

GHG削減のための革新的省エネ技術開発

久米 健一*, 川北 千春*, 川島 英幹*, 川並 康剛*, 白石耕一郎*, 一ノ瀬康雄*,
新川大治朗*, 拾井 隆道*, 澤田 祐希*, 藤沢 純一*, 若生 大輔*, 深澤 良平*,
黒田麻利子*, 濱田 達也*, 金子 杏実*, 大森 拓也**, 鈴木 良介**, 中西 徹**,
和中真之介***

Innovative Energy-saving Technologies for GHG Reduction

by

KUME Kenichi, KAWAKITA Chiharu, KAWASHIMA Hideki, KAWANAMI Yasutaka,
SHIRAISHI Koichiro, ICHINOSE Yasuo, ARAKAWA Daijiro, HIROI Takamichi, SAWADA Yuki,
FUJISAWA Junichi, WAKO Daisuke, FUKASAWA Ryohei, KURODA Mariko, HAMADA Tatsuya,
KANEKO Azumi, OMORI Takuya, SUZUKI Ryohei, NAKANISHI Toru
and WANAKA Shinnosuke

Abstract

The requirements for GHG emission reduction in international shipping have become more stringent over the years, and the 2023 IMO strategy for reducing GHG adopted at the MEPC80 in 2023 established the target of net zero emissions by around 2050. To meet this target, it is essential to switch from fossil fuels to zero-emission fuels, but these zero-emission fuels are naturally more expensive, so it is expected that ships will become more fuel efficient than ever before. The design speed of ships will tend to be lower than the current level, as it is an effective and reliable means of further conserving fuel. Against this background, NMRI has conducted a study to design a wide and full hull form suitable for low-speed operation and to understand its basic characteristics, assuming that the need for a hull form suitable for lower speeds will increase. This paper reports energy-saving technologies, with a particular focus on the basic hydrodynamic performance of the developed low-speed wide and blunt ship hull form, which shows a 55 % improvement in transport efficiency.

* 流体設計系, ** 流体性能評価系, *** 知識・データシステム系

原稿受付 令和 5年 7月 21日

審査日 令和 5年 9月 6日

目 次

| | |
|------------------------------------|----|
| 1. まえがき | 64 |
| 2. 低速幅広肥大船型開発 | 65 |
| 2.1 要目決定 | 65 |
| 2.2 推進性能推定 | 65 |
| 2.3 実海域性能推定 | 67 |
| 2.4 斜航中推進性能推定 | 70 |
| 2.5 操縦性能推定 | 71 |
| 3. 低速幅広肥大船用プロペラの開発 | 72 |
| 3.1 プロペラ翼形状の多目的最適化手法 | 73 |
| 3.2 数値計算による検証 | 73 |
| 4. 低速時水槽試験の課題 | 76 |
| 4.1 水槽試験に現われる不安定性 | 76 |
| 4.2 追加の乱流促進の効果 | 77 |
| 5. 水中騒音低減に関する研究 | 79 |
| 5.1 水中騒音推定技術の開発 | 79 |
| 5.1.1 水中騒音計測結果の補正 | 79 |
| 5.1.2 水槽試験における検証 | 79 |
| 5.2 水中騒音低減技術の開発 | 81 |
| 6. 流場制御デバイスの開発 | 82 |
| 6.1 音響流放射型流場制御デバイスの開発 | 82 |
| 6.2 音響流放射型流場制御デバイスと電極型剪断力計の組み合わせ実験 | 83 |
| 7. まとめ | 83 |
| 謝辞 | 84 |
| References | 84 |

1. まえがき

船舶からの温室効果ガス（GHG）排出削減のため、これまで船型改良や省エネ装置の開発に対する不断の努力が続けられている。2013年に船舶の燃費効率設計指標（EEDI）を用いた規制が開始されたが、それ以降段階的に規制が強化されてきており、2023年7月の国際海事機関第80回海洋環境保護委員会（IMO/MEPC80）において採択された新たなGHG削減戦略により、2050年頃までの実質的なゼロエミ化が確定した。これを受け、費用対効果の観点からほとんど利用されてこなかった省エネ技術、特に風力利用も進展してきている状況ではあるが、高まる省エネへの要求に応えるには不十分である。省エネをより一層進めるには船体の大型化や船速を低下させることが有効かつ確実な手段である。海上技術安全研究所（海技研）では、このような背景から低速化に対応した船型のニーズが高まることを想定し、低速運航に適した幅広肥大船型を設計し、その基本特性を把握する研究を実施した。要目の決定から始め、線図を生成し、水槽試験から明らかとなった平水中推進性能、実海域性能、操縦性能を紹介するとともに、同船型用に最適設計されたプロペラについても触れる。また、曳航速度が低いことにより顕在化した水槽試験での流場の不安定性や、水中騒音推定及び低減技術、流場制御デバイスの開発結果についても省エネに関する技術開発の成果として報告する。

2. 低速幅広肥大船型開発

本研究の前提として、ゼロエミッションが社会に受け入れられている状況を想定している。船舶のゼロエミッション化のためには燃料の脱炭素化が必須であり、水素やアンモニア等のゼロエミ燃料の利用が現時点で考えられる。いずれも従来の重油燃料と比べ単位容積当たりの熱量が低い上に積載燃料の冷却のための付帯設備が必要なことを考えると燃料関係の容積は重油の場合の約2.5～6倍になる。さらに燃料単価も重油より高くなることは確実であり、そのようなゼロエミ燃料を利用するゼロエミ船が海上物流市場に受け入れ可能となるためには現状船に対し輸送重量・距離当たりの燃費効率（輸送効率）を2倍以上（GHG削減効果50%以上）とし、輸送コストの増加を最小限に抑えられる従来の延長線上にない画期的な船型を開発する必要があると考えた。

2.1 要目決定

船舶の輸送効率を高めるためには積載量を増やせばよいが、港湾設備等の制約により全長と喫水には制限があるため必然的に幅方向に大型化を行うこととなる。一方で幅方向の大型化は船体抵抗の悪化を引き起こすため、大型化（幅広化と言っても良い）に見合った航海速力の低下が求められる。本研究では開発するゼロエミ船の計画速力を10 knotsとし、ケープサイズバルクキャリア型の公開されたベンチマーク船型であるJapan Bulk Carrier (JBC)¹⁾を母船型としてCFDを利用して輸送効率の高い船型を設計することとした。

JBC船型に対し、幅、船首肥大度、船尾肥大度の3つの船型パラメータを変化させた8種の基本船型をまず設計し、ブレンディング手法によってそれら8隻で内挿される1,331隻を生成、CFDにより得られた平水中馬力推定結果を用いて輸送効率に優れた表2.1に示す要目を有する船型を選択した。表2.1には比較対象としたJBC船型の要目も併記した。本稿ではこの船型を低速幅広肥大船（SWBC）と呼ぶこととする。水槽試験用の模型船の写真を図2.1に示す。

表 2.1 低速幅広肥大船およびJBCの主要目

| | | Model | | Ship | |
|------|--------------|-------|-------|---------|---------|
| | | SWBC | JBC | SWBC | JBC |
| 全長 | L_{OA} [m] | 5.173 | 7.275 | 291.000 | 291.000 |
| 垂線間長 | L_{PP} [m] | 5.084 | 7.000 | 286.000 | 280.000 |
| 船幅 | B [m] | 1.300 | 1.125 | 73.130 | 45.000 |
| 計画喫水 | d [m] | 0.293 | 0.413 | 16.500 | 16.500 |
| 方形係数 | C_B [-] | 0.832 | 0.858 | 0.832 | 0.858 |
| 載貨重量 | DWT [t] | - | - | 254,000 | 158,000 |
| 計画速力 | V_S [knot] | - | - | 10.0 | 14.5 |

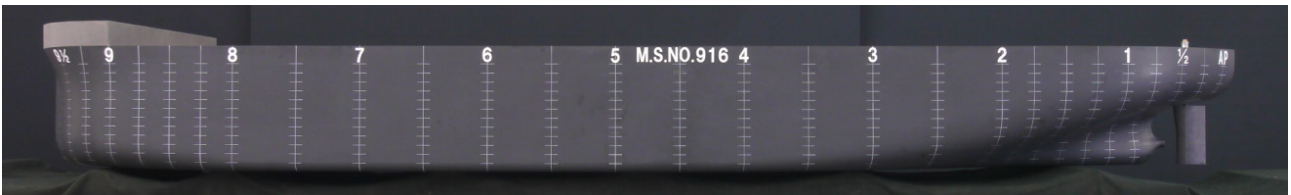


図 2.1 低速幅広肥大船模型の写真

2.2 推進性能推定

輸送効率に優れていると判断した低速幅広肥大船型の推進性能を評価するために表2.1に示す要目を有する模型船を製作し、海技研の400m水槽で抵抗、自航試験を実施した。本船型は幅広船型であるため船幅に試験実施上の制約（上限）があった。したがって表2.1に示したように幅広船であるSWBCの船長は約5mとなり、三鷹

第二船舶試験水槽（400m 水槽）で使用する模型船のサイズとしては小さめの模型とせざるを得なかった。船長の短さも影響して水槽試験実施において困難な課題が明らかとなったがそれについては4章で述べる。

水槽試験で得られた低速幅広肥大船の計画満載状態における造波抵抗係数、自航要素および船速馬力曲線を比較対象の JBC と共に図 2.2~2.4 に示す。図 2.4 の船速馬力曲線にはそれぞれの船型の計画速度にマークを併記した。なお伴流係数については尺度影響を考慮し実船換算の数値である。低速幅広肥大船と JBC の計画速度はそれぞれ 10.0 knots と 14.5 knots であり、それぞれの船速での *BHP* は 6,827 kW と 13,811 kW であった。ここで、異なる要目の船型同士の輸送効率を比較するために(2.1)式で表す係数 *EEC* を定義する。両船型の *EEC* は表 2.2 の通り計算され、低速幅広肥大船の JBC に対する *EEC* の比は 0.446 となり、輸送効率は比較対象船より約 55 %改善する船型であることが確認された。

$$EEC = \frac{BHP}{DWT \cdot V_S} \quad (2.1)$$

表 2.2 輸送効率係数 *EEC* の比較（計画満載状態）

| | | SWBC | JBC |
|--------------|---------------------------------|---------|---------|
| 軸馬力 | <i>BHP</i> [kW] | 6,827 | 13,811 |
| 船速 | <i>V_S</i> [knots] | 10.0 | 14.5 |
| 載貨重量 | <i>DWT</i> [t] | 254,000 | 158,000 |
| 輸送効率係数 | <i>EEC</i> [$\times 10^{-3}$] | 2.688 | 6.028 |
| <i>EEC</i> 比 | (SWBC/JBC) | 0.446 | - |

