

CFD を活用した船型設計支援システムの開発

令和 5年 2月

石川 暁

目次

| | | |
|-------|-----------------------------------|----|
| 第1章 | 緒論..... | 1 |
| 1.1 | 研究の背景 | 1 |
| 1.2 | 本研究の目的..... | 4 |
| 1.3 | 本論文の構成..... | 5 |
| 第2章 | 船体まわりの流場シミュレーションへの CFD の適用性 | 8 |
| 2.1 | 緒言 | 8 |
| 2.2 | 支配方程式および境界条件..... | 10 |
| 2.3 | 粘性抵抗の推定 | 12 |
| 2.3.1 | 概要 | 12 |
| 2.3.2 | 計算法 | 12 |
| 2.3.3 | 粘性抵抗および流場の計算精度の検証 | 13 |
| 2.3.4 | 船型の違いへの追従性..... | 20 |
| 2.3.5 | 乱流モデルの改良 | 27 |
| 2.4 | 自航要素の推定 | 37 |
| 2.4.1 | 概要 | 37 |
| 2.4.2 | 自航計算法 | 37 |
| 2.4.3 | 自航要素の推定精度および船型追従性 | 40 |
| 2.4.4 | 自航計算法の改良 | 40 |
| 2.5 | 造波抵抗の推定 | 44 |
| 2.5.1 | 概要 | 44 |
| 2.5.2 | “NEPTUNE” | 44 |
| 2.5.3 | 造波抵抗の推定精度および船型追従性 | 45 |
| 2.6 | 結言 | 50 |
| 第3章 | 実用船型の複雑形状に対応可能な CFD Solver..... | 52 |
| 3.1 | 緒言 | 52 |
| 3.2 | “FS-MINTS”の概要..... | 53 |
| 3.2.1 | マルチブロック格子法の導入..... | 53 |
| 3.2.2 | “UQCM”プロペラモデル..... | 54 |
| 3.2.3 | 自航計算法 | 55 |
| 3.3 | 計算結果と考察 | 57 |
| 3.3.1 | プロペラ作動・非作動状態の船尾流場の推定精度 | 57 |
| 3.3.2 | 肥大船の自航要素の推定精度 | 60 |
| 3.3.3 | 性能向上デバイスの評価 | 65 |

| | | |
|-------|-----------------------------------|-----|
| 3.4 | 結言 | 67 |
| 第4章 | 船型設計への適用 | 68 |
| 4.1 | 緒言 | 68 |
| 4.2 | 船型設計支援システム | 70 |
| 4.2.1 | 船型設計支援システムの概要 | 70 |
| 4.2.2 | 造波抵抗を低減する船型の探索 | 73 |
| 4.2.3 | 推進効率が向上する船型の探索 | 75 |
| 4.3 | 逆問題解法による船型最適化 | 76 |
| 4.3.1 | 概要 | 76 |
| 4.3.2 | 逆問題解法による船型最適化の概要 | 76 |
| 4.3.3 | 逆問題解法の適用性検討 | 79 |
| 4.4 | 順問題解法による船型最適化 | 82 |
| 4.4.1 | 概要 | 82 |
| 4.4.2 | 船型生成方法 | 83 |
| 4.4.3 | 順問題解法を用いた最適船型の検討例 | 85 |
| 4.5 | 性能向上デバイスの最適化 | 93 |
| 4.5.1 | 概要 | 93 |
| 4.5.2 | 船型と船体 FIN | 93 |
| 4.5.3 | 計算方法(NAGISA) | 94 |
| 4.5.4 | 計算結果 | 95 |
| (1) | 裸殻船体の計算 | 95 |
| (2) | 船体 FIN の省エネ効果 | 97 |
| (3) | 舵の影響 | 104 |
| (4) | FIN 配置の影響 | 107 |
| 4.5.5 | まとめ | 111 |
| 4.6 | 結言 | 112 |
| 第5章 | 実船性能 | 114 |
| 5.1 | 緒言 | 114 |
| 5.2 | 実船性能の推定精度と粘性抵抗・自航要素に対する尺度影響 | 115 |
| 5.2.1 | 概要 | 115 |
| 5.2.2 | 平板の摩擦抵抗 | 115 |
| 5.2.3 | 粘性抵抗に対する尺度影響 | 120 |
| 5.2.4 | 自航状態の流場および自航要素に対する尺度影響 | 128 |
| 5.2.5 | 実船馬力の直接推定 | 133 |
| 5.3 | 形状影響係数の尺度影響と ΔC_f | 135 |
| 5.3.1 | 概要 | 135 |

| | | |
|-------|--------------------------------|-----|
| 5.3.2 | 形状影響係数に対するレイノルズ数影響..... | 135 |
| 5.3.3 | 実船と模型船の相関係数 ΔC_f | 139 |
| 5.4 | 船尾波の尺度影響と最適船尾形状..... | 141 |
| 5.4.1 | 概要..... | 141 |
| 5.4.2 | 実船と模型船の船尾波..... | 141 |
| 5.4.3 | 最適船尾形状..... | 143 |
| 5.5 | 結言..... | 150 |
| 第 6 章 | 結論..... | 152 |

謝辞

参考文献

表一覧

図一覧

記号一覧

第1章 緒論

1.1 研究の背景

地球温暖化ガスの削減が世界的に急務となっているなか、船舶分野においても代替燃料によるゼロエミッション船の実用化に向けた取り組みが着目されている。このようなカーボンフリーを志向した将来船舶においても、代替燃料のコストそのものが増大するのであれば省エネの取り組みは今まで以上に重要なものとなるのは論を待たない。

船舶の省エネ性能の向上を図るためには、推進性能向上は避けて通れない重要なキー技術の一つである。この推進性能は船型の影響を強く受けるため、船型を設計する現場ではその設計段階で船型と推進性能の関係を把握して適切な船型を選択することが極めて重要となる。しかしながら、CFD (Computational Fluid Dynamics) が実用化される前の時代には後述するように理論あるいは数値計算で船舶の推進性能を推定することが困難である状況が長く続いたため、新しい船型の開発には試験水槽による模型試験を活用する方法が用いられてきた。ところが、このような水槽試験は、主に抵抗、推力、トルクなどの力の計測が主体であるため、性能の優劣の原因となる「流体現象」の把握が難しく、したがって「流体現象」を踏まえた船型改良の検討は造波抵抗低減などの一部の要素に限られていた。このため、船型設計あるいはその改善は、熟練技術者の経験的知見に水槽試験による試行錯誤的な検討を組み合わせることで行われてきた。

船の推進性能をできるだけ正確に推定するために、あるいは推進性能の改善策を導き出すためには船型と船体まわりの流場の関係を把握することが重要である。しかし、水槽試験でこのような詳細な流場データを取得するのは一般に困難である。そこで、船舶まわりの流場と推進性能の評価に関する種々の理論的な研究が古くから行われてきた。これら研究の代表例として、造波抵抗、粘性抵抗、プロペラ性能、自航性能などの推定法に関する研究が挙げられる。以下、古くから取り組まれてきたこれら理論的研究の概況について簡単に説明する。

船体が静水中を一定速度で航行するとき、自由表面には波が、船体まわりには境界層流れが発生し、それぞれに起因する造波抵抗と粘性抵抗が船体に作用する。このうち、造波抵抗については古くからポテンシャル流れを前提とした理論的な取り扱いが行われ、船体の幅が薄く波高が小さいとした線形理論が J. H. Michell [1] や T. H. Havelock [2] によって確立された。その後、乾による球形船首バルブ [3]、別所および丸尾による極小造波抵抗理論 [4]、馬場の低速造波理論 [5] などの研究が実施され、造波抵抗理論の実用船型開発へ適用されるようになった [6]。さらに、ランキンソース法と呼ばれる船体形状を正確

に考慮した造披抵抗の計算法が開発され、設計の現場でも造披抵抗低減の観点から同手法を用いた船型検討が実施されるようになった [7]。

もう一つの抵抗成分である粘性抵抗は、粘性流れの運動方程式が非線形で複雑なものであるため解析的手法で解を得るのはごく単純な流れの例を除くと困難であった。その後、計算機の発達に伴い例えば永松 [8] によって境界層近似を用いた計算法が開発されて粘性抵抗の評価が可能となった。しかしながら、これら理論計算も「境界層が薄い」という仮定が用いられていたため、境界層厚さが急激に厚くなって流れがはく離して縦渦を伴うような船体後半部の複雑な流れ場の計算は難しく、実用船型の性能評価への適用は困難であった。

プロペラについては、古くからポテンシャル理論による取り扱いが検討され、無限翼数の渦理論、揚力線理論、揚力面理論などが検討され、プロペラの単独特性（推力、トルクおよび効率特性）を精度良く推定することが可能となった。しかしながら、プロペラ性能を評価する上で重要なキャビテーション性能については満足いく精度を得るのが難しい状況が続いている [6]。

自航要素は、船体、プロペラ、舵の流体力学的干渉影響を表すものであるから、対象とする現象が非常に複雑であり理論的取り扱いが最も遅れた領域といわれている。自航要素のうち推力減少係数 $(1-t)$ は、プロペラ吸い込み影響がポテンシャル近似で表すことができることから比較的精度の良い推定が可能といわれている。これに対し、伴流係数 $(1-w_T)$ は、船尾縦渦を伴う厚い境界層流れとなる船尾流場の影響を強く受けることから計算精度を確保するのが難しいとされてきた。プロペラ効率比 η_R の推定はさらに難しいとされている。この分野では、船体、プロペラおよび舵の 3 つを同時に干渉させながら自航推進性能を解明する基礎理論が 1967 年に山崎 [9] によって導かれ、薄い船の推進性能が山崎ら [10] [11] [12] によって計算された。次いで、プロペラと舵に対する改良が加えられ、波がほとんど無い場合の肥大船の推進性能が中武ら [13] によって解析された。その結果、粘性抵抗と粘性伴流のデータが入力データとして与えられれば自航要素の初期推定が可能となった [14]。

船舶の性能推定に関するこれまでの理論研究は上述のようにポテンシャル近似が可能な現象については性能改善策の案出に効果を発揮したものの、粘性影響の大きい流体现象についてはその評価が難しく、特に大型船舶の性能の主要な部分を占める粘性抵抗や自航要素の推定は難しかった。このため、理論計算のみで全体性能に関する実効性のある船型改善策の案出するのは困難で、新船型の性能推定や性能改善の検討には試験水槽による模型試験を活用する方法が長く用いられてきた。

ところが、1980 年ごろからコンピュータの進歩とあいまって、これまで困難とされてきた粘性流れの支配方程式である Navier-Stokes 方程式を数値的に解く方法、いわゆる CFD 技術が飛躍的に進展した。これによって、船体周りの粘性影響を受ける流体现象に対して

も推定精度が格段に向上した [15] [16] [17]。さらに、1990 年代に入ると、上述の流体の粘性影響を強く受ける船舶の粘性抵抗や自航要素などの性能要素の推定が可能となり、これら CFD 技術の船型設計への適用が試みられるようになってきた。このような粘性流れの計算が可能な CFD に対して、船体周りの詳細流場情報を活用した流体力学的根拠に基づく船型改善指針を示すこと、多数の候補船型の中から合理的に優秀船型を絞り込むことなどの効果が期待されるようになってきた [18]。

1.2 本研究の目的

1.1 節で述べたとおり近年の CFD 技術の進展は目覚ましく、これまで困難とされてきた粘性を伴う流体现象ならびにその粘性影響を強く受ける船舶の性能要素についても十分な精度で推定が可能となってきた。このような背景のもと、より多数の候補船型の中から性能の優れた船型の絞り込みを迅速に実施することが要求される設計現場でも、船型改善に対する CFD の有効活用が期待されるようになってきた。すなわち、CFD で得られる船体周囲の流れや圧力場の情報を活用した流体力学的根拠に基づく、より合理的な船型設計の実現が期待されるようになってきた。しかし、このような CFD を活用した船型設計を実現するためには、以下のような克服すべき課題が残されていた。

- 1) 形状の複雑な実用船型への CFD 適用が困難であること
- 2) CAD との連携が不十分であること
- 3) 多数の船型の性能の評価に多大な計算時間を要すること
- 4) 計算精度に不十分な点が残されていること
- 5) 水槽試験はレイノルズ則を満足していないため、その結果と実船性能との間には尺度影響が存在すること

そこで、これらの課題を解決するために、本研究では複雑な形状を伴う実用船型の性能評価を可能とするために共同研究者の高田氏および檜垣氏([19], [20]) によって開発された CFD Solver “FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System) に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD ならびに並列計算技術を連携させることで多数の船型の性能を短時間で評価することが可能な実用的な設計支援システムを開発した。その計算精度に関しては、必要な計算法の改良を実施するとともに造船所が所有する既存の船型データベース、水槽試験ならびに建造船の性能データベースとの連携も図り、適宜、修正係数等を導入することで実用的な計算精度を確保した。さらに、これまでの実船との寸法の違いによる尺度影響を受けた流場の下で実施される水槽試験の結果に基づく船型設計からの脱却を図るため、実船流場の直接計算による船型設計の実現に向けた検討も併せて実施した。以下、本研究で開発した船型設計支援システムの特徴をまとめて示す。

- 1) 船型の相違による推進性能の優劣を正しく判断し、最適船型の迅速な絞り込みが可能なシステム
- 2) トランサム船尾、舵、プロペラポス、スタンチューブ、性能向上デバイスなどの複雑な形状を有する実用船型の性能評価が可能なシステム
- 3) 比較的小規模な計算環境においても実用的な計算時間の範囲内で最適船型の検討が可能で、船型改善のための流体力学的根拠が示せるシステム
- 4) 実船流場の直接計算による設計が可能であるシステム

1.3 本論文の構成

本論文の目標は、1.2節で述べたとおり、造船所の設計の現場で適用可能な実用的な「船型設計支援システム」を CFD、船型 CAD ならびに並列計算技術を統合することで開発することにある。本論文は、CFD の開発、それを活用した船型設計法の開発の過程およびその実用性の検証について、この分野で 30 年以上にわたる歴史的経緯も含めて詳細に説明し、その発展の中で著者が担ってきた役割を、研究委員会の報告書に記載されている著者が直接担当して検討した成果なども引用しながら説明するものであり、以下に示す 6 章で構成する。

第 1 章は緒論であり、研究の背景と船型設計支援システムの必要性、本システムの機能の概要を説明するとともに、本論文の全体構成の概要を説明する。

第 2 章では、先駆的な研究で開発された CFD Solver (“NICE” [17] [21] [22] [23] [24] および “NEPTUNE” [25] [26]) が造船所の設計に現場で適用可能であるかを評価するために実施した実用船型の推進性能に関する推定精度の検討、および船型が変更された際の性能の相違に対する追従性の検討結果を示す。検討する性能要素は、形状影響係数、プロペラ面伴流分布、自航要素、造波抵抗とした。また、同検討の過程で明らかとなった課題への対策として実施したプロペラ面伴流分布の推定精度改善、自航要素の推定精度改善のために実施した計算法の改良についても併せて説明する。具体的には、船尾縦渦の影響を強く受けるプロペラ面伴流分布の推定精度改善のための乱流モデルの改良、船尾形状の影響を強く受ける自航要素の計算精度改善ではスタンチューブやプロペラボスなどのプロペラ近傍の複雑な船体形状の影響を考慮するための解強制置換方法の導入などの検討を行った。

第 3 章では、形状の複雑な実用船型の性能評価を可能とするために新たに開発された CFD Solver “FS-MINTS” (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System、高田 [19]、高田、星野、石川、檜垣 [20]) の実用船型への適用性について説明する。第 2 章の検討で、先駆的な研究で開発された CFD Solver は船舶の推進性能の優劣の評価を可能とする計算精度を有しているが、実用船型に見られる複雑な船体形状、すなわちトランサム船尾、舵、スタンチューブ、プロペラボスあるいは性能向上デバイスなどの形状を正しく評価した計算が困難であることが分かった。そこで、このような複雑形状の実用船型の計算を可能とするために、マルチブロック格子法による新しい CFD Solver “FS-MINTS” が共同研究者によって開発された (高田 [19])。さらに、同 CFD Solver とプロペラソルバーの連携を図り、自航要素の計算も可能とした (高田、星野、石川、檜垣 [20])。なお、“FS-MINTS” のソースコードの開発は、共同研究者で文献 [25] および [20] の著者でもある高田氏および檜垣氏が担当した。著者は、研究の全体計画、開発した CFD Solver の計算精度の評価、実

用船型の性能推定への適用性の検討などを実施した。

第4章では、船型設計の現場で CFD Solver を有効に活用するために開発した設計支援システムの概要を説明する。本研究では、上述の“FS-MINTS”に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD および並列計算技術との連携を図ることで、流体力学的な根拠に基づいたより合理的な船型設計を可能とする設計支援システムを開発した。同システムは、以下に示す機能・特徴を有する。

- 1) 船型の相違による推進性能の優劣を正しく判断し最適船型の絞り込みが可能であること
- 2) トランサム船尾、舵、プロペラポス、スタンチューブおよび性能向上デバイスなどの複雑な形状を有する実用船型の性能評価が可能であること
- 3) 比較的小規模な計算環境においても実用的な計算時間の範囲内で最適船型の検討を可能で船型改善のための流体力学的根拠が示せること
- 4) 実船流場の直接計算による設計が可能であること

なお、本システムでは本システムを構成する各機能を個別のモジュールと考え、各モジュール間のインターフェースを整備することで設計支援システムを構成する方法を採用した。こうすることで、その使用目的に応じて各モジュールを別のモジュールに交換可能とした。こうすることで、その使用目的に応じて各モジュールを別のモジュールに交換可能とした。例えば、CFD Solver も、用途に応じて別の Solver に交換することができる。例えば、CFD Solver も、使用目的に応じて上述の“FS-MINTS”に替え、“NEPTUNE” [25] [26]、“NAGISA” [27] [28] [29]あるいは汎用コード“FLUENT”なども適用している（西垣、川淵、石川 [30]、川淵、窪田、石川 [31]）。

さらに第4章では、本システムを造波抵抗低減、自航要素改善などの具体的な事例に適用し、その有効性を説明する。最後に、性能向上エネデバイスの最適配置設計への適用例として、CFD Solver に“NAGISA”を用いて検討した例を説明する。

第5章では、実船と模型船のまわりの流場や性能要素に対する尺度影響の検討を行った。実船と模型船の船体まわりの流場や推進性能にはレイノルズ数の相違による尺度影響が存在するため、模型試験結果から実船性能を推定する際、模型船と実船の性能要素に関する相関を考慮する必要がある。しかし、造波、境界層、渦、伴流など、船体周りの流体现象全てについて尺度影響が解明されているわけではない。そこで、設計者は、その経験的知見に基づき未解明な部分を補いながら尺度影響を評価している。このような課題に対し、CFD で実船の性能を直接評価することが可能となればこの尺度影響の未解明な部分も明らかになると期待される。そこで、第5章では、実船と模型船のまわりの流場や性能要素をCFD で評価し、これらに対する尺度影響について模型と実船の相関まで踏み込んだ検討を行った。加えて、尺度影響を考慮した船型設計の一例として、船尾波の尺度影響が造波抵

抗に与える影響を調査し、同尺度影響を考慮した船尾形状の設計法について検討した。なお、5.2章の検討では”NICE”を、5.3章および5.4章では”NEPUTNE”を用いた。

最後に、第6章では、結論として、本論文で得られた成果をまとめるとともに、今後の課題を示す。

第2章 船体まわりの流場シミュレーションへの CFD の適用性

2.1 緒言

1980 年ごろからのコンピュータの進歩とあいまって、これまで困難とされてきた粘性流れの支配方程式である Navier-Stokes 方程式を数値的に解く方法、いわゆる CFD 技術が飛躍的に進展し、それ以前の境界層理論と比べて船体周りの粘性流れの推定精度が大幅に向上した。国内で開発された CFD Solver の例としては、宮田らの研究成果である "TUMMAC-IV" [15]、"WISDAM-V" [16]、児玉の "NICE" [17]、平田・日野の "NEPTUNE" [25]、田原の方法 [32]などが先駆的なものとして挙げられる。第2章では、これら CFD Solver のうち、"NICE"および"NEPTUNE"を用いて実施した実用船型まわりの流場ならびに推進性能の推定精度の検討結果、ならびに同手法の船型設計への適用性に関する検討結果を説明する。具体的には、推進性能を表す性能要素である粘性抵抗、プロペラ面伴流分布、自航要素、造波抵抗の推定精度を確認し、さらに船型が変更されたときの各性能要素の相違の推定精度も併せて確認した。加えて、これらの検討で明らかとなった計算精度不足に対する改良策の検討も取り組んだ。なお、"NICE"については、本研究を推進するにあたり参画していた日本造船研究協会の SR 研究部会 [33] [34]などの共同研究にて開発者の児玉氏よりソースコードを提供いただき、Solver を使用ならびにソースコードの改良を実施する機会をいただいたことを付言しておく。以下、本章の構成を説明する。

まず 2.2 節で、船体まわりの粘性流場の支配方程式である Navier-Stokes 方程式とその境界条件を説明する。

2.3 節では、CFD Solver "NICE"の概要を説明するとともに、同 Solver を用いた粘性抵抗推定の実用性に関する検討結果を示す。すなわち、実用船型の粘性抵抗の推定精度を示すとともに、船型追随性すなわち船型の違いによる流場や抵抗性能の差異を評価した結果も示す。加えて、船尾縦渦が過少評価される問題点に対し、その推定精度改善のために実施した乱流モデル改良の取り組みについても併せて説明する。

