers might be feasible as well. We demonstrate a first-principles model of the vehicle dynamics and the on-board controllers for stabilization using any locally available information. The expected cruising speed is between 0.5 and 1 m/s, with a maximum velocity of approximately 3 m/s.

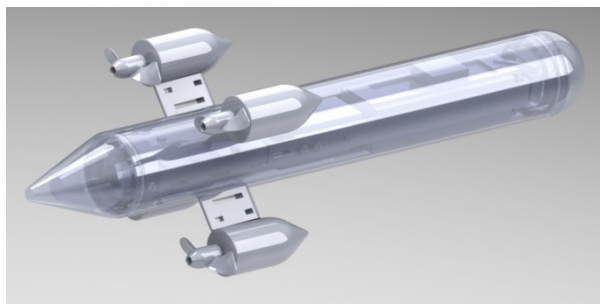


Fig. 1: Conceptual CAD design



Fig. 2: Working early prototype

3.1 Software Stack

The current vehicle setup represents a very flexible and robust control platform. We use a Pixhawk controller board with a 168 MHz Cortex M4F CPU (256 KB RAM, 2 MB Flash) and onboard sensors (3D acceleration, 3D gyroscope, 3D hall sensor and barometer) [1]. Other sensors such as dynamic or static pressure sensors can be easily added. The Pixhawk platform runs NuttX, a small footprint real-time operating system (RTOS), which provides a POSIX-style environment. The PX4 middleware runs on top of the operating system and provides device drivers and a micro object request broker (uORB) for asynchronous thread communication. Our control stack is a custom, BSD licensed underwater vehicle control stack, providing remote controlled and fully autonomous operations for our underwater vehicle hardware.

3.2 Localization

The test bed comprises of a water tank environment with enforced vector and scalar fields. It consists of a combination of global sensing, local sensing and on-board computing. Each vehicle is able to perform on-board localization through acoustic signals which are emitted into the water tank by speakers. The localization algorithm is based on cross correlation of a stochastic signal whose power spectral density can be chosen to optimize the robustness. Mainly for off-board validation purposes, a global localization is achieved through a multi-camera system to measure the position and pose of the LED marked vehicles. Agent-server communication is implemented via an embedded radio transceiver module with a carrier frequency of 433 MHz. The agent continuously sends its measurements to the server, while it receives optimal trajectories in return.

4 Outlook

The presented vehicle design outlines a major hardware iteration step in the design towards a modular, agile, and low cost autonomous underwater vehicle. The ultimate goal of this project is to estimate an unsteady flow and temperature field by multiple autonomous vehicles collaboratively.

Reference

- [1] Meier, L; Honegger, D.; Pollefeys, M: PX4: A Node-Based Multithreaded Open Source Robotics Framework for Deeply Embedded Platforms. Int. Conf. on Robotics and Automation, Seattle: IEEE, 2015 (accepted).