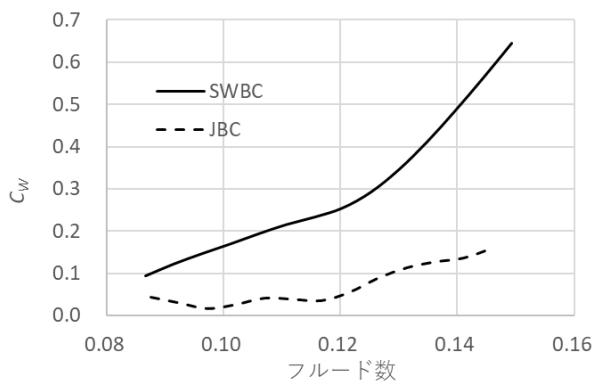


図 2.2 造波抵抗係数曲線

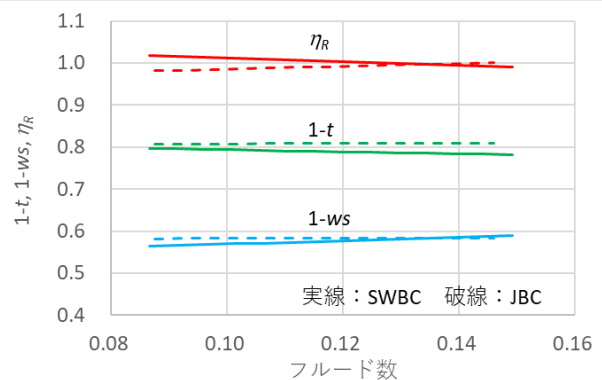


図 2.3 自航要素

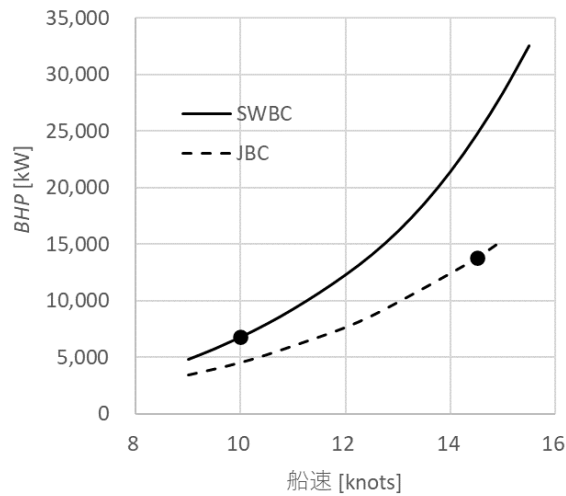


図 2.4 船速-馬力曲線

2.3 実海域性能推定

低速幅広肥大船に対し実運航性能シミュレータ VESTA²⁾を用いて実海域性能評価を行った。VESTA では波浪中抵抗増加の計算に NMRI 法³⁾を用いている。低速幅広肥大船の短波頂不規則波中抵抗増加を算定した結果を図 2.5 に示す。ここで、 R_{wave_w} は短波頂不規則波中抵抗増加、 ρ は流体密度、 g は重力加速度、 H は有義波高、 B_{max} は船幅、 L_{ps} は垂線間長、 T は平均波周期、 F_n はフルード数である。風による力及びモーメントは藤原の式⁴⁾により求めている。算定に必要となるパラメータについては、低速幅広肥大船の原船型である JBC のパラメータ⁵⁾から表 2.3 に示す通りに設定した。記号の定義については図 2.6 に示す。算定した風圧力特性のカーブを図 2.7 に示す。ここで、 C_{Xwind} は風による前後力係数で推力方向が正 ($0.5\rho_a A_T U_r^2$ による無次元値)、 C_{Ywind} は風による左右力係数 ($0.5\rho_a A_L U_r^2$ による無次元値)、 C_{Nwind} は風による回頭モーメント係数 ($0.5\rho_a A_L L_{OA} U_r^2$ による無次元値)、 γ は相対風向、 ρ_a は空気密度、 A_T は水面上正面投影面積、 A_L は水面上側面投影面積、 U_r は相対風速、 L_{OA} は全長である。

表 2.3 水面上形状パラメータ

| パラメータ | 値 |
|--|---------|
| A_T [m ²] | 1,274.2 |
| A_L [m ²] | 3,373.4 |
| A_{OD} [m ²] | 799.1 |
| C_{dis} (from midship, +fore) [m] | -12.99 |
| H_{BR} (from Water surface, +up) [m] | 28.42 |
| H_C (from Water surface, +up) [m] | 11.92 |

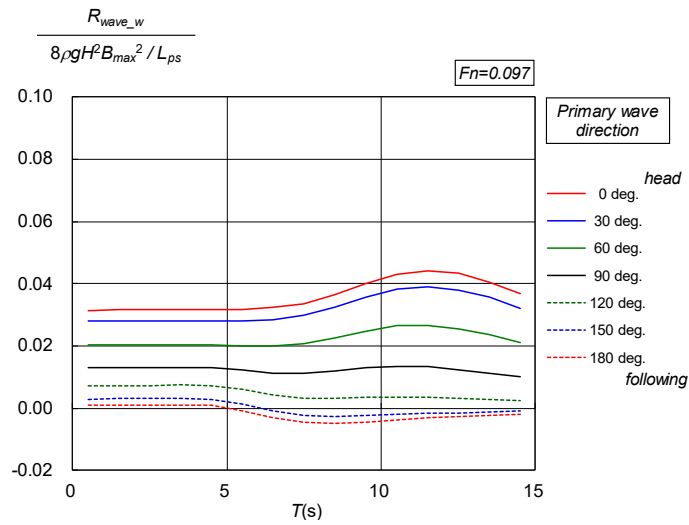


図 2.5 短波頂不規則波中抵抗増加係数

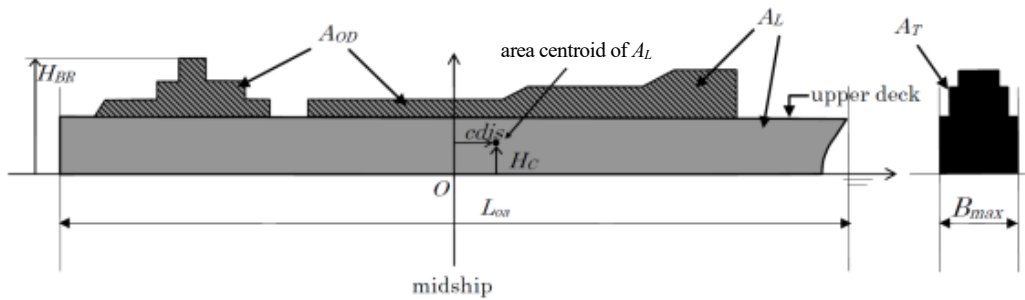


図 2.6 水面上形状パラメータの定義

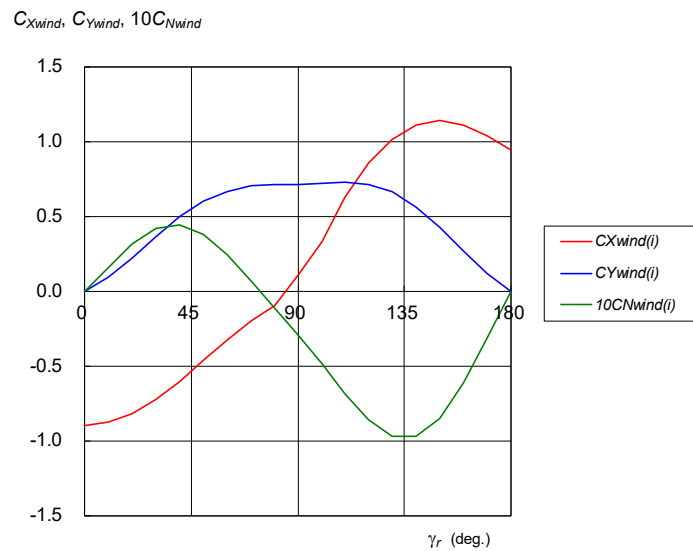


図 2.7 風圧力特性

VESTA により、表 2.4 に示す海象中（向波，向風）の馬力曲線を算定した結果を図 2.8 に示す．ここで，平水中性能については水槽試験結果から得た．実海域性能では自走風による馬力増加も考慮されている．設計速度における出力を比較した結果を図 2.9，表 2.5 に示す．ここで ΔBHP は(2.2)式より算定した値であり， BHP_{SWBC} は低

速幅広肥大船の 10 knots における BHP 、 BHP_{JBC} は JBC の 14.5 knots における BHP である。ビューフォート風力階級 (BF) 4 までは設計速力での出力は JBC に比べ半減し、BF7 においても約 23% 低減することがわかる。このことから、平水中のみならず実海域中推進性能においても低速幅広肥大船の従来船型に対する優位性が確認された。

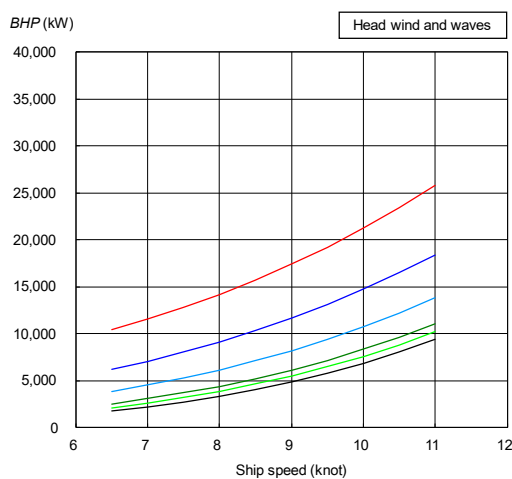
$$\Delta BHP = \frac{BHP_{SWBC}}{BHP_{JBC}} \cdot 100 \tag{2.2}$$

表 2.4 海象の設定

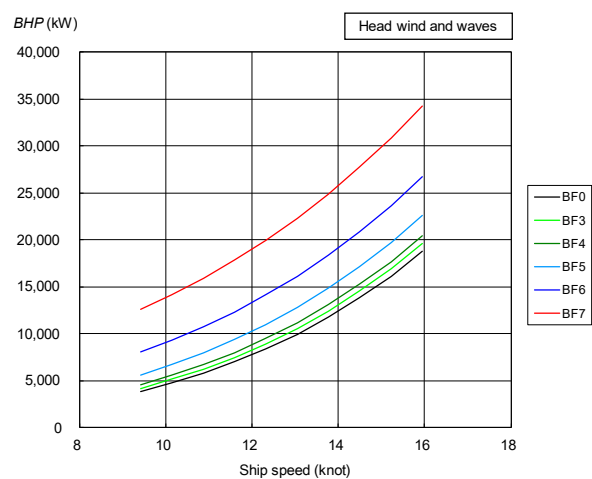
| No. | 平均風速 [m/s] | 有義波高 [m] | 平均波周期 [s] |
|-----|------------|----------|-----------|
| BF0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| BF3 | 4.4 | 0.6 | 3.0 |
| BF4 | 6.9 | 1.0 | 3.9 |
| BF5 | 9.8 | 2.0 | 5.5 |
| BF6 | 12.6 | 3.0 | 6.7 |
| BF7 | 15.7 | 4.0 | 7.7 |