2.4 節では、自航計算法の実用性の検討結果を説明する。CFD Solver には、日夏ら [21] [22] によってプロペラおよび舵の影響が考慮できるよう拡張された"NICE"を用いた。2.3 節と同様、船型の違いが自航要素に与える影響についての計算精度を評価した。加えて、自航要素の計算精度改善のために実施した、改良乱流モデルの適用、ならびにスタンチュールやプロペラボスなどのプロペラ近傍の複雑な船体形状の影響を考慮するための計算法改良の取り組みについて説明する。

2.5 節では、造波計算法の実用性の検討結果を説明する。CFD Solver は高速 Solver として開発された“NEPTUNE” [25] とした。検討方法は、2.3 節、2.4 節と同様、実用船型を対象に、造波抵抗の計算精度ならびに計算結果の船型追随性の検討を実施した。

2.6 節に本章の検討結果のまとめを示す。

2.2 支配方程式および境界条件

座標系は、Fig. 2.2-1 に示すように静止水面上において船の長手方向に後方に向かって x 軸、水平右舷方向に y 軸、鉛直上向きに z 軸をとる。船体は x 軸方向の一様流れ U_0 の中に固定されていると考え船体の中央に座標原点をとる。座標値は船長(L_{pp})で無次元化する。したがって、FP は $x = -0.5$ 、AP は $x = 0.5$ となる。

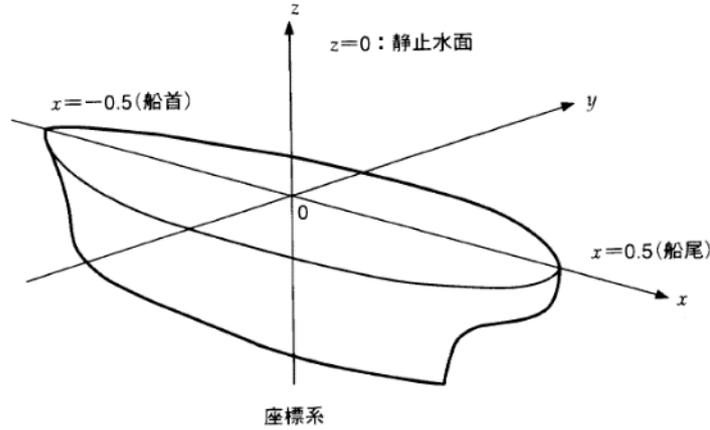


Fig. 2.2-1 座標系

船体周りの流場を重力が作用する定常非圧縮粘性流場と考えれば、この流場の支配方程式である Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation (RANS 方程式) は次式で示される。

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_m} (\mathbf{F}_m + \mathbf{F}_{vm}) + \mathbf{G} = 0 \quad (m = 1, 2, 3)$$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ p \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_m = \begin{bmatrix} u_m u_1 + p \delta_{m1} \\ u_m u_2 + p \delta_{m2} \\ u_m u_3 + p \delta_{m3} \\ u_m \beta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{vm} = -\nu \begin{bmatrix} \frac{\partial u_m}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_m} \\ \frac{\partial u_m}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_m} \\ \frac{\partial u_m}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_m} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.2-1)$$

$$\nu = \frac{1}{Re} + \nu_t, \quad p = p_r + \frac{z}{F_n^2}$$

ここで、総和規約で記述した(2.2-1)式では、Fig. 2.2-1 に示した船長で無次元化された直交座標系 (x, y, z) を (x_1, x_2, x_3) と、一様流入速度 U_0 で無次元化された (x, y, z) 方向の速度成分 (u, v, w) は (u_1, u_2, u_3) と表記している。 Re はレイノルズ数、 ν_t は渦動粘性係数を表す。 p_r, p は ρU_0^2 で無次元化された実圧力および重力項を含んだ圧力、 F_n はフルード数、

ρ は流体密度を表す。 \mathbf{F}_m は非粘性項、 \mathbf{F}_{vm} は粘性項、 \mathbf{G} は外力項を示し、 β は擬似圧縮性のパラメータ、 δ_{mn} は Kronecker の δ である。(2.2-1)式のマトリックスの第3行までが運動量保存則を、第4行が質量保存則(連続の式)を表す。ただし、連続の式には擬似圧縮性の概念を導入しており、時間微分項 $\frac{\partial p}{\partial t}$ および擬似圧縮性のパラメータ β が付加されている(定常状態に達すれば $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ となり、連続の式そのものとなる)。

次に境界条件を説明する。自由表面の境界条件は、次の動力的条件と運動学的条件の二つである。

- (1) 動力的条件は水と空気の界面での応力の連続性を課すものである。すなわち、自由表面に働く応力の法線成分は空気の圧力 $p_{air}(=0)$ と釣り合い、接線成分(2方向)は0であるという条件である。
- (2) 運動学的条件は、ある時刻に自由表面上に存在する流体粒子は、常に自由表面上にとどまるという条件で、(2.2-2)式で表される。

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u_1 \frac{\partial h}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial h}{\partial x_2} = u_3 \quad (x_3 \equiv h \text{ on Free Surface}) \quad (2.2-2)$$

その他の境界条件として、流入境界に一様流の条件を、流出境界では0勾配条件を、物体表面には non-Slip 条件を与えている。

2.3 粘性抵抗の推定

2.3.1 概要

本項では、水面を平坦と仮定したいわゆるダブルモデルフローを対象に実施した CFD の計算結果について述べる。この仮定に基づく計算は、粘性抵抗（形状影響係数）ならびにプロペラ面伴流分布の推定に適用される。本章では、実用船型に対するこれら性能の計算精度を確認するとともに、船型が変更された際の性能変化への追従性も検証することとした。また、同検証計算にて、後述するようにプロペラ面伴流分布の計算精度不足が明らかになったため、その対策として実施した乱流モデルの改良に関する取り組みについても併せて説明する。

CFD Solver には、2.1 節で説明した CFD Solver の中から兎玉 [17] により提案された「グローバルな保存性が保証された計算法」に基づく CFD Solver “NICE” を採用した。2.3.2 項で “NICE” の概要を説明し、2.3.3 項で肥大船型である鉾石運搬船 SR107 船型を対象に実施した “NICE” の計算精度の検証状況、ならびにプロペラ面の縦渦が計算では過少評価されるという問題点について説明する（石川 [35] および茂里ら [36]）。続いて 2.3.4 項で、船尾形状を系統的に変更した実用肥大船型の性能の相違に対する追従性に関する検証結果（石川 [35]、石川 [37]）を説明する。さらに、2.3.5 項では、プロペラ面の縦渦が過少評価されるという問題点を改善するために実施した乱流モデルの改良について説明する（石川 [38]）。

2.3.2 計算法

“NICE” (Navier-Stokes Solver Using Implicit Cell-centered Formulation) は、海上技術安全研究所（当時は船舶技術研究所）の兎玉 [17] により開発された船体まわりの粘性流れを解析する CFD Solver で、流体運動の支配方程式を離散化する過程でグローバルな保存性を満足するスキームを採用することで高精度な粘性抵抗の推定を可能とした計算手法である。グローバルな保存性とは、計算領域のいたるところで保存則が成り立っているということの意味する。したがって、船体抵抗の値は、船体表面で積分しても、計算領域の外側で積分しても同じ値が得られることになる。なお、このようなグローバルな保存性を満足させるアルゴリズムの採用で船体抵抗値を高精度で求めることが可能になったといわれている。

支配方程式は、(2.2-1) 式に示した正のパラメータ β を含む擬似圧縮性項を加えた連続の式と Reynolds Averaged Navier -Stokes (RANS) 方程式である。これらの方程式の数値解法として、空間方向はセル中心に変数を配置した有限体積法を、時間方向は Euler 陰解法を用いた離散化手法が採用されている。また、RANS の非粘性項はセル界面での流速を 3 次精度の MUSCL 法 [39] で評価され、上流化には Flux Difference Splitting 法が、粘性項は Gauss の積分定理を用いて 2 次精度の中心差分的に評価されている。乱流モデルは、

Baldwin-Lomax モデルが採用されている。

2.3.3 粘性抵抗および流場の計算精度の検証

本項では、本研究にて実施した "NICE" の計算精度の検証結果を説明する。計算対象は実用鉾石運搬船である SR107 船型とした。その正面線図および船首尾端形状を Fig. 2.3-1 に示す。計算レイノルズ数 Re は、永松 [40] によって実施された長さ 8.0m の模型船を用いた抵抗試験および伴流計測に対応する 1.2×10^7 とした。

計算格子のイメージを Fig. 2.3-2 に示す。水面下の左舷側に 1/4 円筒状の計算領域を設定し、格子線の方法は主流方向を i 方向、ガース方向（円周方向）を j 方向、壁から垂直方向（半径方向）を k 方向と定義する。格子のトポロジーは H-O 型とした。すなわち、 j - k 面に O 型、 i - j 面および i - k 面に H 型格子を配置している。生成した実際の格子を Fig. 2.3-3 に示す。格子数は主流方向に $IM=81$ 、ガース方向に $JM=25$ 、半径方向の格子数は後述の格子分割法の調査結果を踏まえて $KM=41$ を採用した。計算領域の広さは船首の前方に 1/2 船長、船尾の後方に 1 船長、半径方向に 1 船長とした。

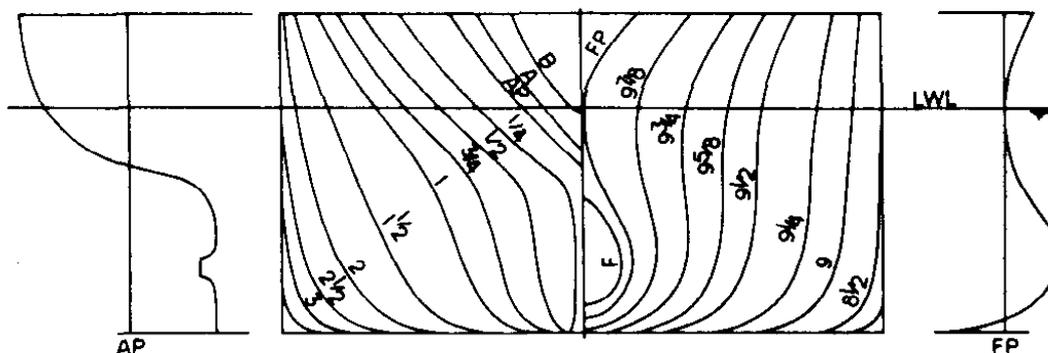


Fig. 2.3-1 SR107 船型 (石川 [35])

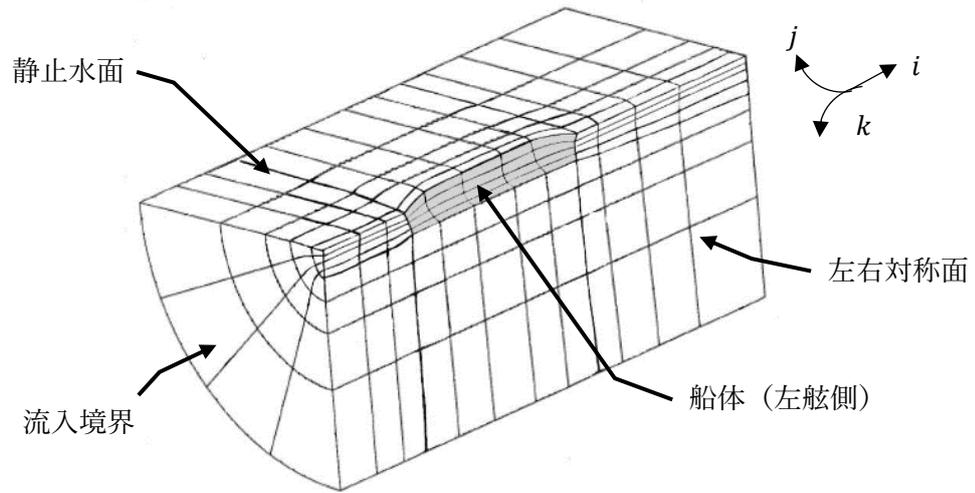


Fig. 2.3-2 計算格子のトポロジー (HO 格子)

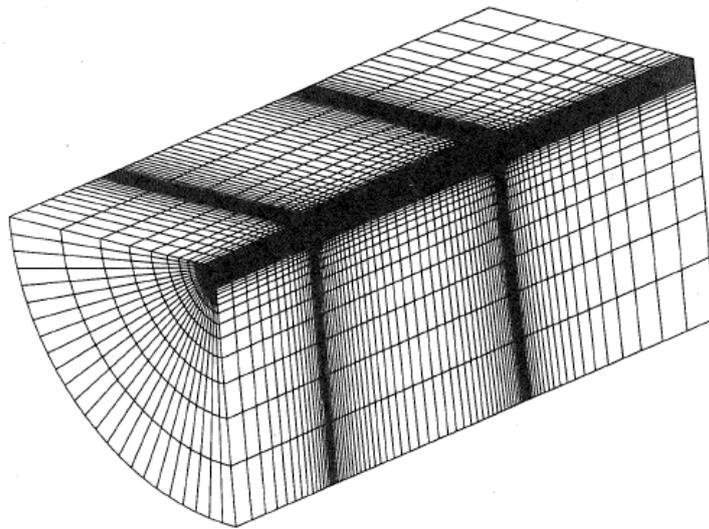


Fig. 2.3-3 計算格子(石川 [35])

格子数 : IM=81, JM=25, KM(後述)

計算領域広さ : 船首の前方に 1/2 船長、船尾の後方に 1 船長、半径方向に 1 船長

ここで、計算結果の説明をする前に流場の繰り返し計算の過程における各変数の収束状況を Fig. 2.3-4 に示す。上段の図に示した残差は、繰り返し計算を 1 ステップ進める際に生じる (2.2-1) 式に示した変数 q の単位時間あたり変化量のノルム平均 $\Delta q_{ave}/\Delta t$ のことで、次式で定義される値である。

$$\frac{\Delta q_{ave}}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta t} \sqrt{\frac{\sum_{i,j,k} \{(\Delta p)^2 + (\Delta u)^2 + (\Delta v)^2 + (\Delta w)^2\}}{ID \times JD \times KD}} \quad (2.3-1)$$

ここで、 $\Delta p, \Delta u, \Delta v, \Delta w$: p, u, v, w の 1 ステップあたりの変化量
 $ID \times JD \times KD$: セル総数

残差は無次元時間 $t=5$ までは順調に減少して 10^{-4} までのレベルまで低下するが、それ以降は振動している。この振動は、船尾後方に放出される縦渦の変動によるものであり同図の下段に示した抵抗値の収束状況には特に影響を与えていないので、実用上は特に問題ない。下段の抵抗の収束状況の図には、摩擦抵抗係数 C_f 、粘性圧力抵抗係数 C_p および全粘性抵抗 C_{v_bottom} を示した。これらは、いずれも船体表面での積分によって求められた抵抗値である。これに対し、全粘性抵抗 C_{v_top} は、外側境界の積分で求めた抵抗値である。 C_{v_top} の収束値は C_{v_bottom} に完全に一致していることから、数値計算結果がグローバルな保存性を完全に満足していることが分かる。

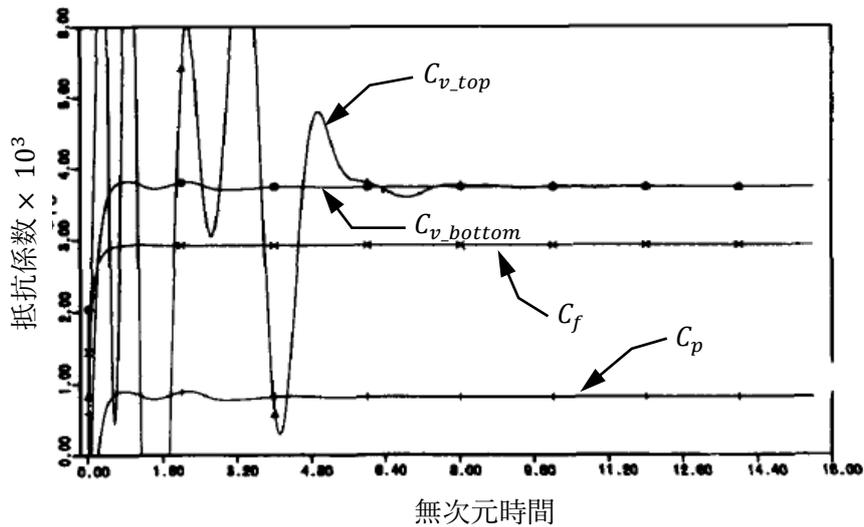
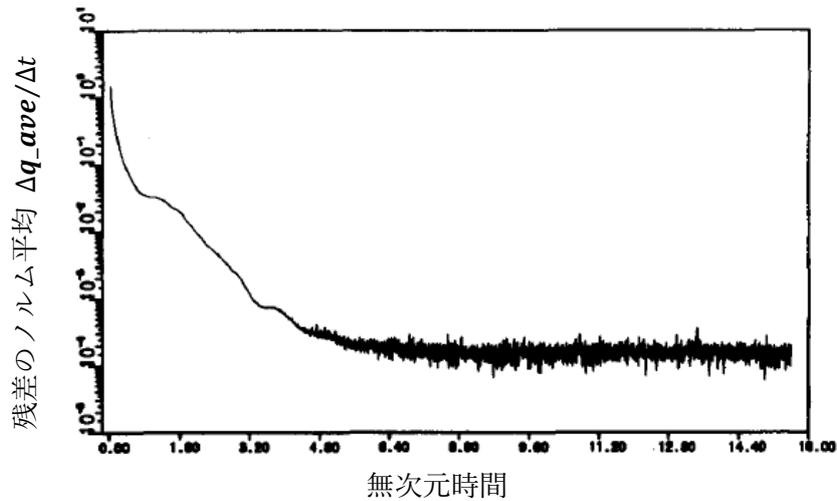


Fig. 2.3-4 計算の収束状況 (石川 [35])
 上段：残差の時刻歴 下段：抵抗係数の時刻歴

数値計算結果を實現象の計測値と比較する際、計算結果自身の持つ数値誤差について十分吟味しておく必要がある。その手法の一つとして、格子分割法を変え、その違いが解に与える程度を調べる感度解析的手法がある。粘性抵抗の計算精度に関しては、境界層内流れの壁近傍の格子解像度が特に重要であるから、ここでは壁から垂直方向 (k 方向) の格子分割法に関する調査を実施した。検討した半径方向の格子数ならびに同方向の最小格子間隔の一覧を計算結果と併せて Table 2.3-1 に示す。半径方向の格子数 KM は 31~61、壁近傍の最小格子間隔 Δ_{min} は $1.4 \times 10^{-6} \sim 1.4 \times 10^{-5}$ の範囲で変更した。レイノルズ数 Re は、後述の流場計測の試験条件と同一の値である 1.2×10^7 とした。ここで、最小格子間隔 Δ_{min}

は、次式で定義される最小格子間隔パラメータ α で表すこととする。なお、主流方向の格子数 IM ならびにガース方向の格子数 JM はそれぞれ前述の 81 および 25 に固定した。また、計算格子の境界の位置も同様、船首の前方に 1/2 船長、船尾の後方に 1 船長、半径方向に 1 船長の位置に固定した。

$$\Delta_{min} = \frac{\alpha}{\sqrt{Re}} \quad (2.3-2)$$

ここで、 Δ_{min} : 壁面から垂直方向の最小格子間隔 Re : レイノルズ数
 α : 最小格子間隔パラメータ

Fig. 2.3-5 に半径方向の格子数の影響を示す。このケースは、 Δ_{min} は 1.4×10^{-6} ($\alpha = 0.005$) に固定されている。同図に水槽試験で得られた粘性抵抗係数 C_v も併せて示した。格子点数を増加すると CFD で求めた粘性抵抗係数 C_v 、摩擦抵抗係数 C_f および圧力抵抗係数 C_p は徐々に減少し、 $KM=51$ とすると、ほぼ一定値に収束する傾向を示した。このときに全抵抗係数 C_v は水槽試験結果に対して 3~4% 大きい値となった。

Fig. 2.3-6 には最小格子間隔の影響を示す。半径方向の格子数は 41 に固定した。最小格子間隔を小さくすると各抵抗係数は減少し、最小格子間隔パラメータ α を 0.01 とすると、ほぼ一定値に収束する傾向を示した。これらの結果を踏まえ、計算時間も考慮して以降の計算では、 $KM=41$ 、 $\alpha = 0.01$ を採用することとした。

次に、船体まわりの粘性流場の計算精度について検討する。SS1(SS はスクエアステーション)、SS 1/2 およびプロペラ面の流場を水槽試験結果と比較して Fig. 2.3-7 に示す。SS1 および SS 1/2 では、主流方向の流速 u および同面内の流速ベクトル (v, w) とともに計算と試験結果は良く一致している。しかし、プロペラ面では船尾縦渦が弱く計算されており、船尾縦渦の特徴である u の等値線のフック形状が計算で表現することができていない。プロペラ面内の流速分布はプロペラ性能や自航性能にも大きな影響を与えるため、計算精度のさらなる改善が必要である。

Table 2.3-1 格子分割法の影響調査(SR107 船型)