表 2.5 実海域中での船速-馬力曲線

| No. | BHP [kW] | | ΔBHP [%] |
|-----|------------------|-----------------|------------------|
| | 低速幅広肥大船(10knots) | JBC (14.5knots) | |
| BF0 | 6,879 | 13,815 | 49.8 |
| BF3 | 7,575 | 14,557 | 52.0 |
| BF4 | 8,353 | 15,263 | 54.7 |
| BF5 | 10,724 | 17,117 | 62.6 |
| BF6 | 14,735 | 20,852 | 70.7 |
| BF7 | 21,250 | 27,751 | 76.6 |



(a) 低速幅広肥大船



(b) JBC

図 2.8 実海域中での船速-馬力曲線

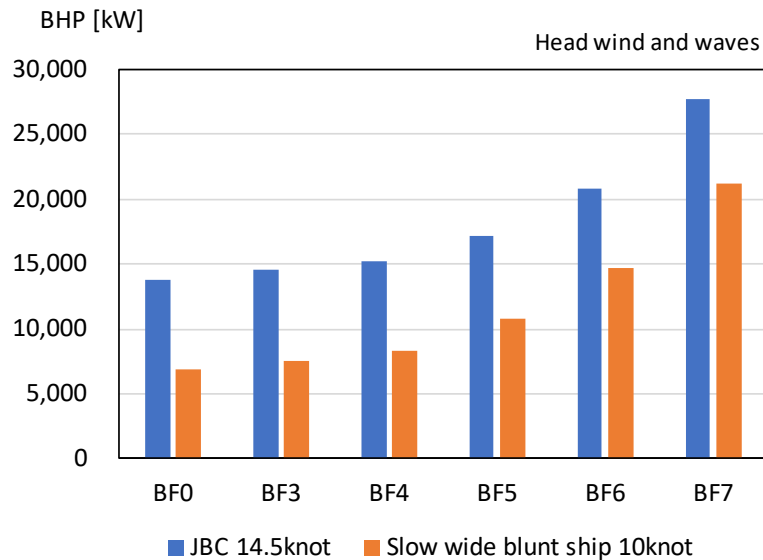


図 2.9 設計速力における所要馬力の比較

2.4 斜航中推進性能推定

低速幅広肥大船の推進性能を把握することを目的として、斜航状態におけるプロペラ単独試験と抵抗試験、自航試験、伴流計測試験を実施した。この試験で用いた船型はJBCの平行部40mをカットした船型(JBC_PC)とし、模型プロペラはJBC_PC用に設計した大直径プロペラを用いた。水槽試験は、プロペラ単独試験については三鷹第三船舶試験水槽(中水槽)で、それ以外の試験は400m水槽において実施した⁶⁾。

抵抗試験、自航試験は満載状態で行い、舵角は0度のまま斜航角を0度から7.5度まで2.5度毎に計測を行った。伴流計測試験では、舵は取り外して計測を行った。斜流中プロペラ単独試験は斜流角を0度から7.5度までは2.5度毎に、さらに15度も計測した。異なる斜流角でのプロペラ単独効率の比較を図2.10に、異なる斜航角での自航要素の比較を図2.11に示す。斜流角7.5度以下ではプロペラ単独特性は直進時とほぼ同じであること、斜航角の増加に伴い推力減少係数は低下する傾向があること、有効伴流係数は増加する傾向があることなどを明らかにした。

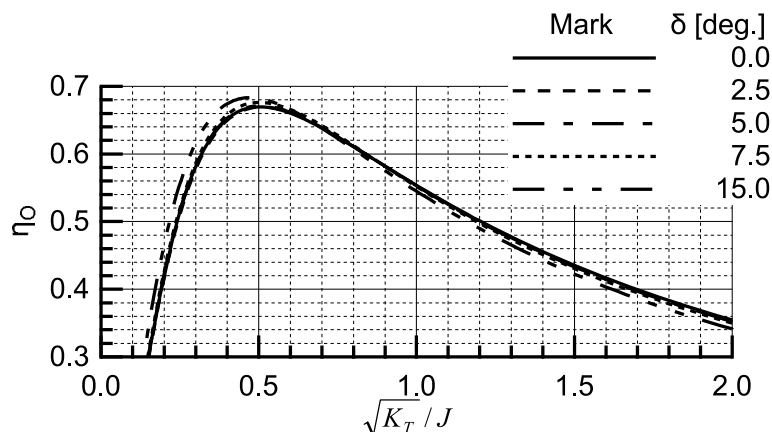


図 2.10 異なる斜流角でのプロペラ単独効率の比較

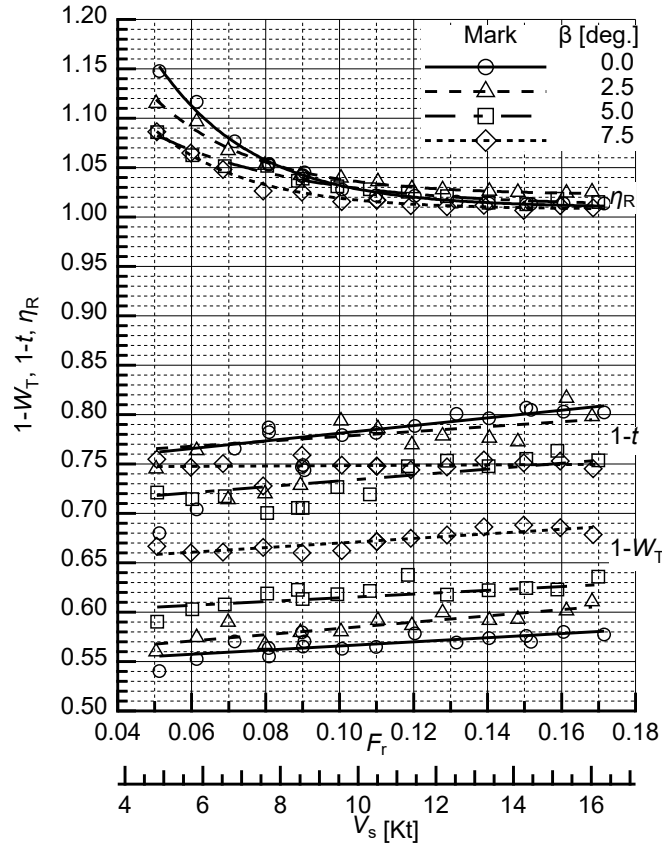


図 2.11 異なる斜航角での自航要素の比較

2.5 操縦性能推定

低速幅広肥大船は従来船よりも格段に幅広であり針路安定性の悪化が懸念されるため、表 2.6 に示す主要目を有する 1/95 の縮尺模型を製作し、CMT (Circular motion test) に基づく拘束模型試験によって、(2.3)式に示す針路安定性指数 C_l' を求めた。

$$C_l' = \frac{N'_r}{Y'_r - m' - m'_x} - \frac{N'_\beta}{Y'_\beta} \tag{2.3}$$

ここで、 m は船の質量、 m_x は x 軸方向の付加質量、 ρ は密度、 L_{PP} は垂線間長、 d は喫水、 $Y'_r, Y'_\beta, N'_r, N'_\beta$ は船速ベースで無次元化された操縦流体力微係数である。図 2.12 に拘束模型試験の様子を示す。拘束模型試験では船体重心位置での流体力を計測し、舵・プロペラを装備して実施した。操縦流体力の試験結果の解析は、Maneuvering Modeling Group (MMG) 標準モデル⁷⁾を基に行った。図 2.13 に座標系、図 2.14 に船体重心周りの船体回頭モーメントを示している。図 2.13 において、船体固定座標系 $G-xyz$ を考え、船の重心位置 G を原点に一致させる。船の前方に x 軸、船体横方向に y 軸、鉛直下向きに z 軸を取る。そして、空間固定座標系 $O-X_0 Y_0 Z_0$ を考え、 Z_0 軸を鉛直下向きに取る。このとき、 u, v は x 軸、 y 軸方向の速度成分、 U は船速、 r は回頭角速度、 β は斜航角、 ψ は方位角、 δ は舵角を表す。図 2.14 の横軸は船体重心位置での斜航角 β (deg)、縦軸は無次元化した船体回頭モーメントである。凡例には船体重心位置での無次元化回頭角速度を使用している。実験データを点、それらを多項式近似したものを線で表す。斜航角 β 、回頭角速度 r の符号は、図 2.13 に示している向きを正とし、船体回頭モーメントの符号は、右回頭させるモーメントを正とする。

表 2.6 に試験結果を示す通り、針路安定性指数から判断すると本船は針路不安定であることが明らかとなった。今後は、自由航走模型試験も含めた操縦性能の調査を行う予定である。

表 2.6 模型船主要目および操縦流体力微係数, 針路安定性指数等

| | | | |
|---------------------------------|-------|---------------|---------|
| 縮尺 | 1/95 | m' | 0.426 |
| 垂線間長 L_{PP} (m) | 3.01 | $Y'_r - m'_x$ | 0.0404 |
| 船幅 B (m) | 0.770 | Y'_β | 0.366 |
| 喫水 d (m) | 0.174 | N'_r | -0.0430 |
| 設計速力 V_s (m/s) | 0.528 | N'_β | -0.0958 |
| 方形係数 C_B | 0.832 | C'_l | -0.150 |
| 排水容積 ∇ (m ³) | 0.335 | | |



図 2.12 拘束模型試験の様子

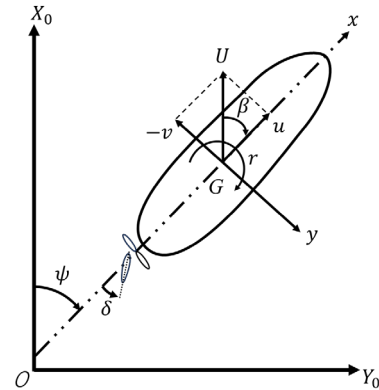


図 2.13 座標系

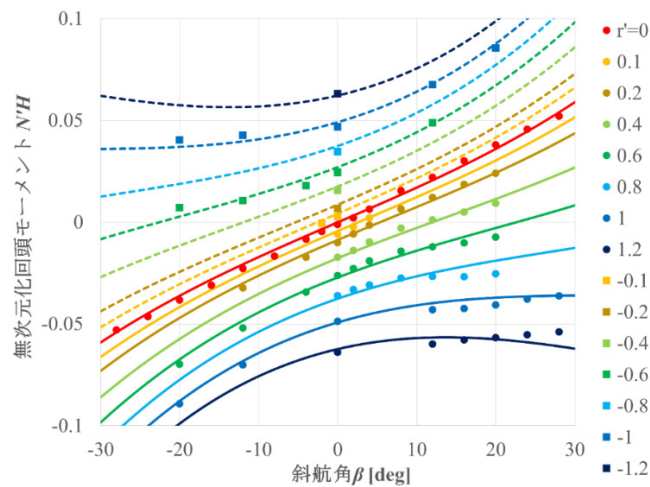


図 2.14 斜航角及び旋回角速度に対する回頭モーメント

3. 低速幅広肥大船用プロペラの開発

本研究では低速幅広肥大船に適したプロペラ開発を行った。まず、チャートベースでプロペラ設計を行い、そのプロペラを原型プロペラとした。次に原型プロペラの性能を向上させるため、プロペラ翼形状の多目的最適化を行いプロペラ単独効率とキャビテーション性能の向上を図った。本章では、プロペラ翼形状の多目的最適化手法、そして、数値計算による検証結果について述べる。

3.1 プロペラ翼形状の多目的最適化手法

本研究では、一様流中でのプロペラ効率、キャビテーション面積、そして、目標スラスト差の3つの目的関数を取り扱うことが可能なプロペラ翼形状の多目的最適化手法を用いてプロペラ翼形状の最適化を行った。ここで、目標スラスト差は、船体の推進に必要なスラストとプロペラスラストとの差を意味している。本手法によってプロペラの作動点を変化させずに、プロペラ効率とキャビテーション性能を両立させた優良なプロペラ翼形状を探索することが可能となる⁸⁾。また、多目的最適化手法として、探索性能が高い進化的アルゴリズムとして注目されている差分進化法 (Differential Evolution; DE) の一種である適応型差分進化法 JADE (Adaptive Differential Evolution with optional external archive)⁹⁾ を用いる。JADE は、DE の制御パラメータを探索によって自動的に調整する機能を有しており、各種の最適化ベンチマーク問題において有効性が確認されている。

本研究では、半径方向のピッチ分布、最大キャンバー分布、そしてスキュー分布を設計変数とした。これら以外のレーキ、コード長、最大翼厚の半径方向分布は原型プロペラのものを変更せずそのまま使用する。また、翼数も原型プロペラと同じである。

本研究では、プロペラ単独効率 η_0 と翼背面のキャビテーションの発生範囲、すなわちキャビティ面積 A_{cv} 、作動条件の目標スラストとのスラストの差である目標スラスト差 ΔK_T を目的関数とする多目的最適化問題を取り扱う。プロペラのスラスト T 、トルク Q およびプロペラ単独効率は、九州大学で開発したパネル法 SQCM に基づく定常プロペラ性能計算法¹⁰⁾を用いた。キャビティ面積は揚力等価法¹¹⁾を用いて求める。なお、揚力等価法の適用の際に必要な伴流中のプロペラ翼表面の圧力分布の計算にはパネル法 SQCM に基づく非定常プロペラ性能計算法¹²⁾を用いた。

3.2 数値計算による検証

低速幅広肥大船の作動条件に対して、チャートベースの設計を行うことで原型プロペラを設計した。原型プロペラの主要目を表 3.1 に示す。原型プロペラの展開面積比は、Wageningen のキャビテーションラインに基づき、+10%の展開面積マージンを有するプロペラとした。原型プロペラの翼形状を図 3.1 に示す。原型プロペラを対象にプロペラ翼形状の多目的最適化計算を行い、より性能が優れたプロペラ形状の探索を行った。

表 3.1 原型プロペラの主要目

| | |
|---------------------|----------|
| Diameter [m] | 0.250 |
| Pitch ratio at 0.7R | 0.8407 |
| Expanded area ratio | 0.4 |
| Boss ratio | 0.18 |
| Number of blade, Z | 5 |
| Skew angle [deg.] | 18.31 |
| Rake angle [deg.] | Variable |

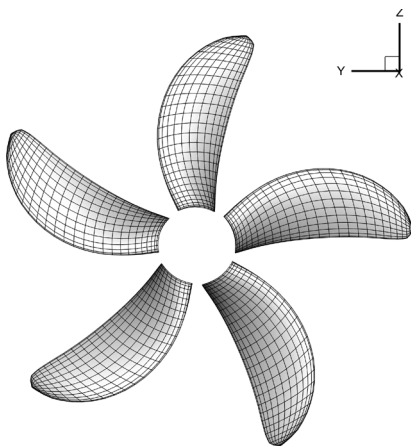


図 3.1 原型プロペラの形状

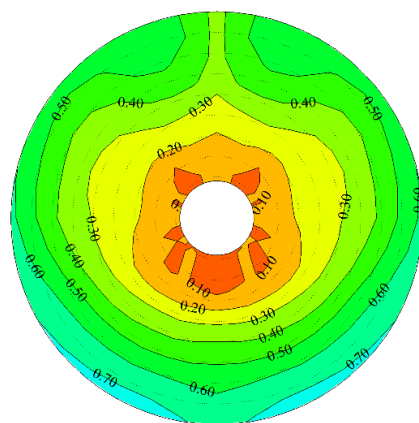


図 3.2 対象船の伴流分布

原型プロペラの設計点は前進係数 $J=0.435$ (一様流中), $K_T/J^2=1.34$ である. また, 揚力等価法を用いたキャビティ面積計算は図 3.2 に示す伴流分布において実施した. キャビティ面積の計算条件はスラスト係数 $K_T=0.240$, キャビテーション数 $\sigma_n=3.36$ である.

多目的最適化計算は設計変数の次元数 D を $D=17$ に設定し, 個体数 N を $N=50$ とし第 100 世代まで多目的最適化計算を実施した. 本多目的最適化により得られた第 100 世代までの解候補をバブルチャートとして図 3.3 に示す. また, 第 100 世代までに得られた解から, 原型プロペラよりも性能が優れているという制約を満たす解を抽出した結果を図 3.4 に示す. 図 3.3 と図 3.4 の横軸は各個体のプロペラ効率を原型プロペラのプロペラ効率により無次元化した値, 縦軸は目標スラスト差の値, バブルは各個体のキャビティ面積を原型プロペラのキャビティ面積により無次元化した値を示しており原型プロペラのキャビティ面積を基準としている. 図 3.3 と図 3.4 より, 多目的最適化計算によってプロペラ効率と目標スラスト差の目的関数に関するパレート解が得られていることが確認できる.

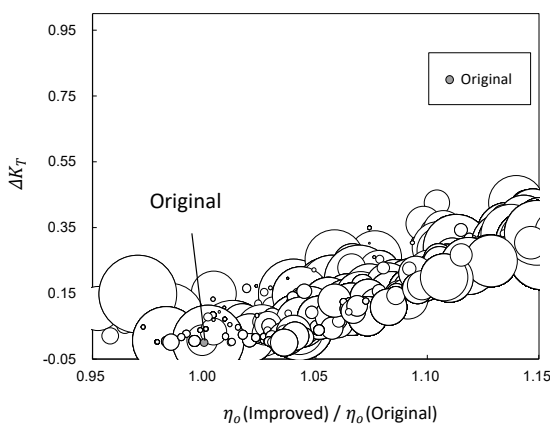


図 3.3 多目的最適化において得られた解をバブルチャートで可視化した結果

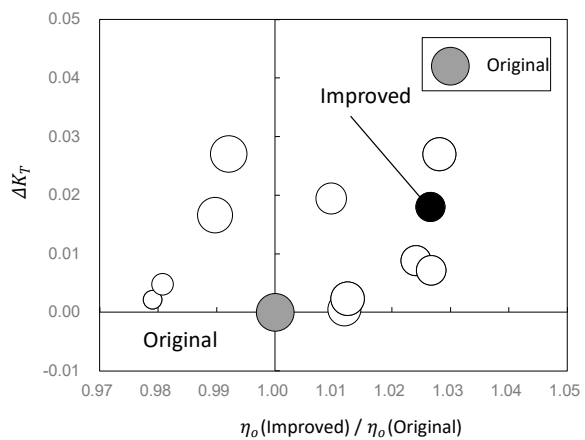


図 3.4 探索された全ての解から制約条件を満たす解を抽出した結果

本研究では, 図 3.4 に示す原型プロペラより性能が優れたパレート解の中からプロペラ単独効率が上昇し, キャビティ面積が減少した改良プロペラ (Improved) を多目的最適化計算で得られた改良プロペラとして採用した. 改良プロペラの形状を図 3.5 に示す. 図 3.1 と図 3.5 を比較すると, 改良プロペラは原型プロペラに比べスキュー角が小さくなっていることが確認できる.

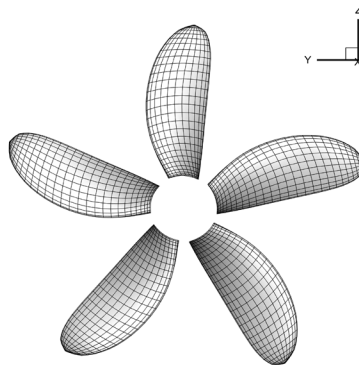


図 3.5 改良プロペラの形状

図3.6に原型プロペラと改良プロペラのプロペラ単独特性の計算結果を示す。図3.6より、改良プロペラの方が原型プロペラに比べプロペラ効率が上がっていることが確認できる。また、両者のスラストの差は0.5%以下となっており、目標スラスト差も非常に小さくなっていることが確認できる。次に設計点におけるプロペラ単独効率を比較した結果を図3.7に示す。設計点において、改良プロペラは原型プロペラに比べ2.5%効率が向上していることが確認できる。

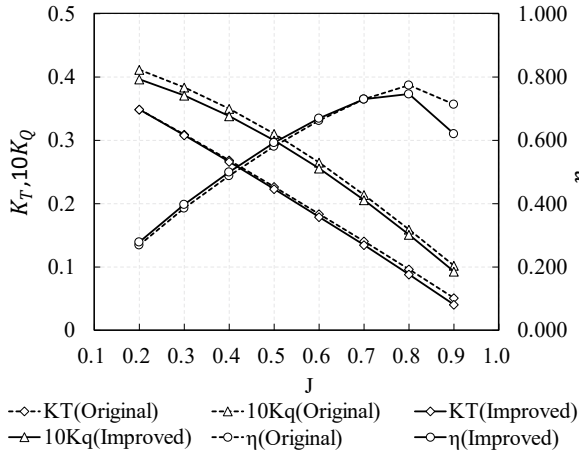


図3.6 原型プロペラと改良プロペラのプロペラ単独特性の比較

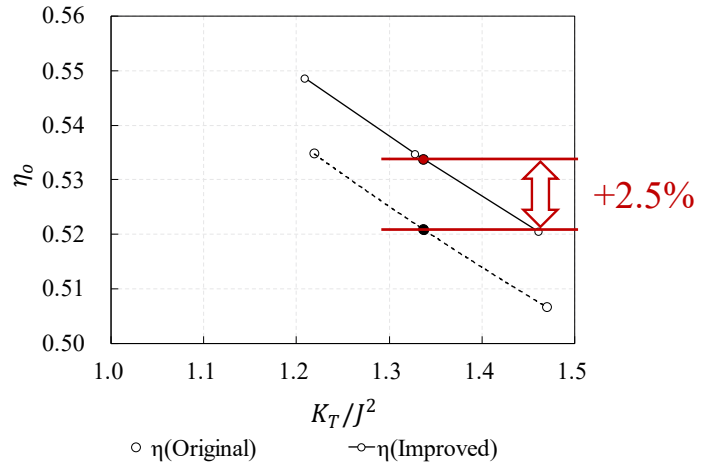


図3.7 原型プロペラと改良プロペラのプロペラ単独効率の比較 (K_T/J^2 ベース)