Parameters: IM=81, JM=25,
 $R_{outer}=1.0$, $X_{up}=-0.5$, $X_{down}=1.5$
 $Re=1.2 \times 10^7$

| Case | KM | Δ_{min} | α | $C_v \times 10^2$ | $C_f \times 10^2$ | $C_p \times 10^2$ |
|------|----|----------------------|----------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 1 | 31 | 1.4×10^{-6} | 0.005 | 0.3782 | 0.2913 | 0.0869 |
| 2 | 41 | 1.4×10^{-6} | 0.005 | 0.3726 | 0.2908 | 0.0818 |
| 3 | 51 | 1.4×10^{-6} | 0.005 | 0.3693 | 0.2890 | 0.0803 |
| 4 | 61 | 1.4×10^{-6} | 0.005 | 0.3682 | 0.2885 | 0.0798 |
| 5 | 41 | 2.8×10^{-6} | 0.010 | 0.3732 | 0.2919 | 0.0813 |
| 6 | 41 | 5.6×10^{-6} | 0.020 | 0.3760 | 0.2948 | 0.0812 |
| 7 | 41 | 1.4×10^{-5} | 0.050 | 0.3957 | 0.3126 | 0.0830 |
| Exp. | - | - | - | 0.3562 | - | - |

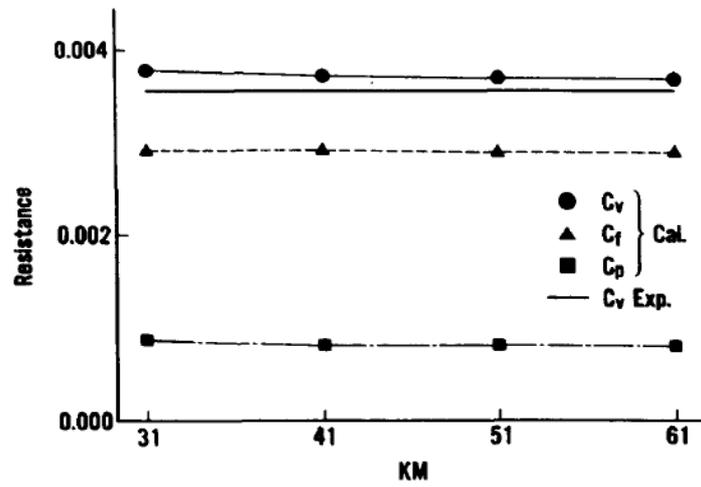


Fig. 2.3-5 半径方向の格子数 KM の影響 (石川 [35])

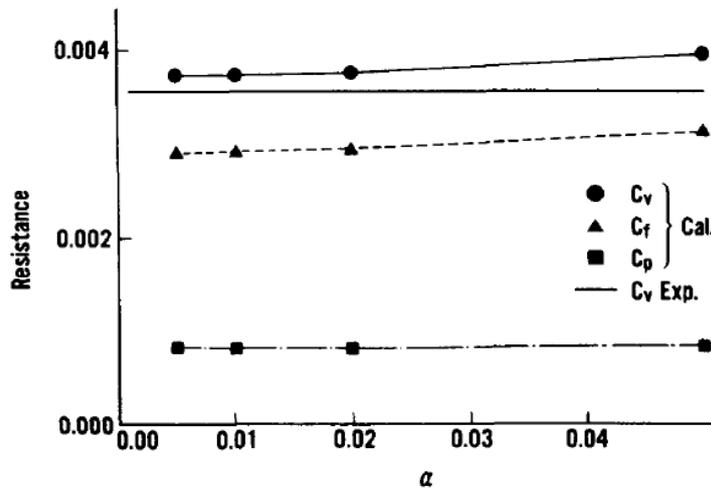
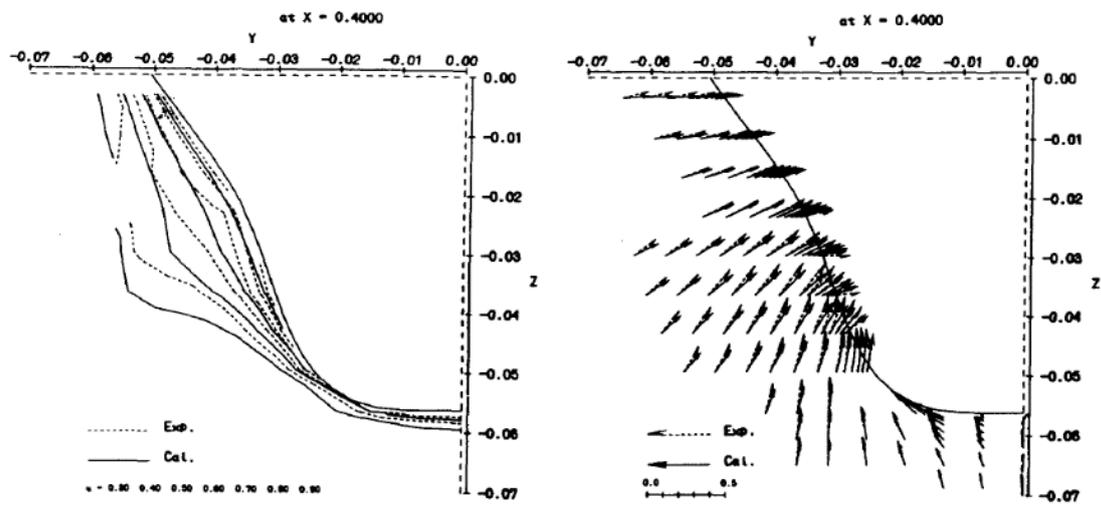
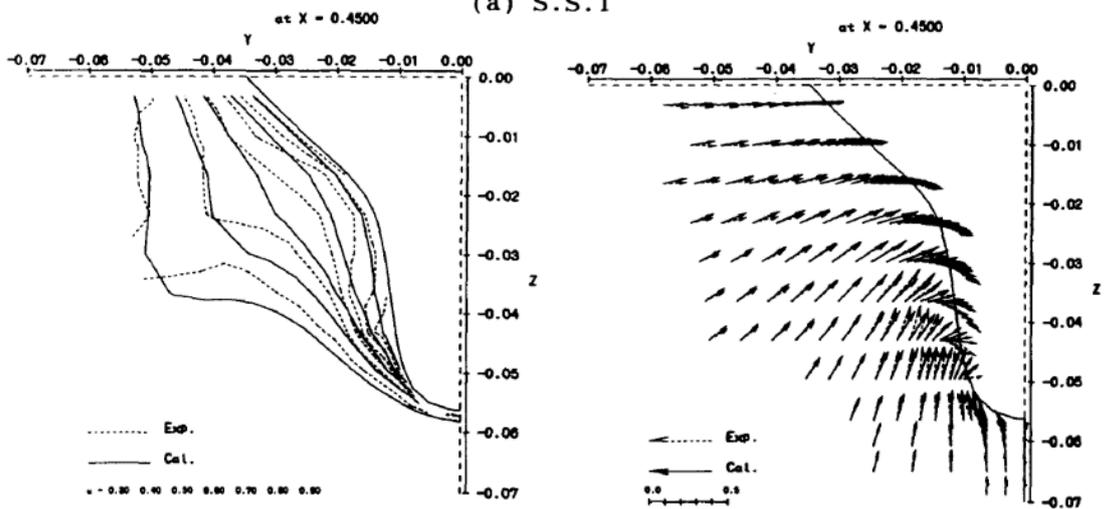


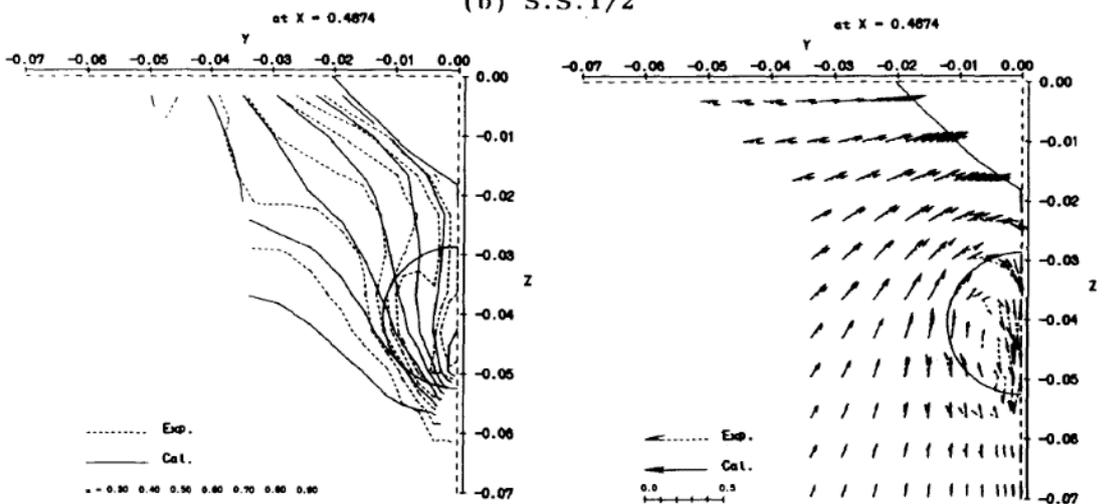
Fig. 2.3-6 半径方向の最小格子間隔の影響 (石川 [35])



(a) S.S. 1



(b) S.S. 1/2

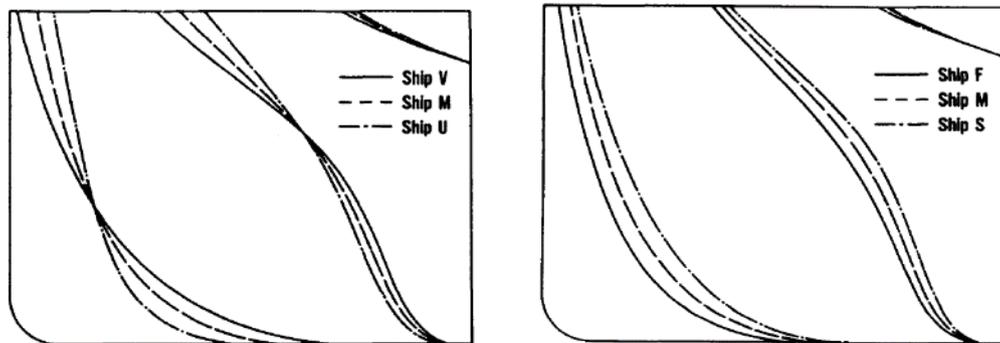


(c) Propeller Position

Fig. 2.3-7 伴流分布の比較[船型: SR107, $Re=1.2 \times 10^7$] (石川 [35])
 左: 主流方向の流速 u の等値線 右: 面内流速 (v, w) のベクトル図

2.3.4 船型の違いへの追従性

性能の優れる船型の絞り込み作業が重要な船型設計の現場では、性能推定精度が必ずしも十分でなくとも、性能の優劣の差が正しく推定可能であればCFDは有効な手段として活用できる。そこで、船型を系統的に変更した肥大船を対象に船体まわりの粘性流場の計算を実施し、粘性抵抗や公称伴流の優劣を正しく評価できるかの検証を行った [35]。対象船型は、船首形状は同型で船尾のフレームライン形状を系統的に変更したバルクキャリアの5船型とした。すなわち、Fig. 2.3-8 に示すとおり標準船型を Ship M に対してフレームラインのUV度の異なる Ship V、Ship U、および船尾肥大度の異なる Ship F、Ship S の5船型とした。各船型について、長さ7mの模型船を用いた抵抗・自航試験ならびに公称伴流の計測が実施されている。計算レイノルズ数は試験条件と同じ 7.8×10^6 とした。



(a) 船尾フレームライン形状変更シリーズ

(b) 船尾肥大度変更シリーズ

Fig. 2.3-8 船尾形状の比較 (石川 [35])

(1) 粘性抵抗

Fig. 2.3-9 に粘性抵抗係数 C_v を試験結果と比較して示す。ここで、同図の縦軸は Ship M の粘性抵抗の試験結果を 100%として表示している。良く知られているように U 型傾向が増大するほど、あるいは船尾肥大度が増えるほど粘性抵抗が大きくなるが、CFD もその傾向を正しく表現することができている。また、計算で得られた粘性抵抗係数は試験結果に対して若干大きい、その差は数%程度であり定量的にも良好な精度が得られているといえる。すなわち、粘性抵抗については船型の違いの影響を実用上十分な精度で推定可能であることが分かった。

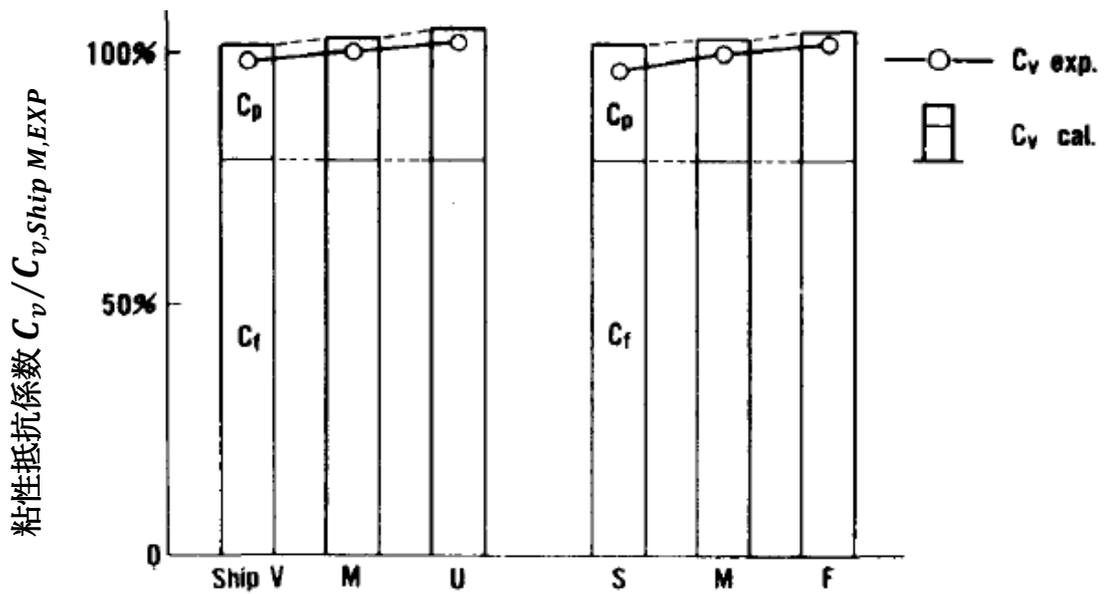
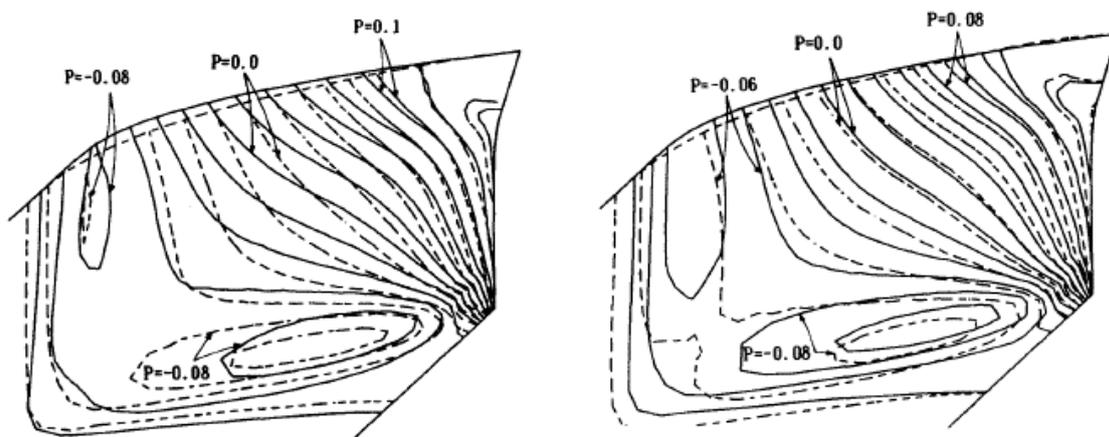


Fig. 2.3-9 船尾形状と粘性抵抗係数 (石川 [35])

(2) 船体表面の圧力分布

前述の Fig. 2.3-9 には、船型による粘性抵抗の違いは圧力抵抗の違いによるものであることが示されている。そこで、船尾船体表面（左舷側）の圧力分布を比較して Fig. 2.3-10 に示す。圧力の等値線の相違はフレームライン形状の違いを反映していることが分かる。U 型傾向が大きくなるほど、あるいは船形が肥大化するほど、船尾ビルジ部の負圧部分が拡大している。これが圧力抵抗の増大に寄与している。



(a) 実線 : Ship V、破線 : Ship U

(b) 実線 : Ship F、破線 : Ship S

Fig. 2.3-10 船尾船体表面(左舷側)の圧力分布 ($\Delta p=0.02$) (石川 [35])

(3) 伴流分布

プロペラ位置の伴流分布を比較して Fig. 2.3-11 ならびに Fig. 2.3-12 に示す。また、同面内の渦度の x 軸方向成分 (ω_x) を Fig. 2.3-13 に示す。船尾肥大度が增大すると、Fig. 2.3-11 に示すように主流方向の流速 u の等値線もそれに対応して全体的に外側にシフトする。ただし、2.3.3 項でも述べたとおり計算によるプロペラ円内の船尾縦渦は弱く、伴流の等値線の「フック形状」が表現できていない。このため、同図のベクトル図を見ても船尾肥大度による縦渦の位置や大きさの違いははっきりしないが、Fig. 2.3-13 の渦度 (ω_x) を見るとその位置が外側へ移動していることが分かる。

一方、フレームラインが V 型から U 型になると Fig. 2.3-12 に示すように主流方向の流速 u の等値線も U 型に変化する。このため、プロペラ円内では U 型の船型の伴流が厚くなる。また、このときの面内流速ベクトルを見ると、特に試験結果にて U 型の縦渦が強くなり、その位置が外側へシフトしている。ただし、計算の縦渦の大きさの変化は小さい。縦渦の位置およびその領域の広さの相違は、Fig. 2.3-13 の渦度 (ω_x) の分布を見ると理解することができる。

(4) 公称伴流係数

公称伴流係数を Fig. 2.3-14 に示す。船尾肥大度を変更した Ship F、M および S のシリーズでは、計算値は試験結果に比べて 10%~20% 小さい値となっているものの定性的な傾向の説明が可能であることが分かる。一方で、UV 度を変更した Ship V、M および U のシリーズでは、定性的にも十分な精度で推定できているとはいえない。

この船尾形状のシリーズと公称伴流係数の相関について調べるため、Fig. 2.3-15 および Fig. 2.3-16 に各プロペラ半径位置 r/R (r :各半径位置、 R :プロペラ半径) での伴流率の円周方向平均値 w_r の分布を示す。船尾肥大度を変えた Ship S、M、および F の場合、船型差による w_r の差異は計算でも定性的な傾向は表現することができている。このため、これを半径方向に積分して得られる伴流率も Fig. 2.3-14 に示すように、その推定精度は定量的には不十分ながらも船型差による相違が計算でも良く推定されている。これに対し、Ship V、M および U のシリーズの場合の w_r の分布状況は試験結果と大きく相違している。すなわち、試験結果では U 型傾向になるほど w_r の高い領域が大きく外側に移り、かつその値が低下している。これは Fig. 2.3-11 に示したように、Ship U への変更に伴い縦渦が強くなり、その中心位置が外側へと移動しているためである。ところが、計算では、前述のとおり船尾形状の違いによる縦渦の強さ相違がうまく計算されていないため、伴流分布の半径方向分布も試験結果と異なった傾向となっている。

以上より、Fig. 2.3-15 および Fig. 2.3-16 を積分することで求まる Fig. 2.3-14 に示された公称伴流係数の船型の差による差異の推定は、肥大度変更シリーズのように船型間で縦渦の構造の変化の小さい場合は有効であるが、UV 度変更シリーズの様に縦渦の構造が大きく異なる場合は推定精度が不十分であるといえる。