図3.8にプロペラ位相角-180 deg.から180 deg.までの1翼当たりの翼背面のキャビティ面積を示す。図3.8より、改良プロペラのキャビティ面積の最大値は原型プロペラに比べ約27%減少している。また、改良プロペラのキャビティ面積は位相角に対し原型プロペラより緩やかに増加し、緩やかに減少していることが確認できる。

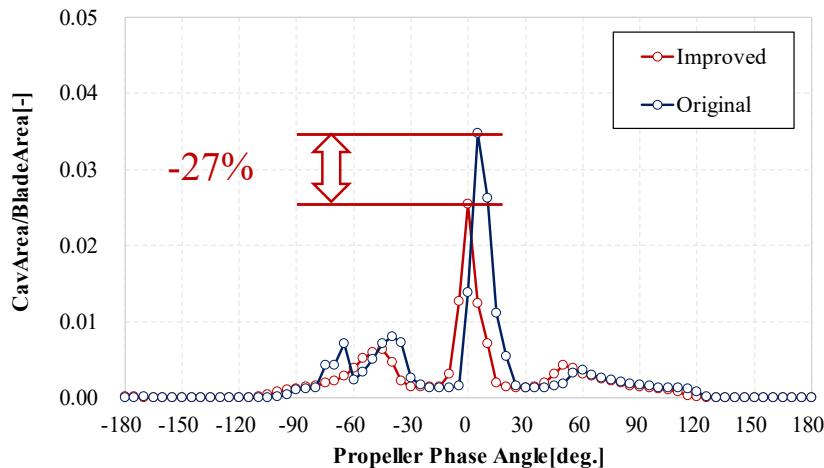


図3.8 原型プロペラと改良プロペラのキャビティ面積の比較

以上の結果より、当所で開発したプロペラ翼形状の多目的最適化手法を用いて、作動条件を変えずにプロペラ単独効率とキャビテーション性能に優れたプロペラを設計できることを確認した。

4. 低速時水槽試験の課題

4.1 水槽試験に現われる不安定性

相似模型を使った水槽試験では模型船の尺度影響が常に付きまとうが、それについては過去の研究により補正方法が確立している。それよりも深刻なのは補正ができない程度に船体周りの流れが実船を模擬しない状況に陥ることである。船型の大型化とそれに伴うフルード数の低下は、水槽試験での曳航速度を低下させる要因となり、レイノルズ数が低くなりすぎることによって船体周りの流れが層流化し、それが時間的・空間的に非定常に生じることで摩擦抵抗が変動する。またそれにより船尾の流れの剥離現象も安定しなくなり粘性圧力抵抗の計測誤差につながる。昭和40年代に30万トンを超える大型タンカーが出現する際に産業界はこの問題に直面したが、現在は一般的に使われている乱流促進装置の開発によりこれを何とか克服した¹³⁾。しかし、1章で述べたように船型の大型化と肥大化、低速化はさらに進展することが予想され、過去に得た知見では対応できない事態が再び生じる可能性が高い。実際に、本研究で開発した低速幅広肥大船の自航試験では図4.1に示すように、計測データが大きくばらつく状況が見られた。

計測データのばらつきは前述のように流れの再層流化と船尾剥離位置の非定常変動に原因があると考え、これをPIV装置により可視化することを考えた。図4.2にS.S.3/4付近のx断面の平均流速分布を示す。図中で青色部分はほぼ流速がゼロの領域であり、流れが剥離していると考えられる。図4.3には図4.2中の赤枠で囲まれた部分の主流速の変動を示している。本稿では示すことができないが、流速の面内分布の変動を時系列でも評価しており、剥離領域が変動している様子が観察された。流速分布は同様の手法でプロペラ面位置でも取得し、プロペラ面内の流速を積分して得られる公称伴流係数の変動を分析した。図4.4には公称伴流係数 $1-w_n$ の頻度分布図を示す。曳航速度が0.356 m/sと0.686 m/s、1.068 m/sのデータを示したが、低速ほど標準偏差が大きく、流速の変動が大きいことが分かった。

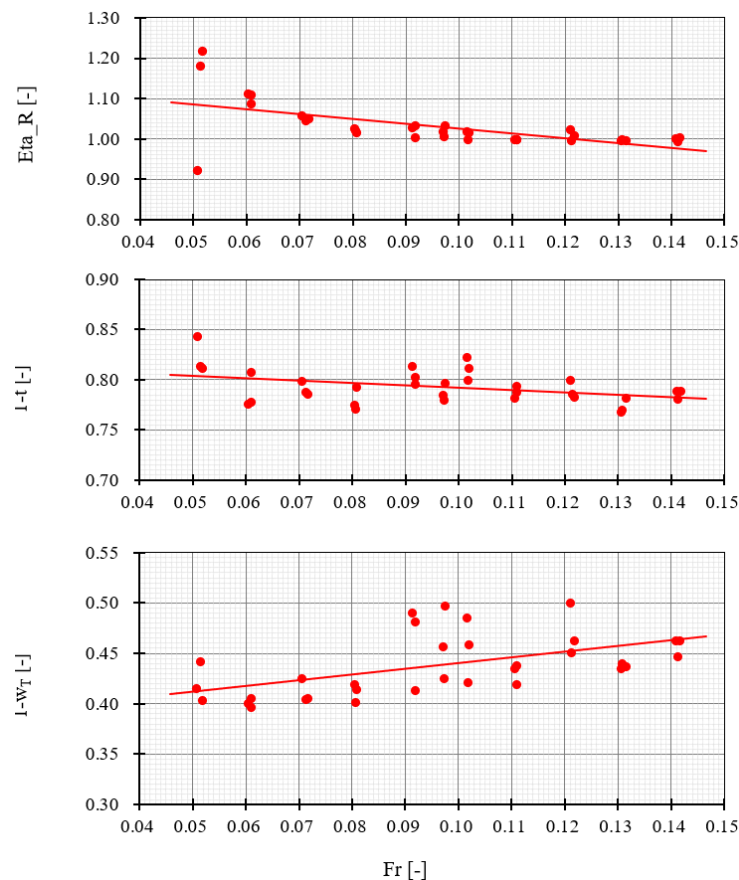


図 4.1 低速幅広肥大船の自航要素の計測値

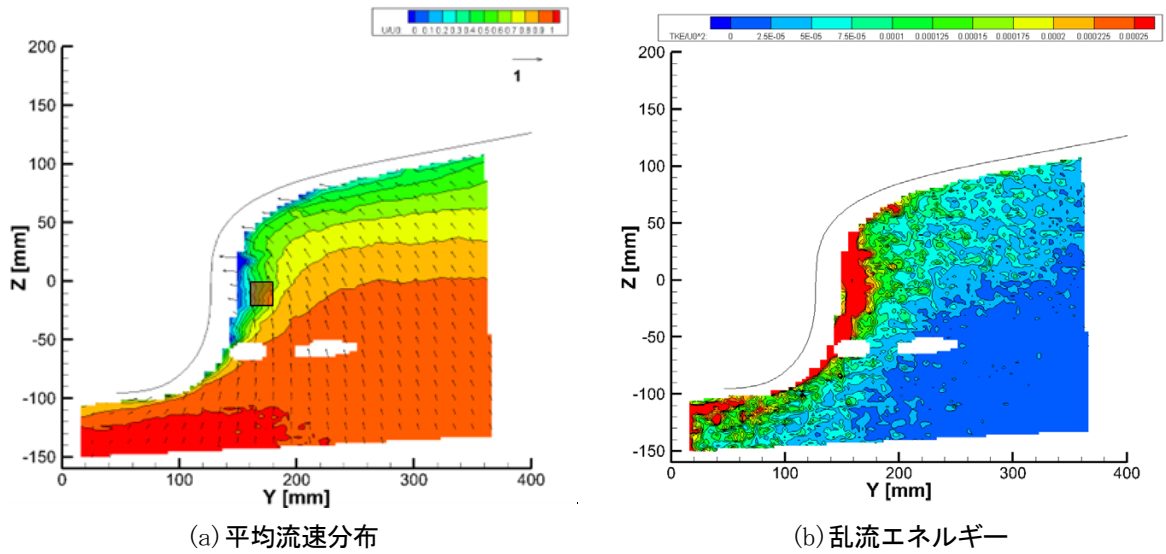


図 4.2 SS3/4 付近 x 断面の平均流速分布図および乱流エネルギー (曳航速度 0.498 m/s)

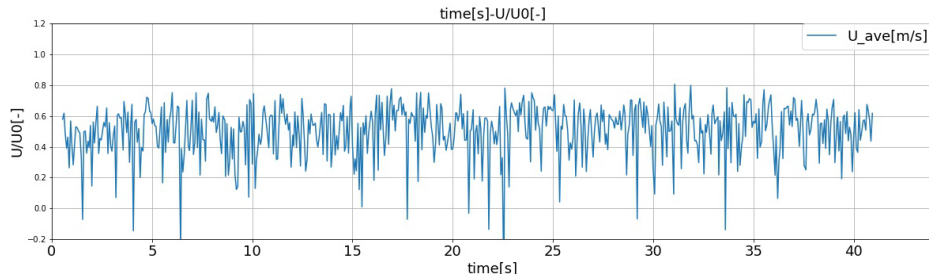


図 4.3 代表位置での主流速の時間変動 (曳航速度 0.498 m/s)

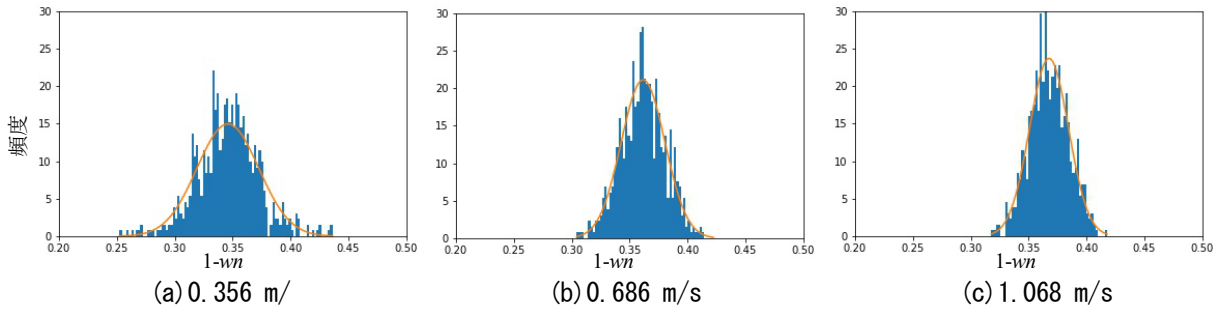


図 4.4 公称伴流係数の頻度分布図

4.2 追加の乱流促進の効果

前節で述べた流場の不安定性を解消するために、従来の船首部に設置する乱流促進装置 (スタッド) に加え、船体後半部に追加で乱流促進装置を設置することを考えた。実験の都合により船体にスタッドを打つことを避けなければいけなかったため、ここでは図 4.5 に示すハマパッチ¹⁴⁾を採用した。ハマパッチは 1 辺が約 20 mm、厚さ約 4 mm の正三角形をした突起物であり、図 4.6 に示すようにサイドフラット面とボトムフラット面の後端線上に配置した。

ハマパッチを設置した後の S.S.3/4 付近の x 断面平均流速分布を図 4.7 に示す。ハマパッチを付けることにより図 4.2 に見られた低速領域は減少している。図 4.8 には図 4.7 中の赤枠で囲まれた部分の主流速の変動を示している。ハマパッチを付けていない図 4.3 と比較して主流速度の変動も減少できていることが分かる。

船体後半部に追加した乱流促進装置は船体周りの流れを安定化できることを示したが、今回試行したハマパッチはそれ自体の固有抵抗が大きく、また運動量損失に与える影響も大きいため別の代替手段の検討が必要である。

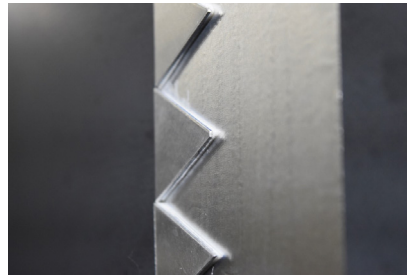


図 4.5 模型船に取り付けた Hama' s patch

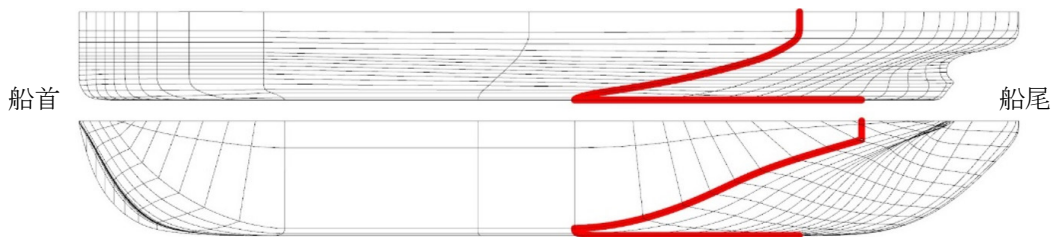


図 4.6 Hama' s patch の取り付け位置 (赤線部分)

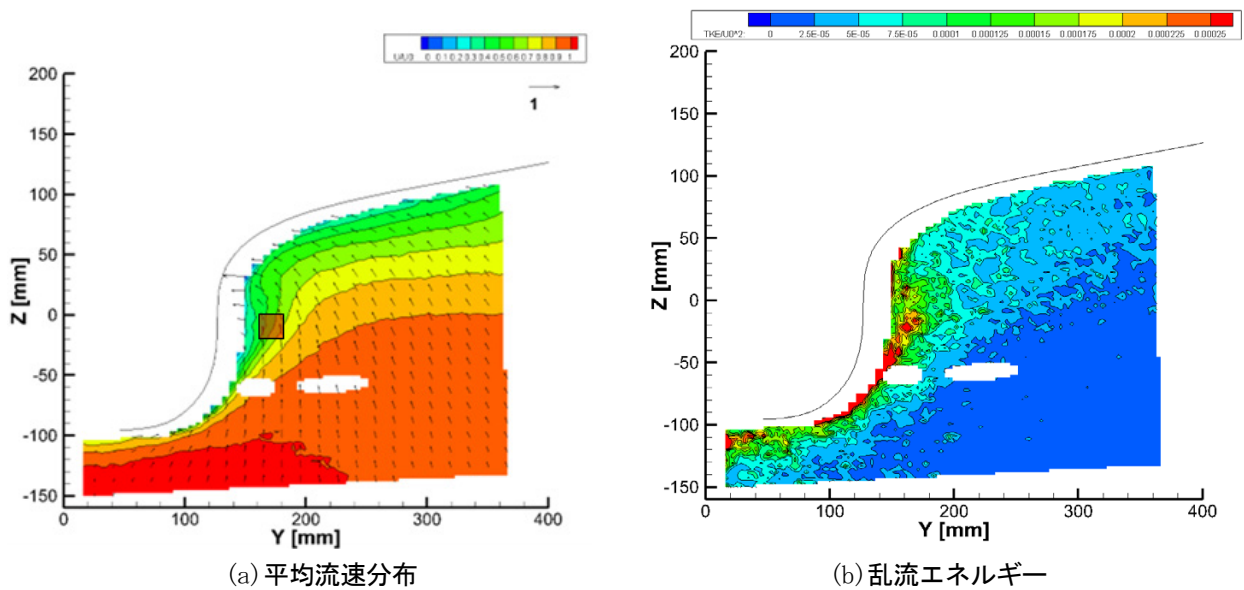


図 4.7 S. S. 3/4 付近 x 断面の平均流速分布図および乱流エネルギー (曳航速度 0.498 m/s) (Hama' s patch あり)

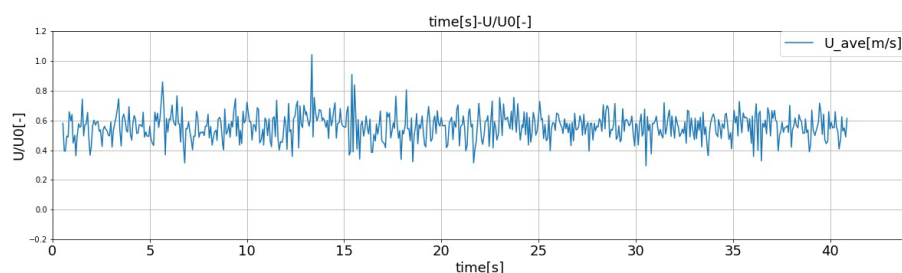


図 4.8 代表位置での主流速の時間変動 (曳航速度 0.498 m/s) (Hama' s patch あり)

5. 水中騒音低減に関する研究

当所では、船舶から放出される水中騒音の評価技術及び水中騒音の低減技術の開発を行っている。水中騒音評価技術として、大型キャビテーション水槽を対象として伝達関数を用いた水中騒音の補正方法の開発を行っている。また、水中騒音低減技術として、省エネ付加物を用いた伴流改善によってキャビテーションの発生量を抑制することで水中騒音を低減する技術を開発している。本章では、伝達関数を用いた水中騒音の補正方法と省エネ付加物を用いた水中騒音低減技術について述べる。

5.1 水中騒音推定技術の開発

キャビテーション水槽は閉鎖空間であるため音の反射及び残響の影響が大きい。そのため、キャビテーションに起因する水中騒音だけを計測することが困難である。キャビテーション水槽における水中騒音の反射と残響影響を補正する方法として、伝達関数を用いる方法がある^{15,16}。伝達関数は、ある空間において音響計測を行う場合に、空間内の残響やノイズの影響を取り除くための関数である。キャビテーション水槽の伝達関数を計測し、その関数を用いて水中騒音計測結果を補正することで、反射や残響の影響を取り除いた計測が可能である。本研究では、伝達関数の計測方法として室内音響分野で用いられている Swept-Sine 法¹⁷)を用いて大型キャビテーション水槽における伝達関数を計測する。そして、初代青雲丸 Highly Skewed Propeller (以後、HSP)¹⁸)の模型プロペラを用いたキャビテーション試験において水中騒音計測を実施し、伝達関数による補正法の有効性を検証した。

5.1.1 水中騒音計測結果の補正

直接的にインパルス信号を用いずにインパルス応答を獲得する方法として Swept-Sine 法がある¹⁷)。Swept-Sine 法では、インパルスを時間的に引き伸ばした Swept-Sine 信号を用いる。Swept-Sine 信号を音響プロジェクトで発振し、その水中音をハイドロホンによって計測し、伝達関数を取得する。

キャビテーション水槽において計測した伝達関数 $H(f)$ を用いて、測定した水中騒音の補正を実施する。まず、計測した水中騒音にフーリエ変換を行い、フーリエスペクトル $X(f)$ を算出する。キャビテーション水槽における音場について、線形応答が成立すると仮定した場合、(5.1)式が成立する。

$$Y(f) = X(f) \cdot H(f) \quad (5.1)$$

ここで、 $X(f)$: 反射影響を除去した水中騒音のフーリエスペクトル、 $H(f)$: キャビテーション水槽の伝達関数、 $Y(f)$: 計測した水中騒音のフーリエスペクトルである。したがって、反射影響を取り除いた水中騒音を得るためには、計測した水中騒音のフーリエスペクトル $Y(f)$ を伝達関数 $H(f)$ で割る必要がある。この関係は(5.2)式で与えられる。

$$X(f) = \frac{Y(f)}{H(f)} \quad (5.2)$$

伝達関数 $H(f)$ は、前もって計測を行っており、既知であるので、上式を計測した水中騒音のフーリエスペクトル $Y(f)$ に適用することで反射影響を補正した水中騒音のフーリエスペクトル $X(f)$ が得られる。このフーリエスペクトルをパワーに換算すると狭帯域での水中騒音レベルが算出できる。同様に 1/3 オクターブバンド解析を行うことで、1/3 オクターブバンド幅での水中騒音レベルが算出できる。

5.1.2 水槽試験における検証

伝達関数計測及び水中騒音計測試験は、当所大型キャビテーション水槽第1計測胴において実施した。供試模型プロペラは、初代青雲丸 HSP ($\phi 250\text{mm}$) を使用した¹⁸)。図 5.1 には水槽試験の様子を示したが、図 5.1 左図は伝達関数計測で使用した音響プロジェクトを、図 5.1 右図には本計測で用いた2本のハイドロホンの位置を示す。ハイドロホンは、変動圧板と計測胴の右舷下側に取り付けて計測を行った。