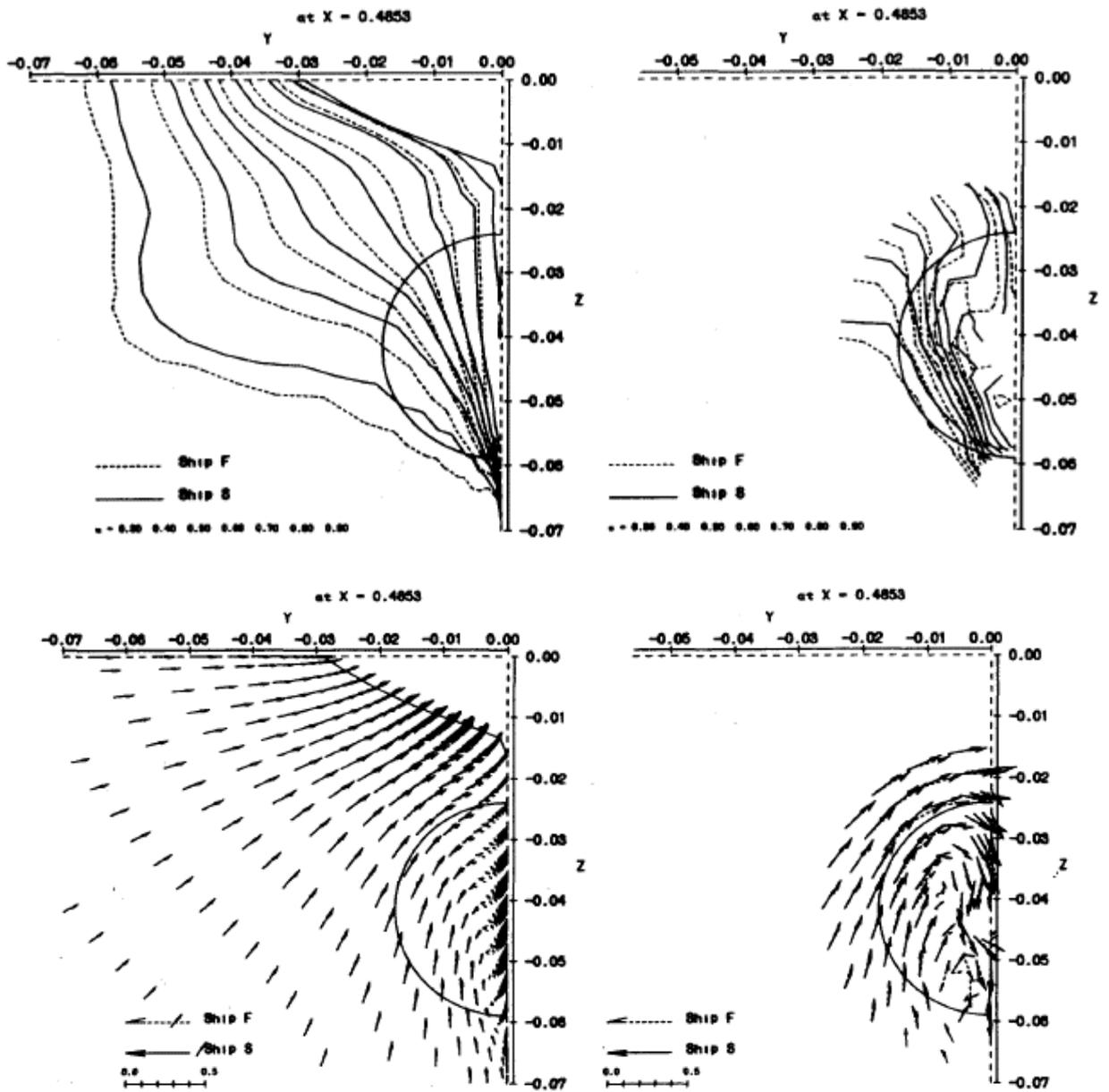


Fig. 2.3-11 プロペラ面における Ship F と Ship S の流速分布の比較 (石川 [35])
 上段：主流方向流速 u の等値線、下段：面内流速ベクトル (v, w)
 左側：計算結果、右側：試験結果

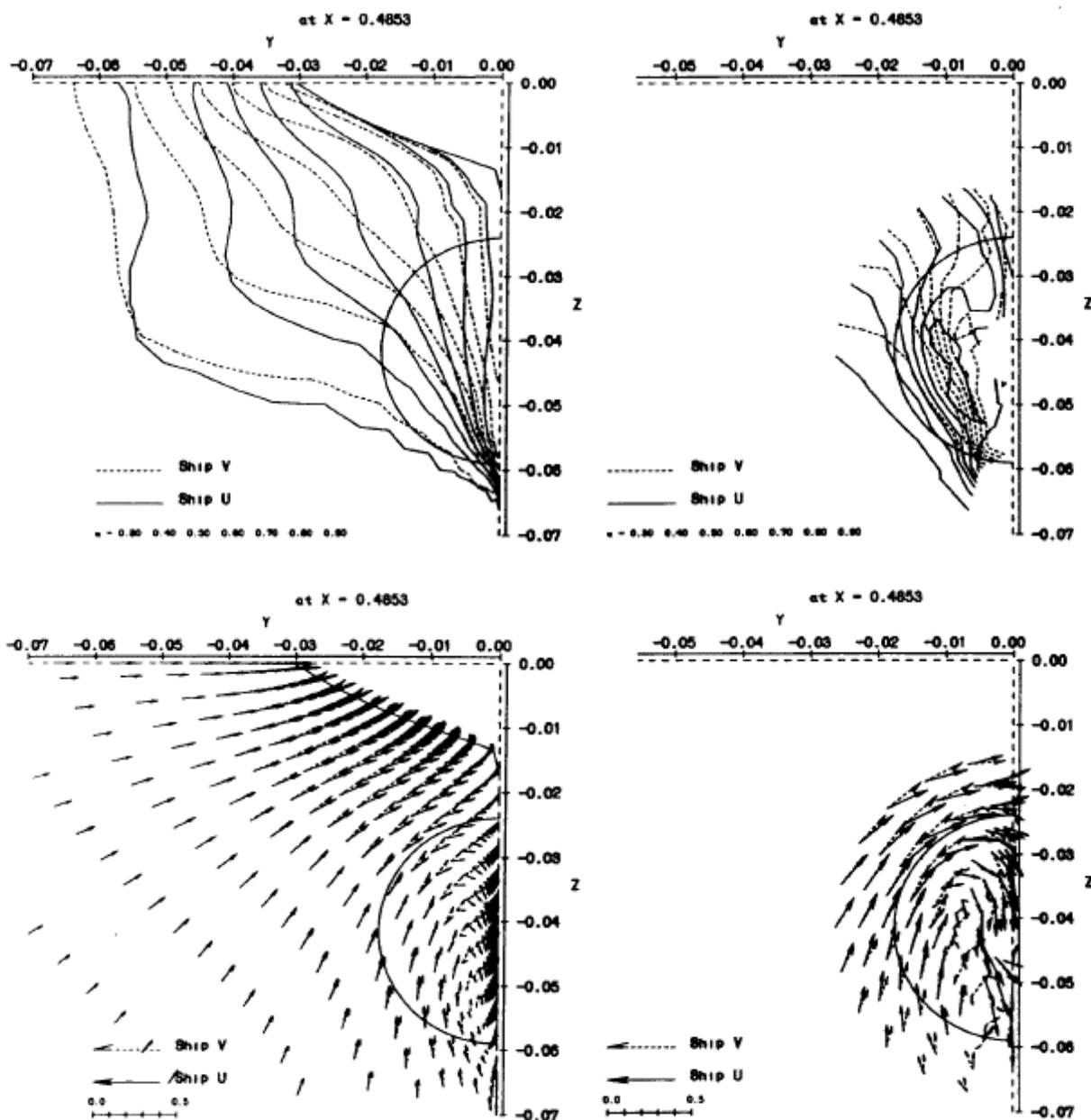


Fig. 2.3-12 プロペラ面における Ship V と Ship U の流速分布の比較 (石川 [35])
 上段：主流方向流速 u の等値線、下段：面内流速ベクトル (v, w)
 左側：計算結果、右側：試験結果

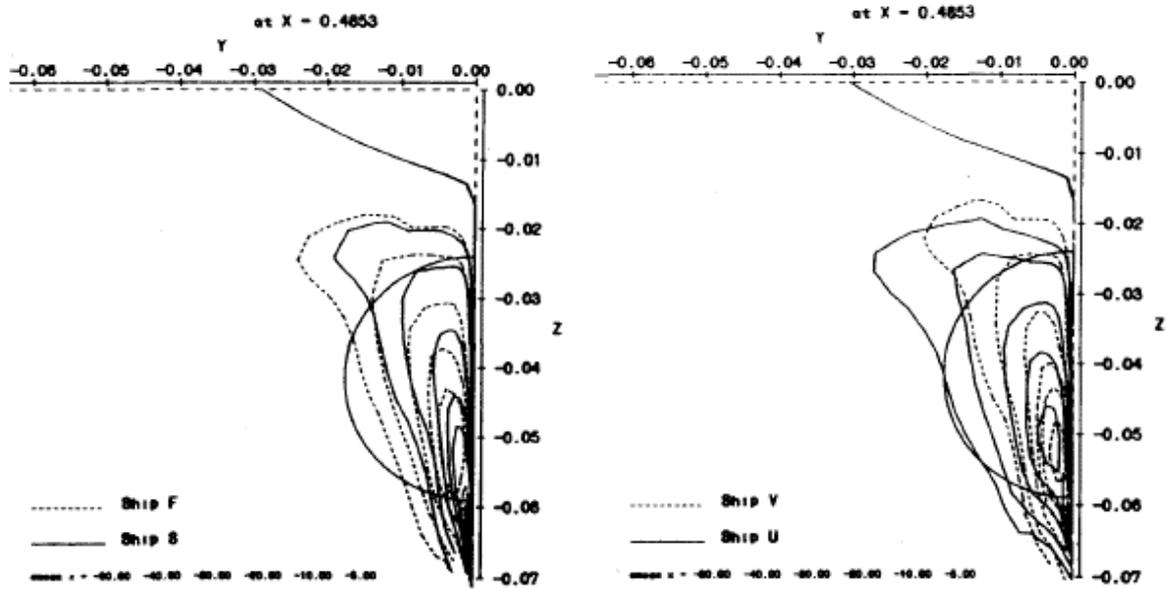


Fig. 2.3-13 プロペラ面内の渦度（主流方向成分） ω_x の計算結果の比較（石川 [35]）
 左側：Ship F と Ship S、右側：Ship V と Ship U

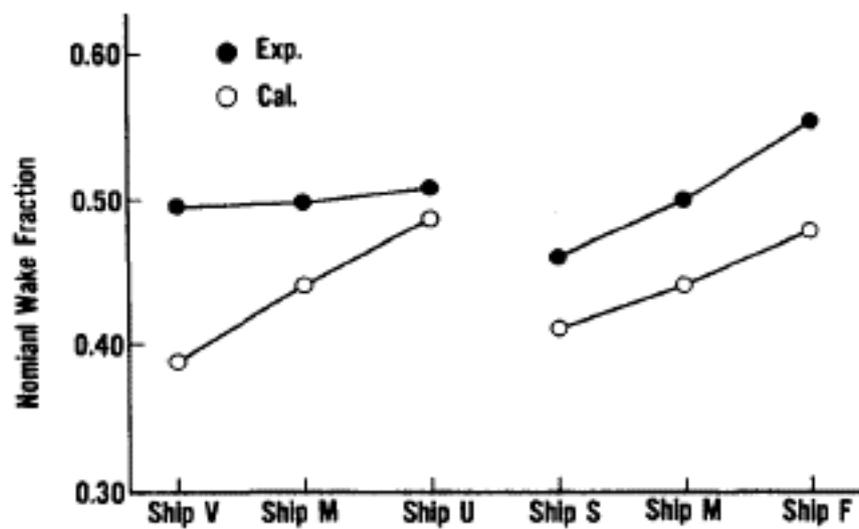


Fig. 2.3-14 公称伴流係数（石川 [35]）

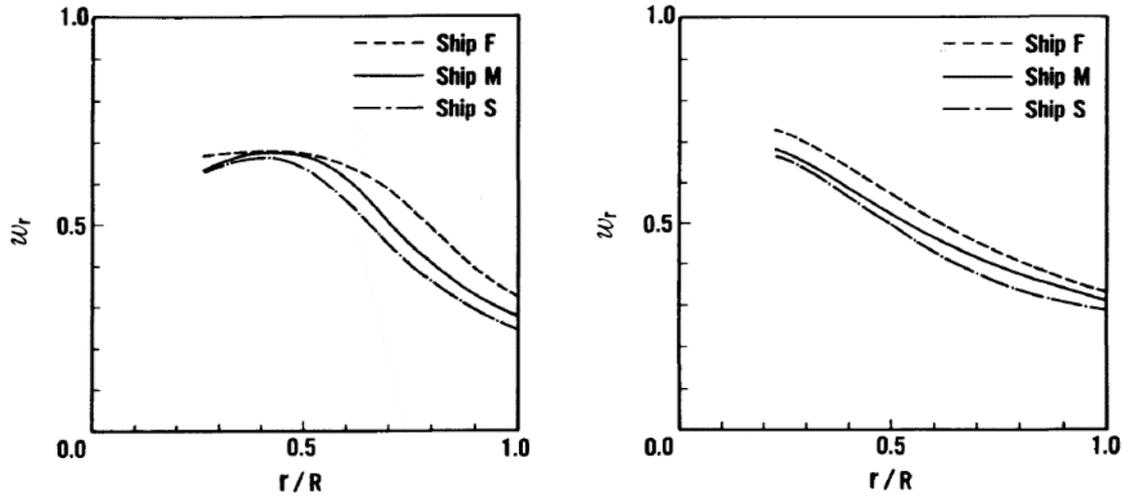


Fig. 2.3-15 各半径位置(r/R)における伴流率 (円周方向平均値) w_r の分布
Ship F、M および S (石川 [35])
左側：試験結果 右側：計算結果

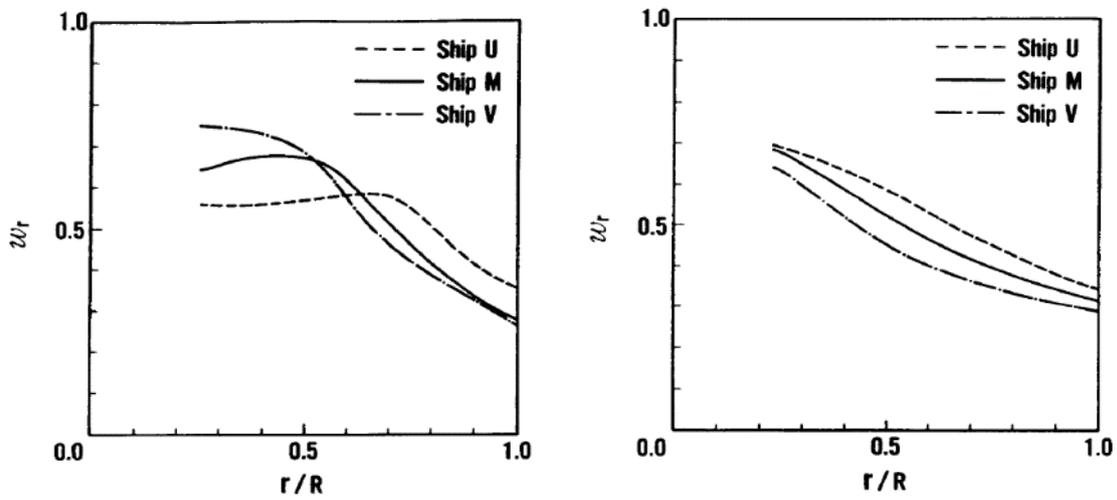


Fig. 2.3-16 各半径位置(r/R)における伴流率 (円周方向平均値) w_r の分布
Ship U、M および V (石川 [35])
左側：試験結果 右側：計算結果

2.3.5 乱流モデルの改良

前項までの検討で、粘性抵抗の計算結果は試験結果と良い一致を示しており実用の範囲に入ってきているといえるが、一方で、船尾縦渦については過少評価されていて試験結果との不一致が顕著であることが分かった。この船尾縦渦が流入するプロペラ面の伴流分布は、プロペラ性能あるいは推進効率の推定において極めて重要であることから、その計算精度の改善が望まれる。ただし、この問題点については格子数を増大させるだけでは計算精度向上が図れないことが明らかとなっている [41]。そこで、本項では、船尾縦渦の過少評価のもう一つの要因と考えられている乱流モデルの改良について検討した。

船体周りの境界層は、その大半が 2 次元的な薄い境界層流れと考えられるため、乱流モデルにも平板境界層を想定したモデルで近似できると考えて計算の簡単なゼロ方程式系の乱流モデルが適用されているケースが多い。“NICE”では、ゼロ方程式系の乱流モデルの代表的なモデルの一つである Baldwin Lomax モデル (以下、BL モデルと称す) [42]が採用されている。前述のとおり、粘性抵抗が十分な精度で計算できているという事実は、BL モデルにて船体の大部分の境界層流れの評価に可能であることを示している。しかし、船尾端のはく離渦を伴い急激に厚くなる境界層流れの推定精度には大きな課題が残されている。その対策としてより高次の乱流モデルの適用が考えられるが、高次モデルを用いると計算時間の増大が避けられない。そこで、ここでは短時間で計算が可能であるという BL モデルの長所を残しつつ、その短所である船尾流れの計算精度を改善するための乱流モデルの改良を検討することとした。

このような厚い境界層に対する計算精度の改善の試みとして、Sung ら [43] が軸対象物体後部の境界層流を対象に BL モデルの修正を検討している。また、Deng ら [44] は、船尾縦渦中での乱れを数分の 1 程度に減少させると船尾流れの計算精度が大きく改善すると報告している。そこで、本研究では、これらの二つの取り組みを参考に乱流モデルの改良を行った。

ア) BL モデル

まず、基本モデルであるオリジナルの BL モデル [42] を以下に示す。

(a) Wall Region

$$v_t = \begin{cases} (v_t)_{inner} & y \leq y_c \\ (v_t)_{outer} & y > y_c \end{cases} \quad (2.3-3)$$

ここで、

y : 壁からの垂直距離

y_c : $(v_t)_{inner}$ と $(v_t)_{outer}$ とが等しくなる y の値の最小値

$$(v_t)_{inner} = l^2 |\omega| \quad (2.3-4)$$

ここで、

$$l = \kappa y \left[1 - \exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right) \right], \quad |\boldsymbol{\omega}| = |\text{rot } \mathbf{U}|$$

y^+ : 壁からの無次元距離 ($= \frac{u_\tau y}{\nu}$)
 $\kappa = 0.4$ (カルマン定数) $A^+ = 26$ (Van Driest 定数)
 y : 壁からの垂直距離、 u_τ : 摩擦速度
 \mathbf{U} : 平均流の流速ベクトル

$$(v_t)_{outer} = K C_{cp} F_{wake} F_{kleb} \quad (2.3-5)$$

ここで、

$$K = 0.0168, \quad C_{cp} = 1.6$$

$$F_{wake} = \left\{ \begin{array}{l} y_{max} F_{max} \\ C_{wk} y_{max} \frac{U_{DIF}^2}{F_{max}} \end{array} \right\} \text{ the smaller}$$

F_{max} は、次式で定義される F 関数の最大値
 $F = y |\boldsymbol{\omega}| \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right) \right\}$
 y_{max} は、 F_{max} を与える y の値
 $C_{wk} = 0.25, \quad U_{DIF} = |\mathbf{U}_{max}| - |\mathbf{U}_{min}| \quad (|\mathbf{U}_{min}| = 0.0)$
 $F_{kleb} = \left[1 + 5.5 \left(\frac{C_{kleb} y}{y_{max}} \right)^6 \right]^{-1}, \quad C_{kleb} = 0.3$

(b) Wake Region

$$v_t = (v_t)_{outer} = K C_{cp} F_{wake} F_{kleb} \quad (2.3-6)$$

ここで、

$$K = 0.0168, \quad C_{cp} = 1.6$$

$$F_{wake} = C_{wk} y_{max} \frac{U_{DIF}^2}{F_{max}}$$

F_{max} は、次式で定義される F 関数の最大値
 $F = y |\boldsymbol{\omega}|$
 y_{max} は、 F_{max} を与える y の値
 $C_{wk} = 0.25, \quad U_{DIF} = |\mathbf{U}_{max}| - |\mathbf{U}_{min}|$
 $F_{kleb} = \left[1 + 5.5 \left(\frac{C_{kleb} y}{y_{max}} \right)^6 \right]^{-1}, \quad C_{kleb} = 0.3$

イ) 圧力勾配による修正モデル

Sung ら [43] は、回転体の後端付近の厚い境界層領域を BL モデルを用いて評価するとレイノルズ応力が試験結果と比べ過大に評価されることを示し、二つの修正モデルを提案した。これらは、回転体の後端付近の厚い境界層領域を物体の曲率半径に対する境界層厚さ、あるいは逆圧力勾配を用いて評価し、この領域において外挿における渦動粘性係数を小さい値に修正するモデルである。本研究では、Sung の方法を船尾流れに適用するにあた

り、さらに若干の修正を施した(2.3-7)式、(2.3-8)式を用いて計算を実施した(石川[38])。これらを圧力勾配の修正と呼ぶこととし、(2.3-7)式をBL-Gモデル、(2.3-8)式をBL-GPモデルと呼称する。

$$v_{t,outer} = [v_{t,outer}]_{BL} \hat{G}^2 \quad (2.3-7)$$

$$v_{t,outer} = [v_{t,outer}]_{BL} \hat{G} \hat{P} \quad (2.3-8)$$

ここで、

$$\hat{G} = \begin{cases} \sqrt{\frac{(C_h y_{max} + r_0)^2 - r_0^2}{11(C_h y_{max})^2}} & \text{for } \frac{C_h y_{max}}{r_0} \geq 0.2 \\ 1.0 & \text{for } \frac{C_h y_{max}}{r_0} < 0.2 \end{cases}$$

$$\hat{P} = \left(\frac{1}{3} + \frac{2}{3} e^{-C_\beta \hat{\beta}} \right)$$

$$\hat{\beta} = \frac{y_{max}}{\tau_w} \frac{1}{2} (\hat{u} \cdot \nabla p + |\hat{u} \cdot \nabla p|)$$

r_0 : 回転体の局所半径, $C_h = 1.55$, $C_\beta = 0.01$

\hat{u} : 単位流速ベクトル、 $\hat{u} \cdot \nabla p$ は、 y_{max} 位置の値を使用する。

\hat{G} は回転体の後部で物体が絞られる形状変化に応じて外挿における渦動粘性係数を小さい値に修正するモデル、 \hat{P} は逆圧力勾配に応じて同じく外挿における渦動粘性係数を小さい値に修正するモデルを表している。ここで、 r_0 は、次式の通り定義した。

$$r_0 = \sqrt{\frac{2A(x)}{\pi}} \quad A(x) : \text{船体横断面積}$$

また、圧力勾配修正式における圧力勾配には流線方向の勾配を用いた。さらに、BLモデル中の係数 C_{cp} 、 C_{kleb} は、Sungらにならい以下の値に変更した。

$$C_{cp} = 1.2, \quad C_{kleb} = 0.65$$

最後に、内層と外層の動粘性係数は、次式を用いてブレンドした。

$$v_t = (v_t)_{outer} \cdot \tanh \left[\frac{(v_t)_{inner}}{(v_t)_{outer}} \right] \quad (2.3-9)$$