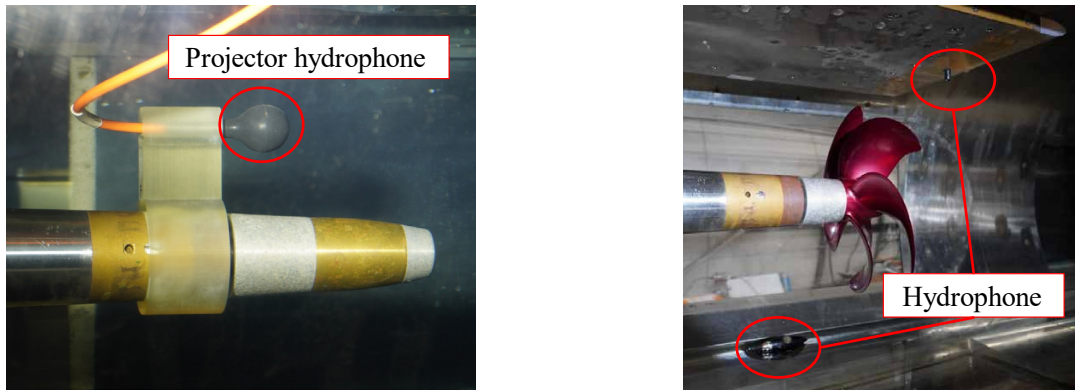


図 5.1 伝達関数計測時及び模型プロペラの写真

水中騒音計測を実施した試験条件は、プロペラ回転数 $n_p = 22.0$ [rps], スラスト係数 $K_T = 0.201$, キャビテーション数 $\sigma_n = 2.99$ である。この条件は、実船のプロペラ回転数 $n_p = 163$ [rps] に相当する。計測胴と変動圧板に取り付けた 2 本のハイドロホンを用いて水中騒音を計測した。図 5.2 に伝達関数補正無しの中騒音計測結果を示し、図 5.3 に伝達関数補正後の水中騒音計測結果を示す。両図において、図中の赤線は計測窓ハイドロホンの計測結果を示し、青線は変動圧板ハイドロホンの計測結果を示す。図 5.2 と図 5.3 より伝達関数の補正によって、変動圧板ハイドロホンと計測窓ハイドロホンの音圧レベル(SPL)の差が低減していることが確認できた。

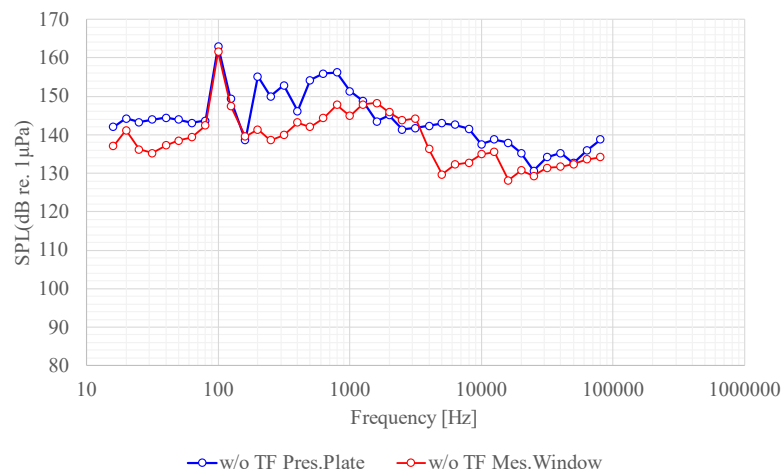


図 5.2 伝達関数補正前の水中騒音計測結果

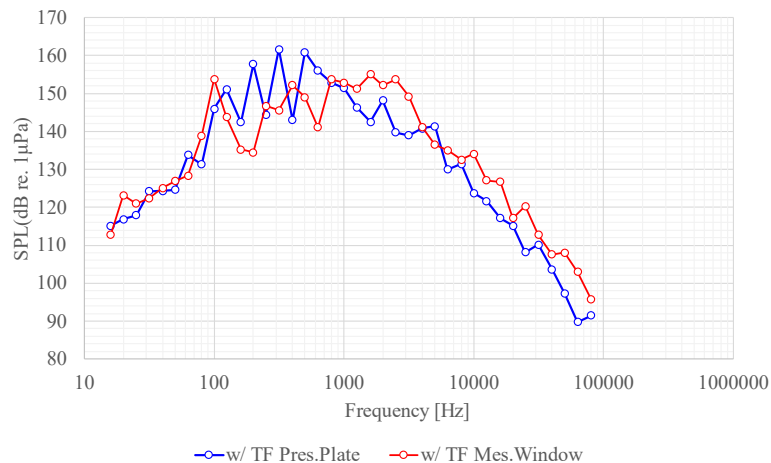


図 5.3 伝達関数補正後の水中騒音計測結果

次に水槽試験における水中騒音計測結果について ITTC の実船換算法¹⁵⁾を用いて実船推定を行った。水中騒音の実船推定結果を図 5.4 と図 5.5 に示す。図 5.4 は計測窓ハイドロホンの計測結果から実船換算を行った結果であり、図 5.5 は変動圧板ハイドロホンの計測結果から実船換算を行った結果を示す。両図において、黒線は実船計測結果を示し、赤線は伝達関数補正無しの実船換算結果を示し、青線は伝達関数補正有りの実船換算結果を示している。図 5.4 と図 5.5 より、伝達関数補正によって、実船計測結果と良好に一致することが確認できる。

以上より、本研究で開発した伝達関数を用いた水中騒音の補正方法によって、キャビテーション水槽による反射や残響の影響を取り除き、実船の水中騒音レベルを推定できることを確認した。

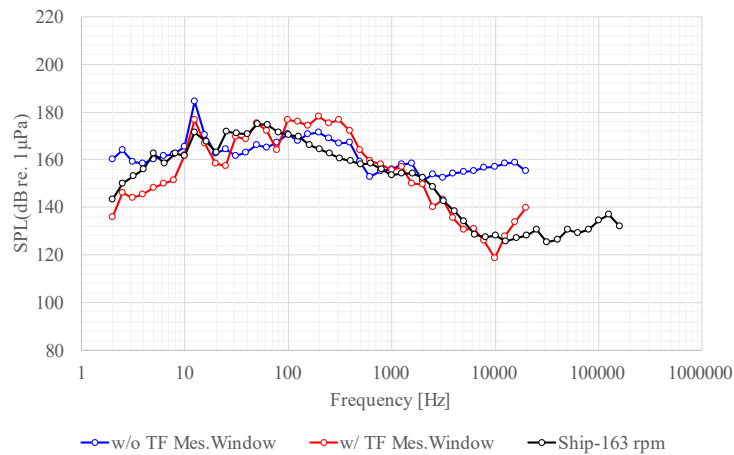


図 5.4 実船の水中騒音レベル推定結果（計測窓ハイドロホンの計測結果）

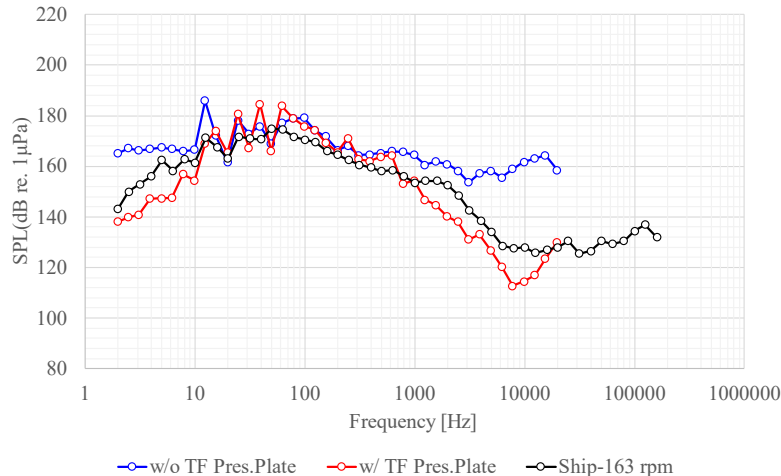


図 5.5 実船の水中騒音レベル推定結果（変動圧板ハイドロホンの計測結果）

5.2 水中騒音低減技術の開発

プロペラ面内へ気泡を流入させることで水中騒音が減少する特性があることに着目し、大型肥大船には一般的に装備されているダクト型省エネ付加物に空気放出口を設置し水中騒音低減効果をキャビテーション試験で確認した(図 5.6)。ダクト後縁の複数箇所から空気を吹き出せる機構としたが、最も低減効果が見られたのは右舷側の翼角度 70 deg.位置から吹き出した時であった。その際の水中騒音計測結果を図 5.7 に示す。図中の黒色マークは空気吹き出し無し、青線は空気吹き出し状態である。1 kHz より高周波領域で低減傾向が見られ、特に 10 kHz 以上では最大 7 dB の低減効果が見られた。これにより、空気吹き出部を有するダクト型省エネ付加物が高周波域の水中騒音低減に有効であることを確認した。

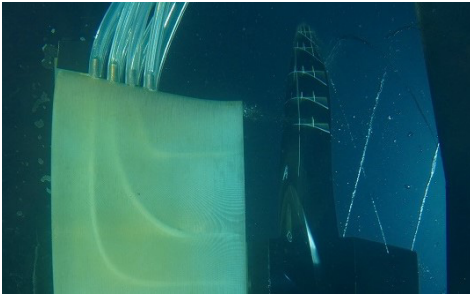


図 5.6 ダクト型省エネ付加物からの空気吹出の様子

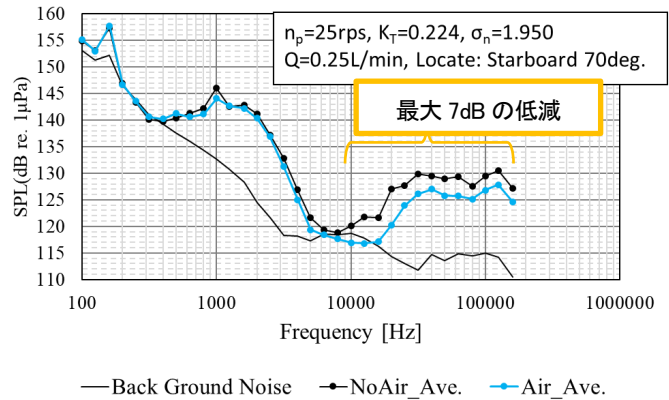


図 5.7 空気吹出有無での水中騒音計測結果の比較
(吹き出し位置：翼角度 70deg. [右舷側])

6. 流場制御デバイスの開発

船体や推進器などの表面から直接流場を制御し、無駄に消費されるエネルギーを削減することができれば、船舶の効果的な省エネルギー手段となる。しかし現時点では、水流を壁面から直接流場を制御する実用的手段は実現されていない。そこで、乱流境界層内の乱流場を壁面部分から制御することができる音響流放射による流場制御デバイスの開発を実施した。

6.1 音響流放射型流場制御デバイスの開発

音響流により壁面に接する水に直接作用できる音響流放射型流場制御デバイスの開発を行った。これまで、音響流を水中に放射するためのデバイスとしては、圧電材料にニオブ酸リチウム(LiNbO₃)を用い、弾性表面波を発生させる回路に Interdigital transducer (IDT)を用いた弾性表面波デバイス^{19, 20)}が用いられてきた。音響流と壁面の成す角は、物体の表面波の音速と流体の音速の関係で決まるが、LiNbO₃の表面波の音速は 3,992 m/s であり、水の音速は 1,483 m/s (20°C)であるため、壁面と音響流のなす角は 66.5 度となる。これを流場制御に使おうとすると、音響流は壁面に対して大きな角度を持ち、壁面に対して平行な速度成分よりも、壁面に対して垂直な速度成分が大きく、むしろ流れ場を乱してしまう。また IDT 回路は双方向型の回路のため、デバイスの両側に同じ強さの音響流を放射する。そのため、放射された音響流の水平速度成分は相殺されることになり、流場制御に向くデバイスではなかった。

そこで、圧電材料に表面波の音速が 1,681 m/s と水の音速に近い BGO (Bi₁₂GeO₂₀)²¹⁾を用い、回路を単方向型²²⁾とした流場制御デバイスを開発した。これにより音響流と壁面のなす角度は 28.9 度となる。また音響流を一方向に放射できるよう表面波を発生するための回路に単方向型の回路を採用した。開発した音響流放射型流場制御デバイスの写真を図 6.1 に示す。

流場制御デバイスを用いて音響流放射試験^{23, 24)}を行った。音響流放射試験では、流場制御デバイスにより音響流を発生させた時の流場を PIV により計測した。入力電圧を 40 V としたときの速度マグニチュードの分布を図 6.2 に示す。壁面からの放射角は 29.9 度と、40 V での最大速度は 31.6 mm/s であり、音響流をほぼ一方向に放射することが確認できた。また入力電圧と最大流速は概ね比例することが判った。

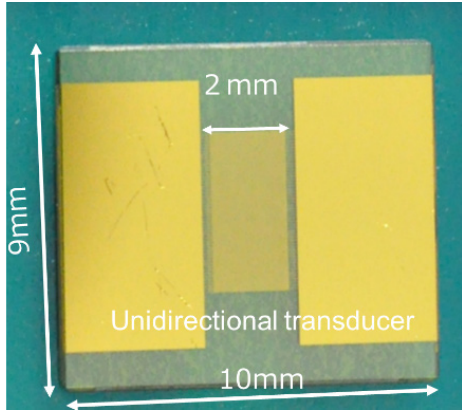


図 6.1 音響流放射流場制御デバイス
(速度マグニチュード (40V))

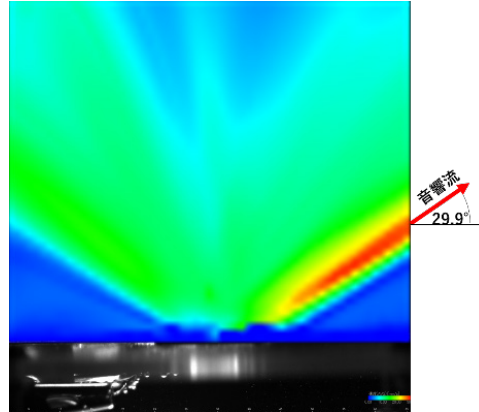


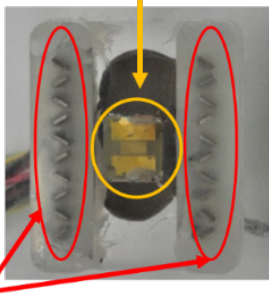
図 6.2 音響流放射時の流速分布

6.2 音響流放射型流場制御デバイスと電極型剪断力計の組み合わせ実験

BGO 型音響流放射型流場制御デバイスと V 字型電極剪断力計を組み合わせた図 6.3 に示す流場制御システムを用いて乱流境界層中の流場制御実験を行った。

小型高速流路に流場制御システムを設置し、音響流放射時の剪断力を計測した。音響流は上流側に放射している。図 6.4 は平均流速 1.0 m/s のチャンネル流内において、音響流放射型流場制御デバイスに入力した電圧と剪断力の関係を示したものである。入力電圧を変化させることにより音響流の速さを変化させることができるが、入力電圧を 5 V とするとデバイスの上流側、下流側両方で剪断力が減少した。デバイス前後での剪断力が減少したことはデバイス近傍の壁面で摩擦抵抗が低減していることを示している。

音響流放射型流場制御デバイス



V字型電極剪断力計

図 6.3 流場制御システム

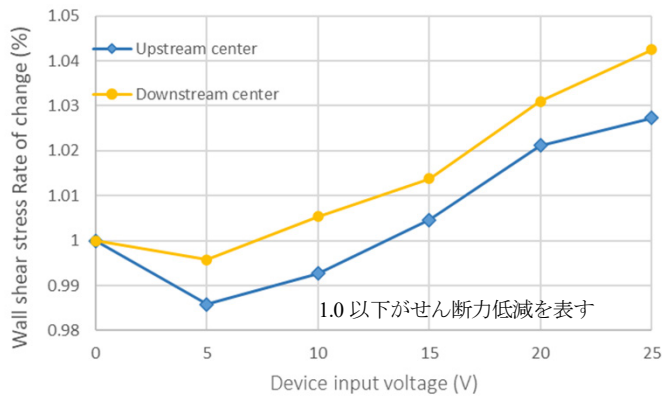


図 6.4 デバイス入力電圧と剪断力の関係

7. まとめ

本稿では、従来船に比べ格段に輸送効率が高く GHG 排出削減に寄与する低速幅広肥大船型を設計し、その船型の推進性能、実海域性能、斜航中推進性能、操縦性能および最適設計されたプロペラの特性について言及し、ゼロエミッション燃料に対応した次世代の船型としての基本性能について報告した。また、音響流放射型流場制御デバイスは実船搭載へのハードルは依然として高いものの、船体表面近傍の流場を直接的に制御することで摩擦抵抗を低減できる可能性を示した。水中騒音の推定及び低減技術については省エネとは直接関係はないが、船舶の水中騒音レベルを許容値内に収める対策により、必要以上に性能悪化を引き起こさないための技術として位

置付けている。海上技術安全研究所は引き続き多様なアプローチにより海運からの GHG 排出削減に努める所存である。

謝 辞

本研究の一部はJSPS科研費20H02379の助成を受けたものです。関係各位に厚く御礼申し上げます。

References

- 1) Hino, T. et al.: Hull Form Design and Flow Measurements of a Bulk Carrier with an Energy-Saving Device for CFD Validations, Proc. PRADS (2016).
- 2) Tsujimoto, M., Sogihara, N., Kuroda, M., Sakurada, A.: Ship Performance Simulator in Actual Seas -VESTA-, Papers of National Maritime Research Institute, Vol.15 No.4 (2016), pp.449-459.
- 3) Tsujimoto, M., Kuroda, M., Sogihara, N.: Development of a Calculation Method for Fuel Consumption of Ships in Actual Seas with Performance Evaluation, Proc. of 32nd OMAE, OMAE2013-11297 (2013).
- 4) Fujiwara, T., Ueno, M., Ikeda, Y.: A New Estimation Method of Wind Forces and Moments acting on Ships on the basis of Physical Component Models, Journal of JASNAOE, Vol.2 (2005), pp.243-255.
- 5) Kume, K.: The Geometry of JBC Above Water Surface and the Wind Tunnel Test Results, Papers of National Maritime Research Institute, Vol.22 No.3 (2022).
- 6) Fujisawa, J., Wako, D., Kawakita, C.: Propulsion Performance of a Slow Blunt Ship in Oblique Motion, Journal of JASNAOE, Vol.33 (2021), pp.1-11.
- 7) Yasukawa H., Yoshimura Y.: Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions, Journal of Marine Science and Technology, Vol.20 (2015), pp.37-52.
- 8) Shiraishi, K., Arakawa, D., Sawada, Y., Kaneko, A., Kanemaru, T., Ando, J.: Multi-Objective Optimization for Marine Propeller Blade Shapes Using Differential Evolution Algorithm, Turbomachinery, Vol. 50, Issue 12 (2022), pp.716-727.
- 9) Zhang, J., Sanderson, A.C.: JADE: Adaptive differential evolution with optional external archive, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol.13, Issue 5 (2009), pp.945-958.
- 10) Ando, J., Maita, S., Nakatake, K.: A Simple Surface Panel Method to Predict Steady Marine Propeller Performance, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 1995, Issue 178 (1995), pp.61-69.
- 11) Kato, H., Ukon, Y.: Estimation of Propeller Cavitation, Symposium on Resistance and Propulsion Theory for Hull Design, pp.189-216, 1979.
- 12) Maita, S., Ando, J., Nakatake, K.: A Simple Surface Panel Method to Predict Unsteady Marine Propeller Performance, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 1997, Issue 182 (1997), pp.71-80.
- 13) Tamura, K.: Study on Unsymmetrical Flow around Stern of High Block Coefficient Ship Models at Self-Propulsion Tests -Historical Review and Problems to Be Solved-, Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol.80 (1990), pp.299-319 (in Japanese).
- 14) Hama, F.: Boundary-Layer Characteristics for Smooth and Rough Surfaces, Transactions of the Shipbuilders' Association of Japan, pp.8-15 (in Japanese).
- 15) ITTC Quality System Manual Recommended Procedures and Guidelines, 7.5-02-01-05, Model-Scale Propeller Cavitation Noise Measurement (2017), pp.1-22.
- 16) G. Tani, et.al.: Aspects of the Measurement of the Acoustic Transfer Function in a Cavitation Tunnel, Applied Ocean Research, Vol.87 (2019), pp.264-278.
- 17) Ohga, J., Yamasaki, Y., Kaneda, Y., Acoustic System and Digital Processing (1995), Institute of Electronics, Information and Communication Engineers, pp.158-159 (in Japanese).

- 18) Kurobe, Y., Ukon, Y., Koyama, K.: Measurement of Cavity Volume and Pressure Fluctuations on a Model of the Training Ship "SEIUN-MARU" with Reference to Full Scale Measurement, Papers of National Maritime Research Institute, Vol.20 No.6 (1983), pp.395-429.
- 19) Shiokawa, S., Matsui, Y., Ueda, T.: Study on SAW Streaming and its Application to Fluid Devices, Proceedings of 10th Symposium on Ultrasonic Electronics 1989, Japanese Journal of Applied Physics, Vol.29 (1990), pp.137-139.
- 20) Maezawa, M., Kamakura, T.: Sound Field Evaluation and Flow Visualization in Water by SAW device, IEICE technical report (2007), pp.47-51.
- 21) Cambell, C.: Surface Acoustic Wave Devices and Their Signal Processing Applications, Academic Press (1989), p. 20.
- 22) Kondo, J.: Development of Liquid-Phase Sensing System Using Acoustic Wave Devices, Technical Report of Industrial Technology Research Grant Program in FY2006 (2007).
- 23) Kawashima, H., Miyazaki, S., Hiroi, T.: Experiment on Flow Field control Using a Unidirectional Acoustic Flow Generator Device, Psvip13 (2022).
- 24) Kawashima, H., Hiroi, T.: Experiments on flow field control using an acoustic flow generation type flow field control device, The 22nd National Maritime Research Institute Annual Research Meeting (2022), PS25.