上記の圧力勾配による修正モデル (BL-GモデルおよびBL-GPモデル) の効果を検証するため、実用船型を用いた計算を実施した。対象船型は、CFD Workshop Tokyo 1994で計算対象とされた肥大船型であるHSVAタンカーおよびMysteryタンカー (Fig. 2.3-17およびFig. 2.3-18 [36]) とした。また、計算レイノルズ数は 5.0×10^6 である。格子分割数は、2.3.3項の検討に従い以下の通りとした。

$$\text{格子数} : \text{IM} \times \text{JM} \times \text{KM} = 81 \times 25 \times 41 (=83,025)$$

B/L_{PP} : 0.1515
 d/L_{PP} : 0.0561
 C_B : 0.8503
 C_M : 0.9984
 C_S : 2.734

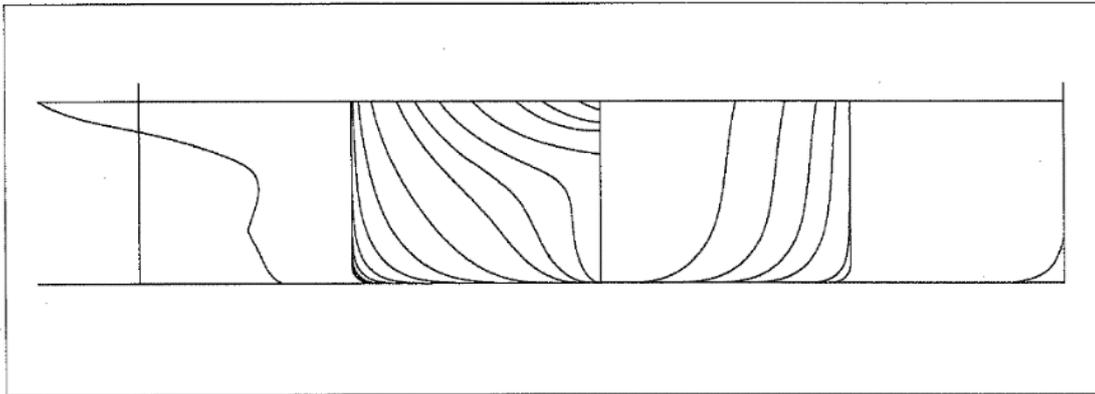


Fig. 2.3-17 HSVA タンカー [36]

L_{PP}/B : 0.152
 L_{PP}/d : 0.0562
 C_B : 0.848
 C_M : 0.998
 C_S : 2.75

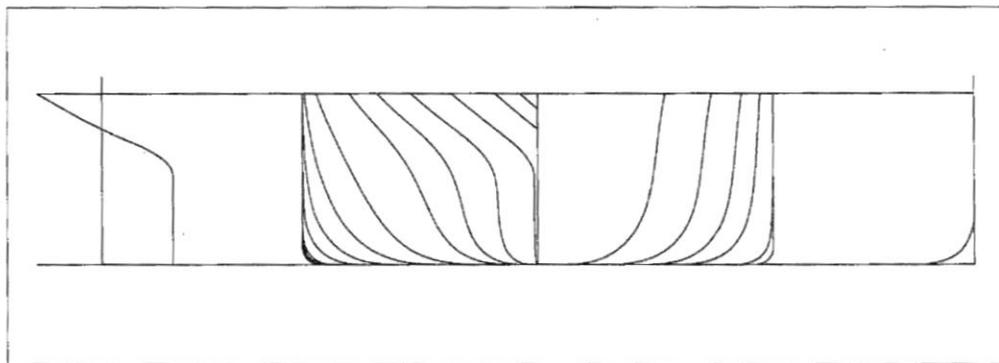
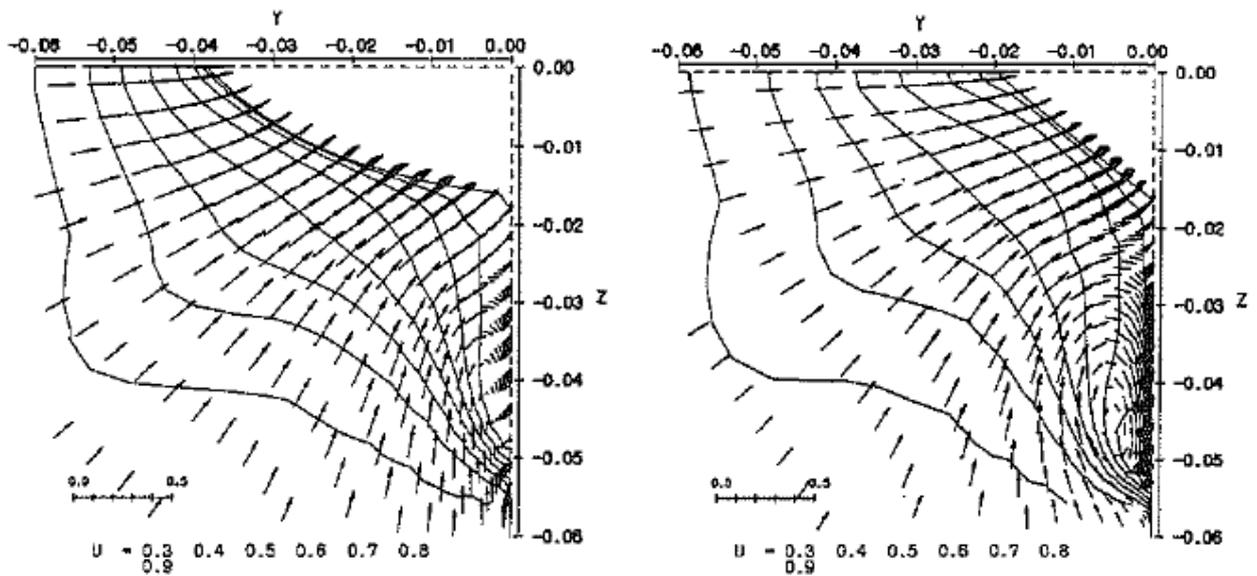


Fig. 2.3-18 Mystery タンカー [36]

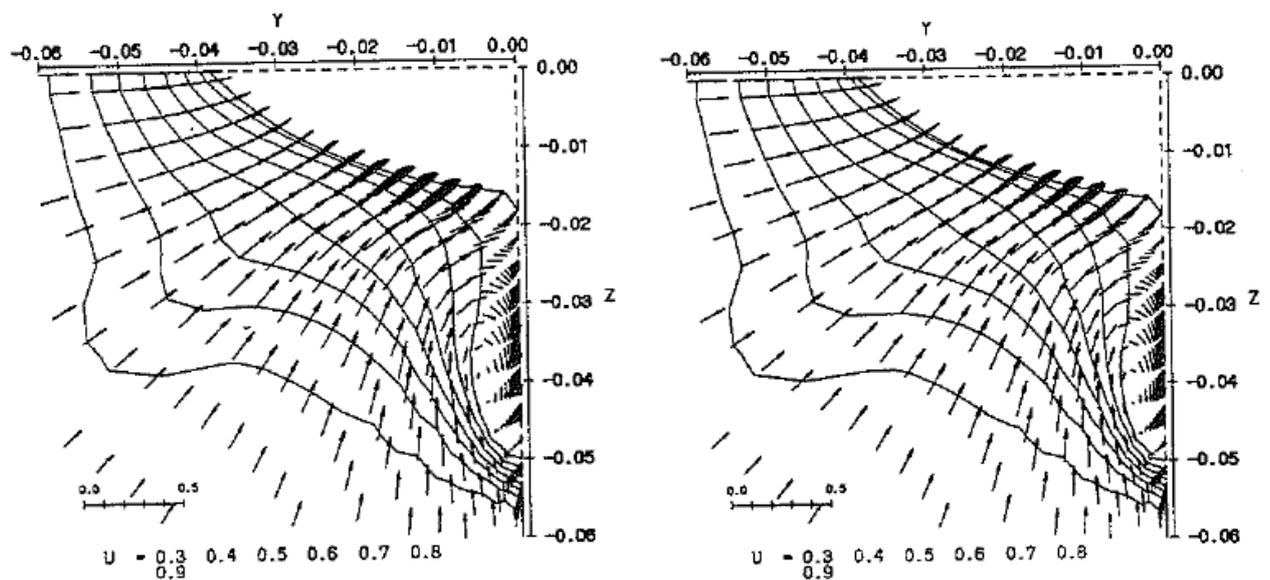
各乱流モデルを採用した場合のプロペラ面における伴流分布を Fig. 2.3-19、Fig. 2.3-20 および Fig. 2.3-21 に示す。BL モデルの場合、いずれの縦渦も弱く u の等値線にフック形状がほとんど見られない。これに対して、BL-G あるいは BL-GP モデルを用いると縦渦が強まり、わずかではあるが u の等値線にフック形状も表現されるようになる。特に Mystery タンカーの BL-GP モデルの場合に顕著な変化が見られた。



(1) HSVA タンカー

(2) Mystery タンカー

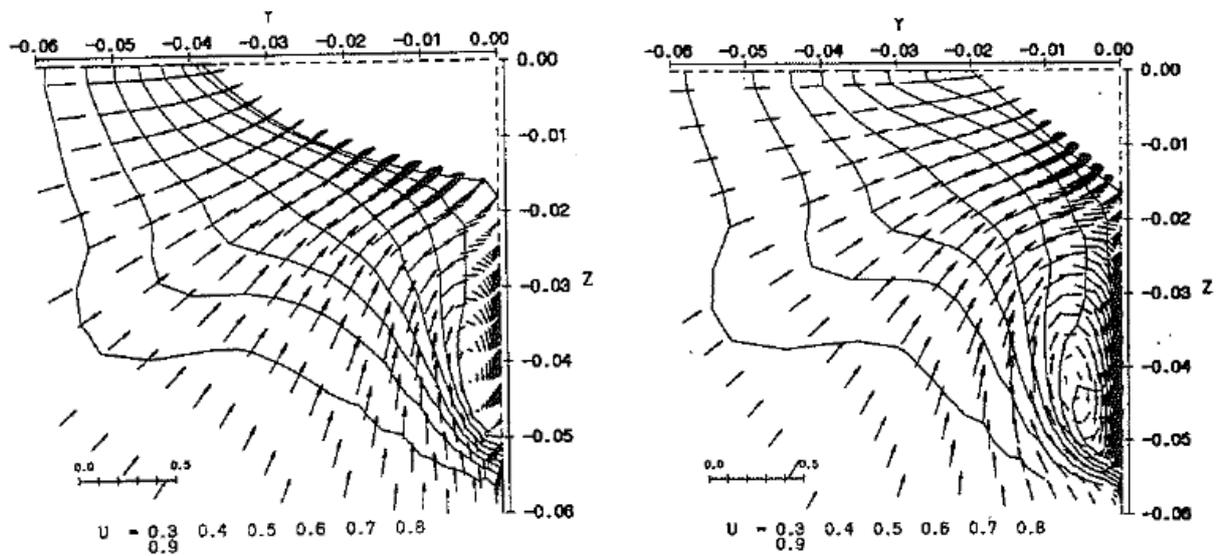
Fig. 2.3-19 オリジナル BL モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38])



(1) HSVA タンカー

(2) Mystery タンカー

Fig. 2.3-20 BL-G モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38])

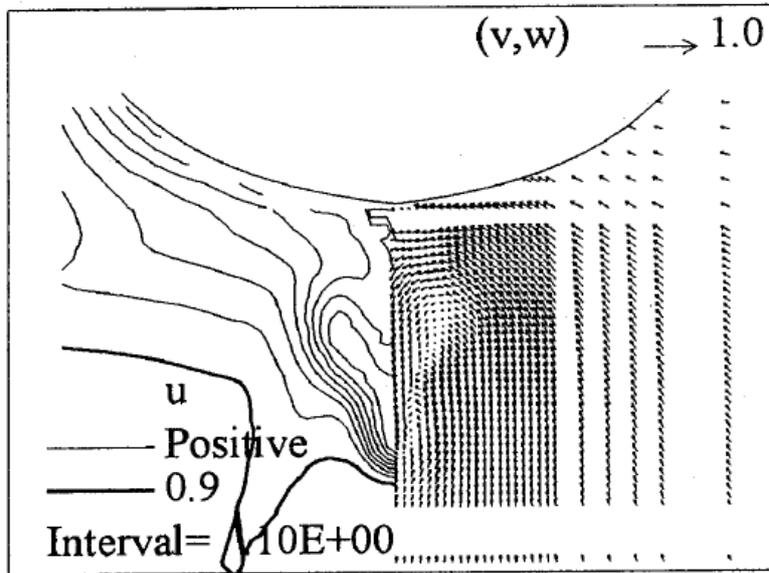


(2) HSVA タンカー

(2) Mystery タンカー

Fig. 2.3-21 BL-GP モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38])

上記計算結果のうち、BL-GP モデルによる流場と粘性抵抗の計算結果を CFD Workshop Tokyo 1994 で公開されたデータと比較する。まず、伴流分布の比較を Fig. 2.3-22 に示す。同図の上段が試験結果 [45]、下段は著者が同 Workshop の投稿した計算結果である [36]。前述のとおり改良型乱流モデルで船尾縦渦が表現されるようになったものの、試験結果と比べるとその強さは十分とはいえない。つづいて、粘性抵抗の比較を Fig. 2.3-23 に示す。同図には、Workshop へ参加した各研究機関の計算結果も併せて示されている。本計算結果は試験結果と良く一致していて、他の研究機関の結果と比べても遜色のない十分な精度が得られていることが分かる。



(a) 実験結果

3-19 Ishikawa

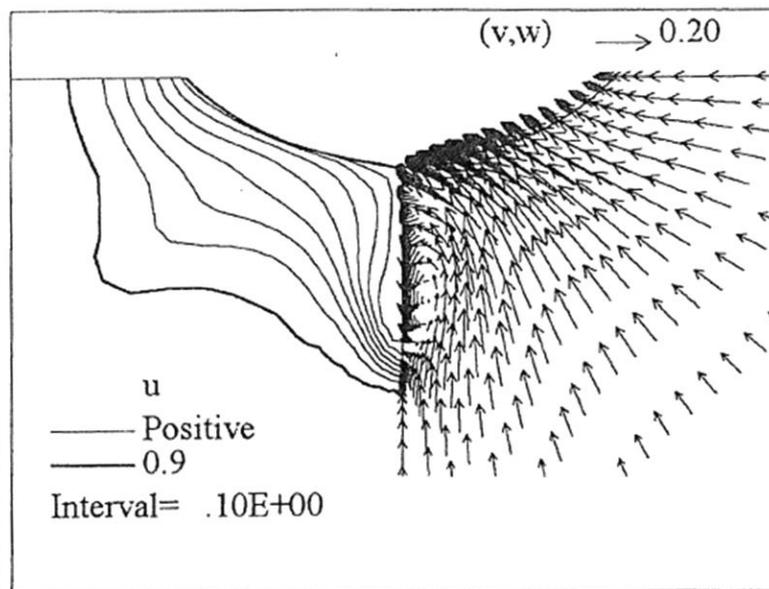


Fig. 2.3-22 HSVA タンカーの $x = 0.476$ 断面における流速分布
 上段：試験結果 [45] 下段：計算結果(石川 [36])

P3a- 37 PROGRAM 3 HSVA Tanker $Rn = 5 \times 10^6$
Resistance coefficients

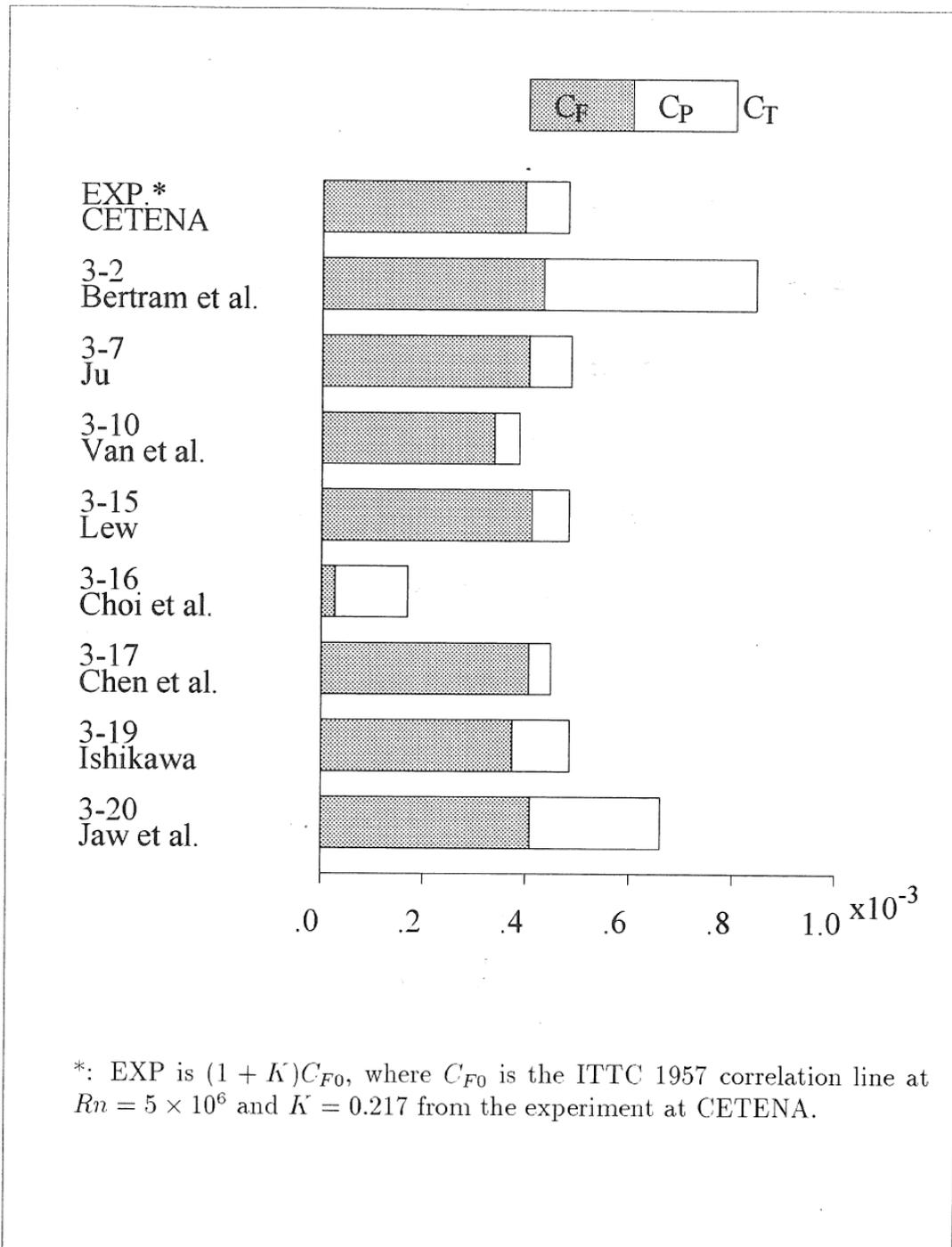


Fig. 2.3-23 各研究機関の粘性抵抗の計算結果 (HSVA タンカー) [36]

ウ) 強制減衰モデル

イ) で述べたように、船尾部境界層流れの特徴である急激に境界層厚さが厚くなる影響を考慮した Sung らが提案したモデルを踏まえた修正乱流モデルを作成して実用船型周りの計算を実施してその効果を確認したところ、船尾縦渦が表現できるようになったが縦渦の強さは依然として不十分であった。そこで、続いて Deng ら [44] の提案にならい、船尾縦渦中での乱れが減衰する効果を考慮するモデルを検討した。具体的には、次式を用いて縦渦の中心部分で渦動粘性係数を強制的に減衰させた。

$$v_t = (1 - |\cos \theta|)(v_t)_{outer} \quad (2.3-10)$$
$$\cos \theta = \frac{|\mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\omega}|}{|\mathbf{u}||\boldsymbol{\omega}|}$$

ここで、 $|\mathbf{u} \cdot \boldsymbol{\omega}|$ はヘリシティの絶対値、 θ は速度ベクトル \mathbf{u} と渦度ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ とのなす角度である。縦渦の発生しない船体中央付近の境界層流れが 2 次元的な領域では速度ベクトル \mathbf{u} と渦度ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ は直交するので、 $(1 - |\cos \theta|)$ は 1 に近い値となる。一方、船尾端の縦渦が支配的な流場では速度ベクトル \mathbf{u} と渦度ベクトル $\boldsymbol{\omega}$ の方向が近づくため、 $(1 - |\cos \theta|)$ は 1 よりも小さな値を取ることになる。この項により、縦渦の中心部近傍での渦動粘性係数 v_t を小さくすることができる。すなわち、(2.3-10) 式を用いることで、縦渦の中心部近傍で渦動粘性係数 v_t を強制的に減衰させる効果を得ることができる。なお、この強制減衰モデルの検討は、SR222 研究部会の共同研究 [46] の一環として同研究会に参画していた数名の共同研究者と協力して進めたものである。強制減衰モデルの最終型は文献 [24] (塩谷、兎玉) に示されており、“BL (CF) モデル”と呼称されている。

SR222 研究部会では、イ) で述べた圧力勾配による修正モデルに上記強制減衰モデルによる修正モデルを統合した BL (CF+PG) モデルの検証が行われた。対象船型は 230DWT 型タンカー船型である SR196A 船型 (Fig. 2.3-24)、レイノルズ数は 4.0×10^6 である。伴流分布の計算結果と試験結果の比較を Fig. 2.3-25 に示す。オリジナルの BL モデルでは、試験結果に表れる船尾縦渦に伴う主流方向流速 u の等値線のフック形状が計算では全く表現できなかったが、BL (CF+PG) モデルの採用により船尾縦渦が強くなり、等値線にフック形状が見られるようになった。ただし、詳細を比較すると、フック形状そのものが一致しているとはいえず、今後のさらなる改善が必要である。

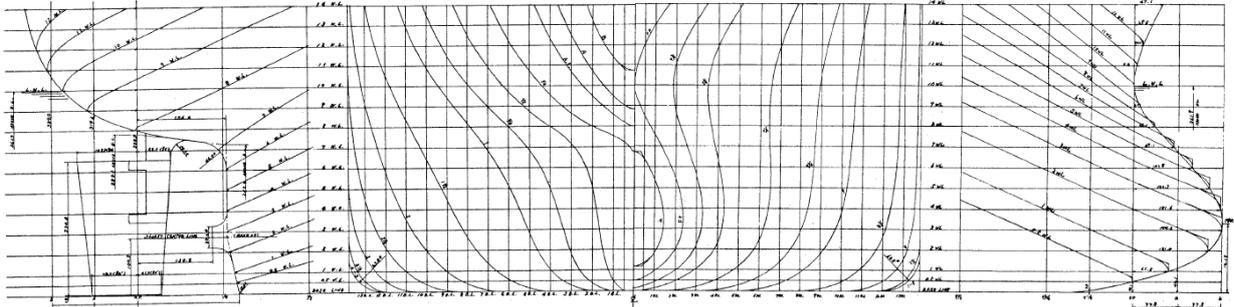


Fig. 2.3-24 SR196A 船型 [47]

$L \times B \times d = 230\text{m} \times 32\text{m} \times 19.3\text{m}$, $C_b = 0.802$, $C_p = 0.806$

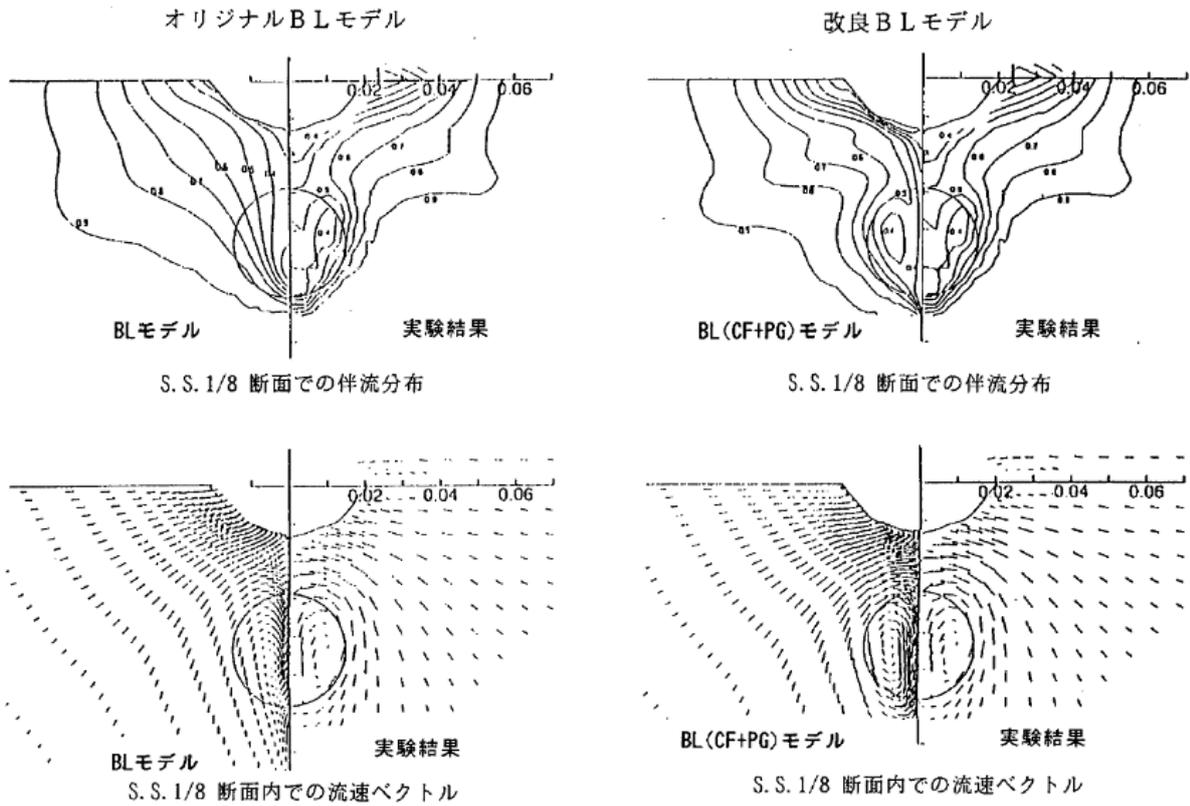


Fig. 2.3-25 乱流モデル改良 (BL (CF+PG)) モデル) の検証 (SR222 研究部会 [46])

2.4 自航要素の推定

2.4.1 概要

船は船尾に装備されているスクリュープロペラ（以下、単にプロペラという）によって推進している。このプロペラは船体の乱れた後流の中で作動しているため、一様な流場で作動している場合とは特性が異なる。また、プロペラが作動するとプロペラによる吸い込み影響により非作動の状態と比べ船尾周りの流れの様子が変化して船体抵抗が増加するなど、船体とプロペラの間で流体力学的に複雑な干渉影響が発生し、これが船の推進性能に大きな影響をおよぼす。このような船体とプロペラの干渉影響を評価する無次元係数が自航要素で、有効伴流率 w_T 、推力減少率 t およびプロペラ効率比 η_r の三つがある。船の推進性能を推定するためには、船体単独の状態の抵抗や流場に加え、これら自航要素についても高い推定精度が必要となる。そこで、2.4 節では先駆的研究で開発された CFD による自航要素の推定精度あるいは船型追従性について検討する。なお、本節では、簡単のために船体抵抗は 2.3 節で述べた粘性抵抗のみを考えることとして造波抵抗は無視することとする。したがって、自航要素の評価は低速肥大船に限定して行う。なお、造波抵抗を考慮した自航要素の評価については、第 3 章で改めて述べることとする。以下、本節の構成を説明する。

2.4.2 項では、日夏ら [21] [22] によってプロペラおよび舵の影響が考慮できるように拡張された "NICE" の概要を説明する。

次に、2.4.3 項では同 Solver の自航要素の計算精度と船型追従性について、2.3.4 項で述べたバルクキャリア船型を対象に実施した検討結果を説明する。なお、自航要素の計算精度については龍光丸を対象とした検討も実施したが（石川 [48]）、その結果については実船対応の計算と併せて 5.2.4 項で説明する。

2.4.4 項では、有効伴流率 w_T の計算精度改善について説明する。改良乱流モデルの適用ならびにプロペラ近傍の船尾端形状の表現精度の改善について検討した。なお、本項で述べる計算法の改良は、日本造船研究協会の第 229 研究部会（以下 SR229 研究部会と称す）の共同研究の一環として、著者が実施したものである。そこで、2.4.4 項では、この著者が実施した検討結果を、著者が成果報告書 [34] に掲載した図面を引用しながら説明する。

2.4.2 自航計算法

日夏らは、無限翼数プロペラ理論 [49] を用いて評価したプロペラ力を CFD Solver の NS 方程式の外力項に体積力として付加する方法を "NICE" 法に組み込み [21] [22]、自航状態の計算を可能とした。自航状態の特定は、プロペラの推力が CFD 計算で得られる船体抵抗に釣り合うようプロペラの回転数を自動的に調整することで実現している。具体的な計算

手順は以下の通りである。また、同手順のフローチャートを Fig. 2.4-1 に示す。

- 1) 自航計算に先立ち、曳航状態の計算を行い、船体抵抗値を求めるとともに、得られた流場を自航計算の初期流場とする。
- 2) 曳航状態のプロペラ面の伴流分布を1)の計算結果から補間して求め、プロペラへの流入速度分布とする。
- 3) 船体抵抗を必要推力とする。ただし、模型船の場合は、抵抗値から摩擦修正量 (SFC) を差し引いた値を必要推力とする。
- 4) 流入速度分布を与えて無限翼数プロペラ理論を用いてプロペラ計算を行い、必要推力を発生するプロペラ回転数を求める。このときのプロペラ作動円内のプロペラ力の推力成分と回転力成分の分布も併せて求める。
- 5) 4) で求めたプロペラ作動円内のプロペラ力分布をNS方程式の右辺の体積力の項に代入し、プロペラの影響を考慮した船体まわりの流場の計算を行う。
- 6) 5) の計算結果から求まる船体抵抗 (模型船の場合は摩擦修正を考慮) と推力が釣り合えば計算を終了する。一致しない場合は、プロペラ面内の流速分布を改めて求め、プロペラ誘導速度を差し引いたものを次ステップのプロペラ計算の流入速度として3)へ戻る。

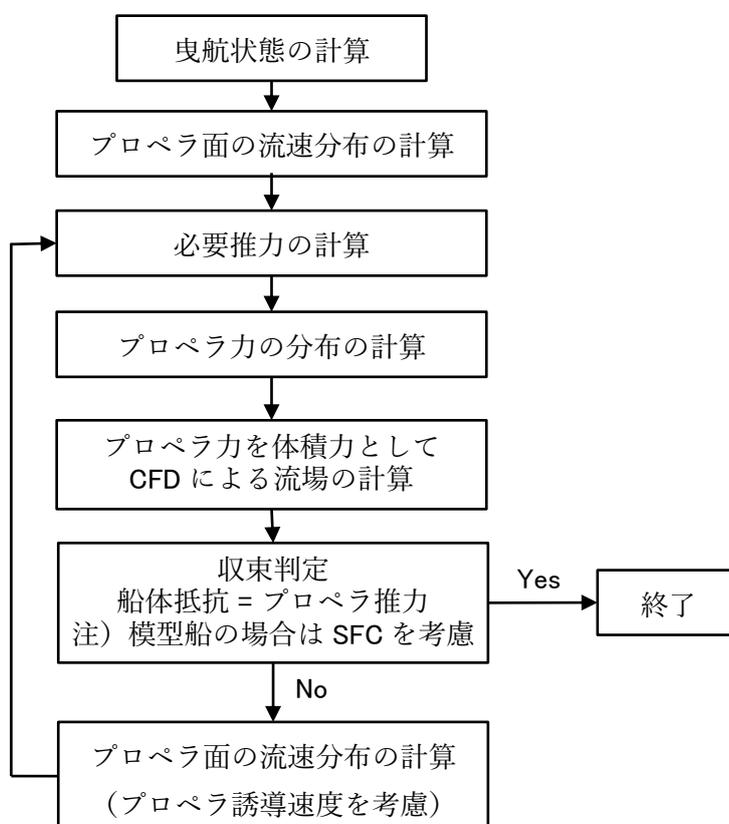


Fig. 2.4-1 自航要素計算のフローチャート

2.3節で述べた粘性抵抗の計算では、船体まわりの流れの左右対称性を利用し、計算領域は船体中心面に左右対称条件を課した左舷側のみの領域としていた。しかし、自航計算ではプロペラの後流の回転流を考慮する必要があるため、両舷計算が必要となる。Fig. 2.4-2に船体表面の両舷格子の一例を示す。なお、同図には、円盤状のプロペラ作動円パネルも併せて示した。このように、計算領域が増大するため、計算時間も倍増することになる。この倍増する計算時間への対策については、2.4.4項で検討する。

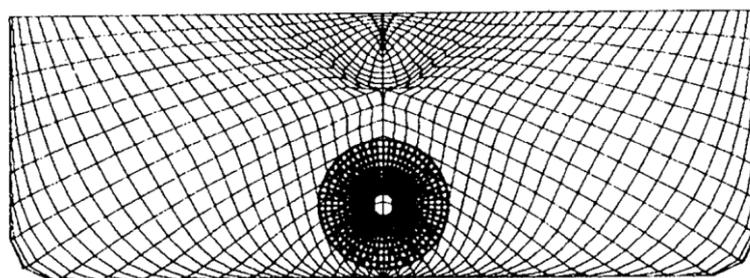


Fig. 2.4-2 船体表面格子とプロペラ作動円パネル(SR222 研究部会 [46])

自航要素の推定精度を確保するためには、舵の影響が無視できない。そこで、Fig. 2.4-3にその一例を示すような舵を考慮した格子、すなわち舵の外形に沿った格子を用いて自航計算を行なう。ただし、プロペラ近傍の船体形状、すなわちスタンチューブやプロペラボスなどの形状は考慮できていない。なお、Fig. 2.4-3の「龍光丸」の計算格子を用いて実施した自航計算の結果は、実船対応の計算と併せて5.2.4項で説明する [48]。

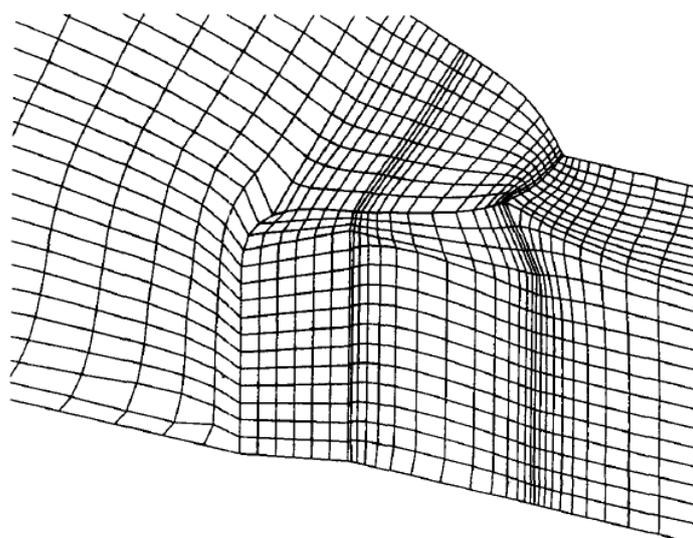


Fig. 2.4-3 自航要素計算用格子の船尾付近拡大図 (石川 [48])

2.4.3 自航要素の推定精度および船型追従性

2.4.2 項の自航計算法による自航要素の計算精度を検証するため、Fig. 2.3-8 で説明した船尾のフレームライン形状を V 型から U 型へと系統的に変更したバルクキャリア船型を対象に CFD 計算ならびに水槽試験を実施した。結果を Fig. 2.4-4 に示す。有効伴流率 w_T は試験結果よりもやや小さく、プロペラ効率比 η_r はやや大きい。 t は良く一致している。船型の相違の影響は w_T に顕著に表れ、V、M、U 船の順に大きくなる。この傾向は試験結果と良く一致している。なお、 w_T が試験結果より小さいのは、上述のように、自航要素に与える影響が大きいと考えられるプロペラ近傍の船体形状、すなわちスタンチューブやプロペラボスの表現精度が不十分であること、ならびにオリジナル BL モデルを用いているために船尾縦渦が弱く計算されることの 2 つの要因が考えられる。これらの課題を解決のために本研究で実施した取り組みについて、2.4.4 項で説明する。

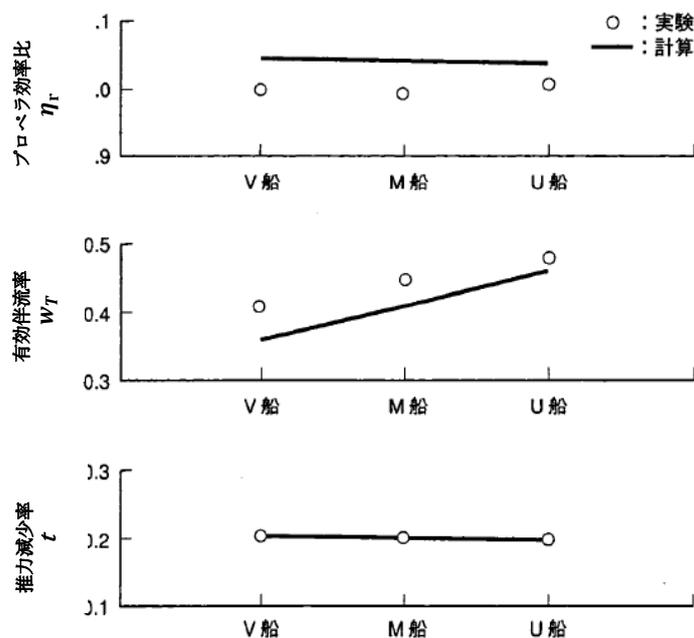


Fig. 2.4-4 自航要素 (石川ほか [50])

2.4.4 自航計算法の改良

曳航状態のプロペラ面伴流分布は、2.3.3 項～2.3.4 項で示したとおり船尾縦渦が弱く計算されるために Fig. 2.3-14 に示したように公称伴流が過少評価されるという問題が生じていた。2.4.3 項で述べた自航状態の有効伴流率を過少評価する問題もこのプロペラ面の公称伴流分布の推定精度の問題がその原因のひとつと考えられる。これに対し、2.3.5 項で、乱流モデルに改良モデルを用いると船尾縦渦の推定精度が改善されることが示された。そこで、ここでは、この改良乱流モデルが有効伴流率 w_T の推定精度改善へ与える影響を調べ

ることとする。

もうひとつの対策として、プロペラ近傍の船尾端形状の表現精度の改善が考えられる。自航要素はプロペラに近い船尾端形状の影響を強く受けることが良く知られている。しかし、Fig. 2.4-3 に示したように、2.4.3 項で説明した計算で用いられている計算格子には主船体の形状が反映されているのみで、プロペラボスやスタンチューブなどのプロペラ近傍の船尾端形状の表現が十分には反映されていない。これは、これら船尾端付近の形状が主船体に比べて極めて小さく、その形状を反映したCFD格子を作成するのは容易でないためである。加えて、本計算法が採用している無限翼数理論によるプロペラ計算は、プロペラが Fig. 2.4-2 に示したような円盤状のパネルで近似されて同円盤状パネル上にプロペラの推力や旋回力を分布させるが、このときプロペラボスに相当する中心部分は空間として空いているので、本来プロペラボスによって遮られるべき流れの一部がプロペラボス領域を通過してしまうという問題もある。これも有効伴流率の計算精度の悪化の一因となると考えられる。

そこで、ここでは、これまでの方法では取り扱いが困難であったこの船尾端のプロペラボスやスタンチューブ形状を考慮する方法の試みとして、解強制置換法 [51]の導入を検討した。プロペラボス内部に位置する格子、ならびにその前方に位置するスタンチューブに相当する格子に対し、以下に示す解強制置換法を用いて同領域の流速を強制的にゼロとすることで同領域への流れ込みを防止する計算法である。すなわち、従来と同じ格子を使用しながら、プロペラボスやスタンチューブ領域への流体の流れ込みを排除する効果について、解強制置換法を用いて簡易的に評価しようとするものである。以下、その計算法を簡単に説明する。まず、オリジナルのNS方程式を次式で表す。

$$\frac{\partial q}{\partial t} + R(q) = 0 \quad (2.4-1)$$

解強制置換法では、(2.4-1)式の右辺に以下のような解強制項を導入する。

$$\frac{\partial q}{\partial t} + R(q) = \chi(q_f - q) \quad (2.4-2)$$

q_f は、ある限定された領域であらかじめ定められている解、パラメータ χ は解を強制したい領域において十分大きな値を取りそれ以外の領域ではゼロに設定する。こうすることで、ある限定された領域の解 q を q_f に固定することができる。今回は、スタンチューブおよびプロペラボス領域で、流速ゼロ、圧力勾配ゼロの条件を課すことで同領域への流れ込みを防ぐこととした。これによって、プロペラ面内の流れに対するスタンチューブやプロペラボスによる排除影響が考慮され、より実現象に近い流場の推定が可能となって有効伴流の推定精度の改善に寄与すると期待される。

上記の効果を検証するために SR221B、SR229 の 2 船型を対象に自航要素の計算を実施した。ここで、SR221B 船型は、SR221 研究会 [33] の「操縦運動時の船体周囲流場に関する研究」にて供試模型として採用された 3 隻の VLCC 船型のうち、船尾のフレームラインを最も U 型とした船型、SR229 船型は、SR229 研究会 [34] の「数値流体力学による最適船型設計法の研究」にて、SR221B 船型を母船型として CFD で求めた粘性抵抗最小化船型である。両船型の Body Plan の比較を Fig. 2.4-5 に示す。

SR221B、SR229 の自航計算結果を Fig. 2.4-6 に示す。乱流モデルには、2.3.5 項で述べた改良 BL モデルである BL (CF+PG)モデルを用いた。同図の「ボスあり」では、上述の改良 BL モデルの適用に加え、解強制置換法によるプロペラボスおよびスタンチューブの影響の簡易的評価を実施した。有効伴流率 w_T は試験と良く一致しており、乱流モデルの改良の効果で十分な精度で推定が可能となった。船型の違いの影響もよく表現できている。ただし、「ボスあり」の計算では w_T が若干増大しているが、その増加量はわずかであった。推力減少率 t についても、SR229 の t が小さくなる傾向がいずれの計算でも表現できている。プロペラ効率比 η_r の推定精度には課題が残った。

以上をまとめると、プロペラ効率比 η_r の推定精度に課題を残したが、推力減少率 t および有効伴流率 w_T については試験結果に近い値が得られ、船型の違いがこれらに与える影響について CFD で予測可能であることが分かった。しかしながら、解強制置換法の導入によるスタンチューブおよびプロペラボスの形状を考慮できる改良を計算法は、プロペラボスおよびスタンチューブ領域への流れ込みが防止できるという観点からは妥当な計算法と言えるが自航要素の定量的な推定精度の改善に関しては直接的な効果は見られず、さらなる改良が必要であることが分かった。船尾端を含めた複雑な形状を有す船体形状をより正確に計算格子に反映させる計算法への改良については、第 3 章でさらに検討を進める。

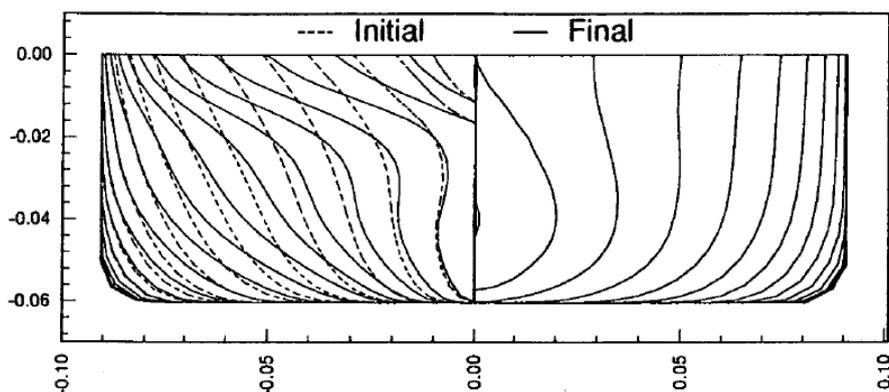
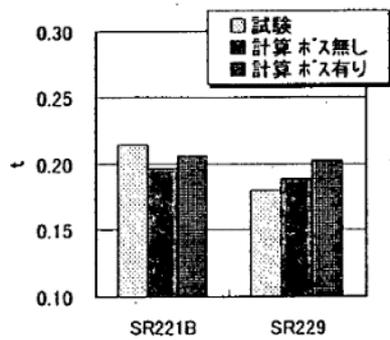
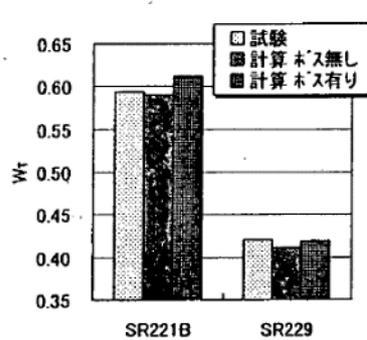


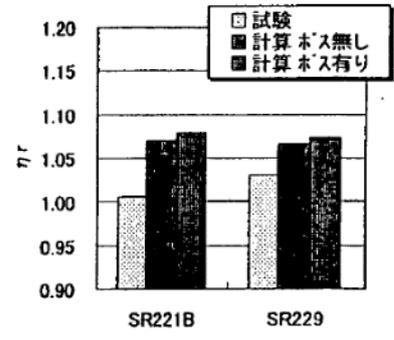
Fig. 2.4-5 SR221B 船型 (破線) と SR229 船型 (実線) ([34])



(a) 推力減少率



(b) 有効伴流率



(c) プロペラ効率比

Fig. 2.4-6 肥大船の自航要素(SR229 研究部会 [34])

計算 ボスなし：改良乱流モデル[BL (CF+PG)モデル]の適用

計算 ボスあり：改良乱流モデル適用に加え、プロペラボス・スタンチューブ影響の考慮

2.5 造波抵抗の推定

2.5.1 概要

2.5 節では、先駆的研究で開発された CFD による造波抵抗の計算精度や船型追随性について検討する。2.3.2 項で述べたグローバルな保存性を持つ擬似圧縮 Navier-Stokes 方程式ソルバー “NICE” は自由表面を平坦と仮定したいわゆるダブルモデルフローを対象に開発された。その後、同 Solver は、塩谷らによって自由表面波を考慮した計算法へと拡張された [23]。しかし、これまでのダブルモデルフローの計算と比べ数値安定性が悪化し、計算時間が大きく増大するという問題があった。その後、平田・日野によって自由表面流れを取り扱える高速 CFD Solver “NEPTUNE” [25] が開発された。本節では、この “NEPTUNE” [25] の概要を説明するとともに、同 Solver の計算精度を検証するために実施した実用コンテナ船周りの造波計算の結果、ならびに船首のフレームライン形状が異なるコンテナ船に対する船型追随性の検討結果について説明する。

2.5.2 “NEPTUNE”

“NEPTUNE”(NEwton-Relaxation Scheme for Pseudo-Compressibility Based Turbulent Navier-Stokes Equations)は、海上技術安全研究所の平田・日野 [25] によって開発された船体まわりの自由表面流れシミュレーションのための CFD Solver である。その計算法は、“NICE”の基本的な考え方が踏襲されつつ、新たに局所時間刻み法およびマルチグリッド法が適用され、“NICE”で課題とされていた計算の安定化・高速化が可能となっている [26]。マルチグリッド法は、Fig. 2.5-1 に示すように複数の粗密の異なる格子を交互に併用して解く手法で、非常に有効な収束加速法として知られている。自由表面流れの計算方法は界面追跡型と界面捕獲型から選択することができる。自航計算にも対応できるような無限翼数プロペラ理論に基づいた簡易プロペラモデルも組み込まれている。

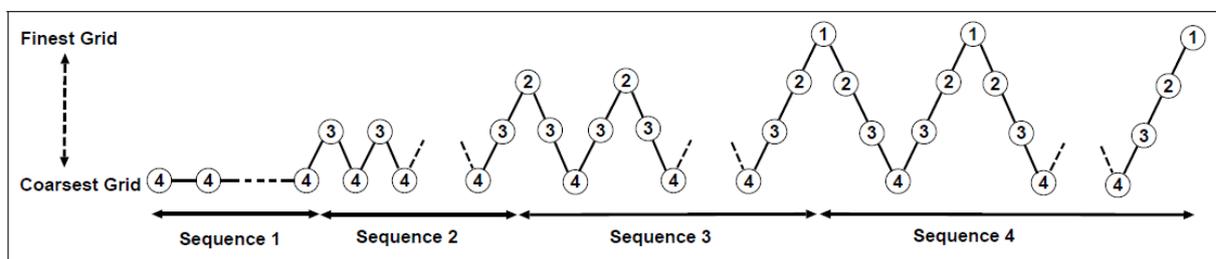


Fig. 2.5-1 マルチグリッド格子の計算法 [52]

- ①が最も密な格子。②は①の格子線を 1 本ごとに間引いて作成した一段粗い格子、
- ③は、②の格子線を 1 本ごとに間引いて作成したもう一段粗い格子。

計算時間の検討例として、SR196A タンカー船型($Re=1.96 \times 10^6$)のダブルモデルフローを対象に実施された船体抵抗値の収束状況が Fig. 2.5-2 のとおり示されている [34]。"NICE"では約 10 時間かかっていた計算時間が、"NEPTUNE"では 1 時間余りで収束している。すなわち、"NICE"に比較して 7~8 倍の高速化が可能となっている。

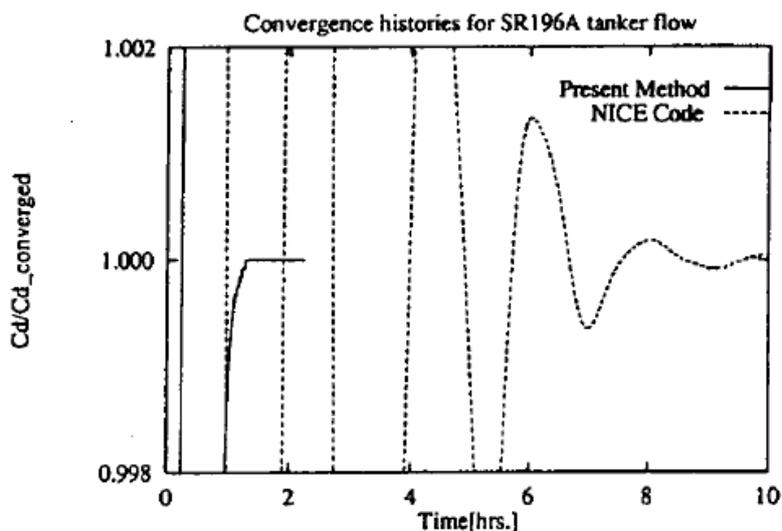


Fig. 2.5-2 CFD の高速化 [34]

2.5.3 造波抵抗の推定精度および船型追従性

本項では、"NEPTUNE"の波高分布、流場および船体抵抗の計算精度および船型追従性の検討結果を説明する。

まず、自由表面計算の精度を検証するため、Fig. 2.5-3 に示すコンテナ船（以下 Ship A と称す）を対象に造波計算を実施した [53]。また、検証データを取得のための水槽試験は、三菱重工業株式会社長崎研究所で実施した。格子点数は、長手方向 137 点、ガース方向に 37 点、半径方向に 69 点で、合計で約 35 万点である。Fig. 2.5-4 にフルード数 $Fn=0.254$ 、レイノルズ数 $Re = 1.54 \times 10^7$ における船体周りの波高分布を水槽試験結果と比較して示す。ここで、波高 h は船長で無次元化されている。船体まわりの波の山・谷のパターンやその位置が計算でも良く表現されていることが分かる。さらに、もう少し緻密な比較を行うため、Fig. 2.5-4 における $y=0.1$ および 0.3 の位置で長手方向に縦切りして求めた波高を Fig. 2.5-5 に示す。いずれの位置でも計算で得られた波の波高および位相は試験結果と良く一致していることが分かる。なお、船尾から後方の領域で波が減衰しているが、これは、この領域の格子サイズを拡大させたためである。なお、造波抵抗の推定精度の観点からは、この領域の波が減衰していても影響が少ないことから特に問題はない。

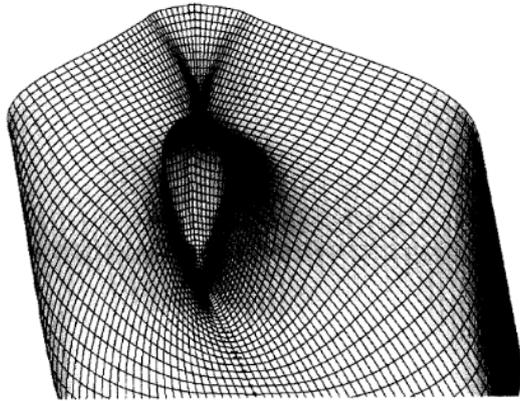


Fig. 2.5-3 コンテナ船 [53]

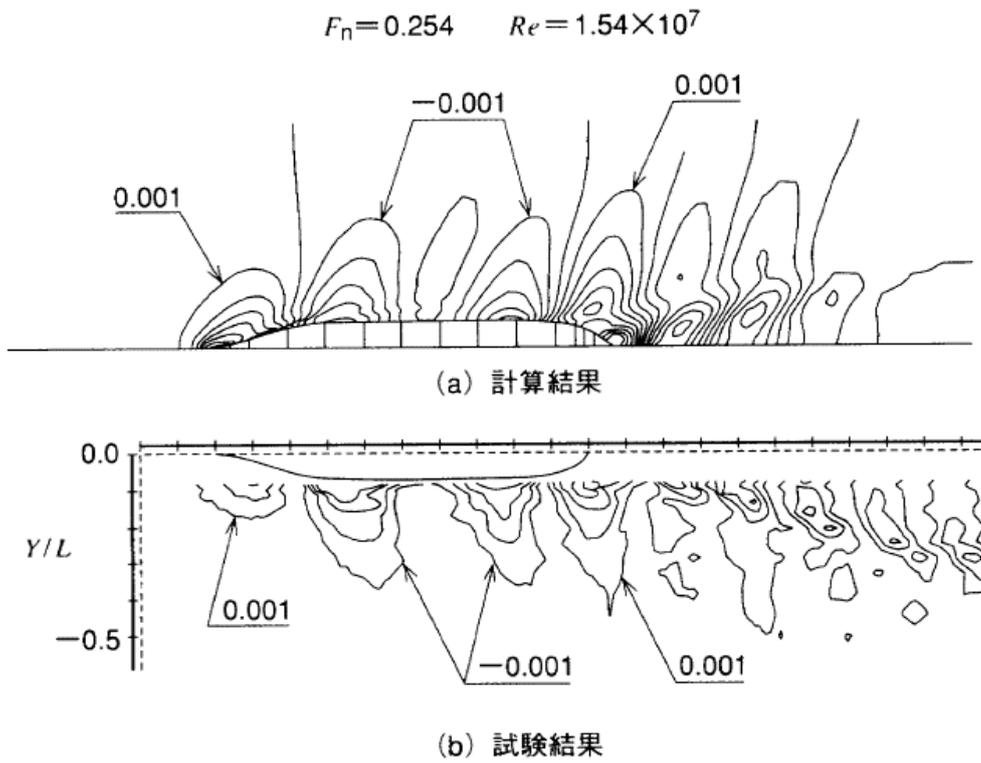


Fig. 2.5-4 波高 h の等値線の比較 ($F_n = 0.254, Re = 1.54 \times 10^7$) (石川、高田 [53])

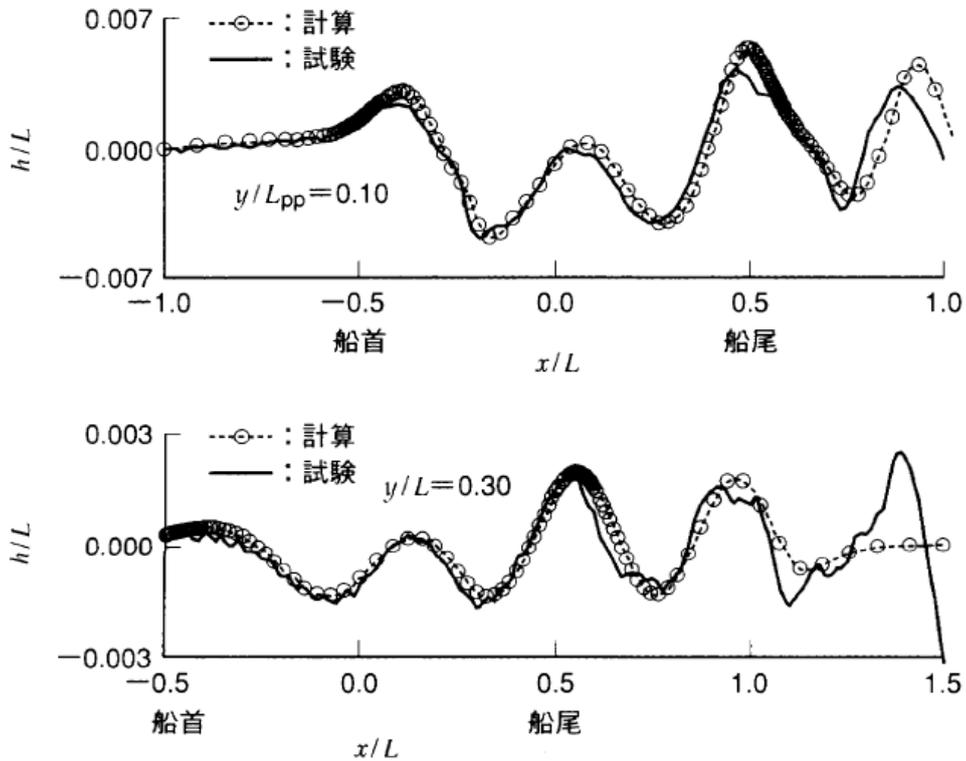


Fig. 2.5-5 縦切り波形の比較 (石川、高田 [53])

つづいて、抵抗係数の比較を Fig. 2.5-6 に示す。ここで、模型試験、CFD とともに、全抵抗係数、摩擦抵抗係数および造波抵抗係数は次式で定義される無次元値とした。

$$C_t = \frac{R_t}{\frac{1}{2}\rho U^2 \nabla^{2/3}}, \quad C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2}\rho U^2 \nabla^{2/3}}, \quad C_w = \frac{R_w}{\frac{1}{2}\rho U^2 \nabla^{2/3}} \quad (2.5-1)$$

ここで、

$$C_f = C_{fH} \frac{S}{\nabla^{2/3}} = \frac{0.066}{(\log Re - 2.03)^2} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}} \quad (2.5-2)$$

C_{fH} : Hughes による相当平板の摩擦抵抗係数

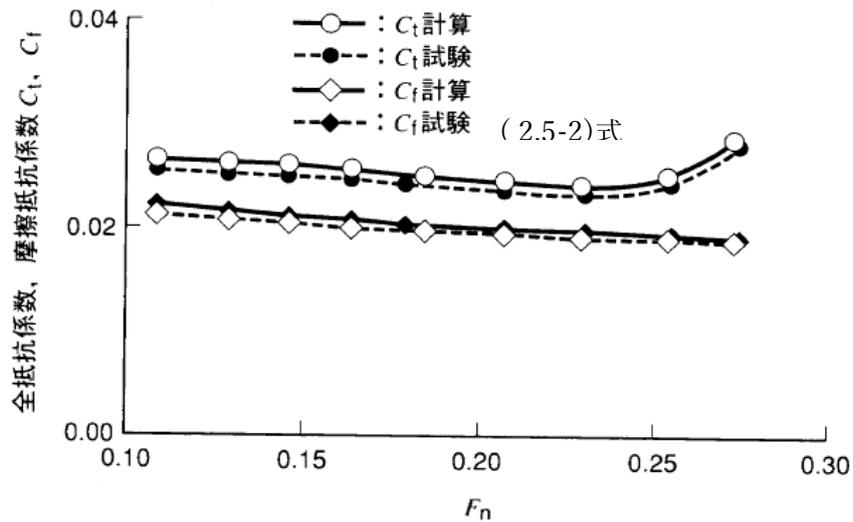
ρ : 流体密度、 U :船速、 ∇ : 排水容積、 S : 浸水面積

$$C_w = C_t - (1 + K) C_{fH} \frac{S}{\nabla^{2/3}} \quad (2.5-3)$$

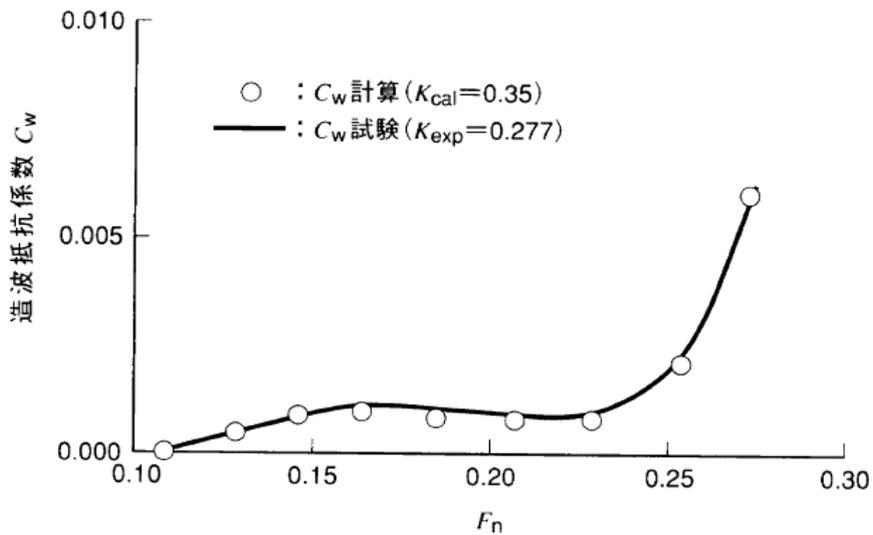
ここで、水槽試験結果から造波抵抗係数 C_w を導く際は、Hughes の方法 [54] にならい低速点で $C_w = 0$ と仮定して形状影響係数 $(1+K)$ を決定し、(2.5-3)式を用いて算出した。これに対し、CFD の結果から造波抵抗係数 C_w を算出する際は、ダブルモデルフローの計算で得

られた形状影響係数(1+K)を用いた。

各抵抗係数とフルード数の関係は、計算と試験結果でおおむね一致した。特に、フルード数の増加に伴う造波抵抗の変化の様子が定性的のみならず定量的にも試験結果と良く一致している。詳細に見ると、全抵抗係数の計算結果は試験結果よりもやや大きい。計算の形状影響係数(粘性抵抗)もやや過大となっているため、全抵抗から粘性抵抗を差し引くことで算定される造波抵抗は計算と試験で良く一致した。



(a) 全抵抗, 摩擦抵抗



(b) 造波抵抗

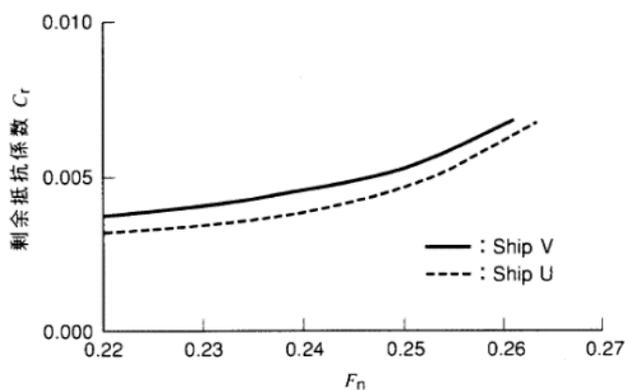
Fig. 2.5-6 コンテナ船の抵抗係数の比較 (石川、高田 [53])

次に、船型追隨性の検討として、主要目が同一で船首フレームライン形状が U 型および V 型と異なる 2 隻のコンテナ船の計算を実施した（以下 Ship U および Ship V と称す）。計算結果から (2.5-4) 式で定まる剰余抵抗係数 C_r を求めて Fig. 2.5-7 に示す。剰余抵抗係数は造波抵抗と粘性圧力抵抗の双方の抵抗成分が含まれる抵抗係数で、船舶の抵抗性能の優劣を評価する性能要素の一つである。したがって、これら 2 成分を同時に計算することができる本手法の計算精度を評価する上で好都合な係数である。なお、両コンテナ船型は低速での抵抗試験が実施されておらず、試験結果から造波抵抗を算定することができなかったことも剰余抵抗係数で計算精度の評価を実施した理由のひとつである。

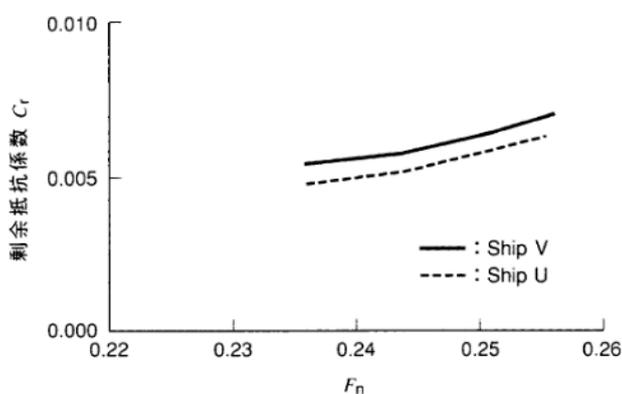
Fig. 2.5-7 に示すように、船首形状が V 型から U 型へ変わると剰余抵抗係数が減少するが、計算でもこの傾向を良く表現できている。すなわち、実用コンテナ船の船首形状の相違に対する追隨性についても検証された。

$$C_r = C_t - C_{f,PS} \quad (2.5-4)$$

$$C_{f,PS} = \frac{0.455}{(\log Re)^{2.58}} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}}$$



(a) 試験結果



(b) 計算結果

Fig. 2.5-7 コンテナ船の船首フレームラインと剰余抵抗係数 (石川、高田 [53])

2.6 結言

第2章では、先駆的な研究で開発された CFD Solver (“NICE”および“NEPTUNE”) の実用船型に対する計算精度、船型が変更された際の追従性などの確認を実施するとともに、計算精度不足に対する改良に取り組んだ。その結果、推進性能の評価、あるいはその改善のために重要となる形状影響係数、プロペラ面伴流分布、自航要素、造波抵抗について、いずれについても実際の船型設計の現場で性能改善を検討する上で必要な精度、すなわち異なる船型の推進性能の優劣についての判断に関しては十分適用可能であることが確認された。また、計算が高速化されており、計算時間も実用の範囲にあることが確認された。

一方で、定量的な精度については不十分な点も残されている。プロペラ面での伴流分布は船尾縦渦に起因する主流方向流速 u の等値線に表れるフック状のくびれ形状が表現できず試験結果との乖離が大きかった。乱流モデルの改良を検討したところ、船尾縦渦が強くなり伴流分布のフック形状が表現できるようになったが、定量的な精度については十分とはいえ、さらなる精度改善が必要である。自航計算においても、船尾形状の表現精度改善に関しさらなる改良が必要であることが分かった。詳細は以下の通りである。

(1) 形状影響係数およびプロペラ面伴流分布の推定

- “NICE”による水面を平坦と仮定したダブルモデルフロー計算を実用船型へ適用したところ、試験結果に近い形状影響係数が得られること、船型の違いに対する追従性も良いことが明らかとなった。
- しかし、プロペラ設計や推進効率の推定のためには極めて重要となる船尾のはく離渦流れ（船尾縦渦）は過少評価され、試験結果との乖離が大きいという課題も確認された。
- 乱流モデルの改良モデルによる船尾の粘性流れの計算精度改善を検討したところ、縦渦を伴うプロペラ面伴流分布のフック形状が得られるようになった。ただし、定量的な精度については、まだ十分とはいえ、改善が必要である。

(2) 自航要素の推定精度

- 自航要素の推定精度の改善のため、船尾流場の精度改善の観点からの改良乱流モデルの適用に加え、スタンチューブやプロペラボスといった船尾端の形状影響をより正しく考慮できる解強制置換法の導入を検討した。その結果、自航要素の計算精度が向上し船型追従性も確認され、プロペラボスおよびスタンチューブ領域への流れ込みが防止できるという観点からは妥当な結果が得られた。しかし、船尾形状の表現精度改善については、必ずしも自航要素の推定精度改善が得られておらず、さらなる改良が必要であることが分かった。

(3) 造波抵抗

- マルチグリッドおよび局所時間刻み法の導入で、7～8 倍の高速計算が可能となった”NEPTUNE”の実用性の評価を実施した。複数の実用コンテナ船を対象に造波計算をしたところ、船体周りの波高分布や流場ならびに造波抵抗が高精度で推定可能であること、船体形状の違いによる船体抵抗（剰余抵抗）の相違も精度良く推定することが可能であることが確認された。

第3章 実用船型の複雑形状に対応可能な CFD Solver

3.1 緒言

第2章で述べたとおり CFD Solver の進展は目覚ましく、推進性能の評価に重要な形状影響係数、プロペラ面伴流分布、自航要素、造波抵抗のいずれも実際の船型設計の現場で複数の候補船型の優劣を判断するに十分な推定精度を有していることが確認された。すなわち、実際の初期設計の現場で CFD を数値水槽として利用し、設計期間の短縮と低コスト化が可能であると考えられるようになってきた。しかしながら、上記計算法はいずれも船体周りに生成された単一の構造格子の使用が前提となっている。このため、形状の複雑な実用船型に対する適用性には限界があった。例えば、実用船型の船体形状の船尾形状は滑らかに閉じているわけではなく、ナックルしたトランサムスターンが用いられるのが一般的であるが、単一の構造格子でトランサムスターンを厳密に取り扱うことは困難で、現状ではその後方に仮想船体を追設するなどして格子生成が実施されている。さらには、双船尾船型などの特殊な形状を有する船型についても格子静止が困難であった。また、形状の複雑な舵、プロペラボス、スタンチューブ、さらには性能向上デバイスなどの取り扱いも極めて困難である。

このような背景のもと、複雑な形状を有する実用船型あるいは性能向上デバイス付船型の設計支援を目的として、マルチブロック格子法を適用した CFD Solver “FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System)”の開発が行われた(高田 [19]、高田、星野、石川、檜垣 [20])。なお、CFD Solver “FS-MINTS”のソースコードの開発は、共同研究者で文献 [19] および [20] の著者でもある高田氏および檜垣氏が担当した。著者は、研究の全体計画、開発した CFD Solver の計算精度の評価、実用船型の性能推定への適用性の検討などを実施した。

まず、3.2 節では開発された CFD Solver “FS-MINTS”の数値計算法の概要を説明する。続いて 3.3 節にて、三つの事例を用いて実施した同手法の実用船型の性能評価への適用性についての検討結果を説明する。まず、3.3.1 項にて、コンテナ船型 KCS のプロペラ作動・非作動状態の伴流分布の推定精度を検証する [20]。ただし、このケースは舵が装着されていない。続いて、3.3.2 項では、肥大船型を対象として実施した抵抗自航計算の計算精度を検討する。ここで、プロペラ直径を変更した場合の自航要素に与える影響についても併せて検討する。このケースは舵が装着されている [20]。最後に、3.3.3 項にて、形状がより複雑となる性能向上デバイスをプロペラ前方へ装着した状態への適用性について検討する(西垣、佐藤、石川 [55])。

3.2 “FS-MINTS”の概要

前述の“FS-MINTS”、は、その基本アルゴリズムに“NEPTUNE”と同種の手法を採用している。“FS-MINTS”の特徴は、より複雑な形状をしている実船を評価するためにマルチブロック格子法を導入したこと（高田 [19]）、また自航計算においてプロペラモデルにプロペラ形状の影響が考慮できる揚力面理論に基づくプロペラソルバー“UQCM” [56]を導入したことにある（高田、星野、石川、檜垣 [20]）。以下、その概要を説明する。

3.2.1 マルチブロック格子法の導入

複雑な形状を有する船体周りの流場解析にCFDを適用するのが困難である理由は、計算格子の作成が難しいためである。このような場合でも計算対象となる空間を適切な複数の領域に分割し、そのそれぞれについて格子作成ができれば格子生成が容易となる。例えば、Fig. 3.2-1 に示すように船体表面を三つのブロックに分割すると、トランサム面を含む船型の場合でも格子分割が容易となる。このような格子をマルチブロック格子と呼ぶ。このマルチブロック格子を用いれば、さらに形状が複雑でかつ推進性能に大きな影響を及ぼす舵、プロペラボス、スタンチューブならびに性能向上デバイスなどの評価も可能となる。このような背景のもと、マルチブロック格子法を適用した CFD Solver “FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System)”の開発が行われた（高田 [19]、高田、星野、石川、檜垣 [20]）。同 Solver では、支配方程式の離散化方法、数値解法などについては“NEPTUNE”と同様の手法が用いられている。マルチブロック格子法にはブロックとブロックの接続に関して連続性の高いものから、格子線の連続、格子点位置のみの連続、境界面の共有、格子相互の重なりを許すものなど、いくつかの種類がある。“FS-MINTS”では、格子点位置の連続条件までを課したマルチブロック格子法が採用された。これは、格子点位置の連続を条件として与えれば、ブロック間の情報交換において保存則を満足させることが容易となり、収束性や計算の安定性の確保が可能となると期待できるからである。このマルチブロック格子法は、共同研究者の高田氏が担当した。マルチブロック間の情報交換の詳細については同氏が執筆した文献 [19] に述べられている。

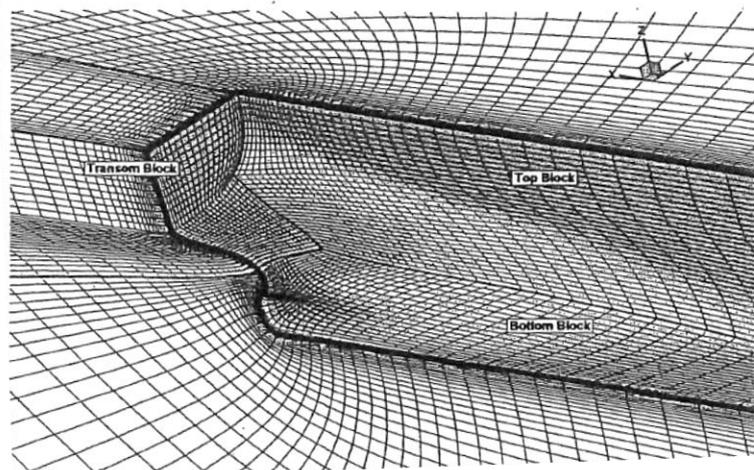


Fig. 3.2-1 マルチブロック格子 (3-ブロック、KCS コンテナ船) (高田 [19])

3.2.2 “UQCM”プロペラモデル

“NICE”の自航計算法のプロペラモデルには、2.4.2 項で説明したとおり山崎、中武らの無限翼数プロペラ理論 [49] が採用されている。すなわち、プロペラを円盤で置き換え同円盤上にプロペラ力（推力成分と旋回力成分）を分布させるモデルである。これに対し、本研究では、その形状を扱うことが可能な“UQCM”(Unsteady Quasi-continuous Method)をプロペラモデルに採用した。“UQCM”はポテンシャル流中にある揚力面の計算手法の一種である QCM を星野が非定常プロペラ問題に拡張した手法である [56]。Fig. 3.2-2 に示すようなプロペラ形状を表す揚力面モデルを使用することで、不均一な流れの中を回転するプロペラに作用する流体力を高精度で推定することが可能である。

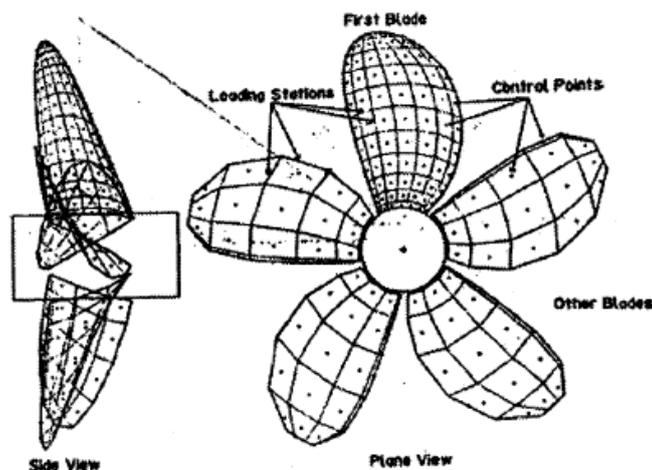


Fig. 3.2-2 プロペラ表面パネル分割 (“UQCM”計算) (高田、星野、石川、檜垣 [20])

3.2.3 自航計算法

自航計算法は、2.4.2 項の方法と同じく船体周りの流場を評価する CFD に”UQCM”で定まるプロペラ力を体積力としてカップリングする方法を採用した（高田、星野、石川、檜垣 [20]）。ここで、プロペラ影響は、プロペラが回転する時々刻々の流場の変化を追うのではなく、プロペラが一定回転しているときの平均流場を対象とする。自航性能の推定にはこれで十分である。具体的な計算手順は以下のとおりである。

- 1) CFD Solver のある計算ステップにおける流場からプロペラへ流入する流場を補間して求める。
- 2) 上記流入速度分布(インフローパネル、定義は後述)からプロペラによる誘導速度(“UQCM”の1ステップ前の計算で求めておく)を差し引いた流速分布を流入条件として”UQCM”によるプロペラ計算を行う。
- 3) プロペラが1回転するときプロペラ面(ボディフォースパネル、定義は後述)内の各点に作用する流体力の平均値を求め、体積力(ボディフォース)として CFD Solver の計算格子の対応する各セルに分布させる。
- 4) CFD Solver で、得られた体積力分布を考慮した計算を実施して流場を求め、1)に戻る。

1) ~4) を繰り返すことによってプロペラが一定回転中の平均流場が得られる。ここで、ボディフォースパネル(BFP)とインフローパネル(IFP)について説明する。BFP とは、プロペラブレードの各半径位置の(前縁から)1/4 弦長点を半径方向に結んだ曲線をプロペラ軸周りに1回転して生成される面をパネル分割したものである。パネル分割図を Fig. 3.2-3 に示す。半径方向の分割はブレードの”UQCM”における半径方向分割(Fig. 3.2-2)と同一であり、周方向の分割数は $2\pi/\Delta\theta$ である。 $\Delta\theta$ は”UQCM”計算における回転角刻みである。この BFP 上で、プロペラが1回転するときの流体に与える推力および旋回力の分布が QCM を用いて計算される。IFP は BFP をプロペラ軸に沿って Δx_f だけ前方に移動した面である。通常、 $\Delta x_f = 0.2R$ (R =プロペラ半径)としている。CFD で計算される船尾流場から、QCM の入力データとして用いる流入流速をこの IFP 上で補間して求める。なお、この補間された流場はプロペラによる誘導速度が含まれているので、これを差し引いて流入流場を求める。BFP と IFP の CFD Solver 座標系(計算格子)への配置状況を Fig. 3.2-4 に示す。

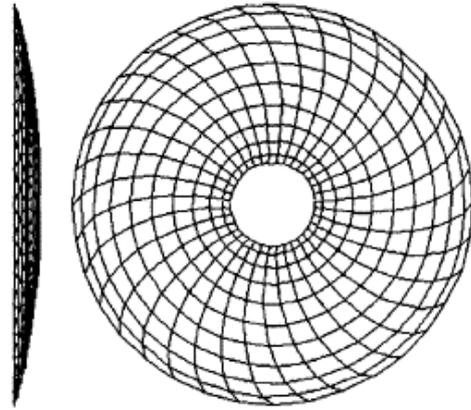


Fig. 3.2-3 ボディフォースパネル (BFP) (高田、星野、石川、檜垣 [20])

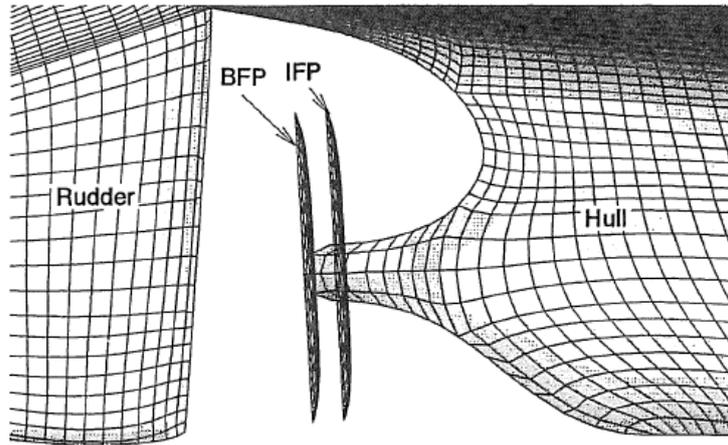


Fig. 3.2-4 ボディフォースパネル(BFP)とインフローパネル(IPF)
(高田、星野、石川、檜垣 [20])

3.3 計算結果と考察

3.3.1 プロペラ作動・非作動状態の船尾流場の推定精度

はじめに、プロペラ作動・非作動状態の船尾近傍詳細流場の推定精度について検証する。対象船型は、Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering (KRISO)にて計画された Fig. 3.3-1 に示す 3600TEU コンテナ船型“KCS”とした。本船型については同所および海上技術安全研究所で水槽試験 [57] が実施され、プロペラ作動・非作動状態の伴流計測が公開されている。水槽試験で用いられた模型船の要目および試験条件を Table 3.3-1 に示す。なお、伴流計測時には舵は装着されていない。

計算対象は船体のみとし、直進曳航状態及びプロペラ作動状態の造波流場計算を実施している。乱流モデルには両ケースとも改良 BL モデルを使用している。計算格子は片舷で約 40 万格子点とした。

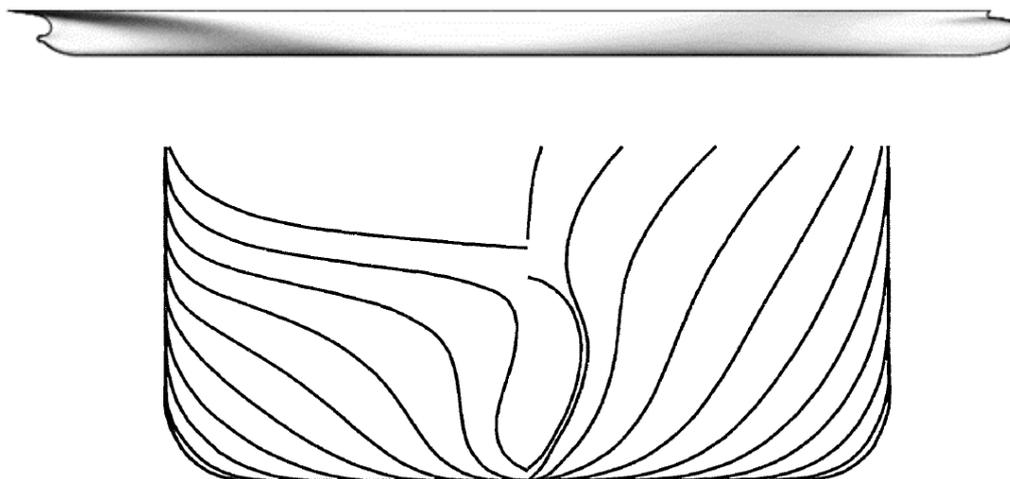


Fig. 3.3-1 3600TEU 型コンテナ船“KCS” [57]

$$L_{pp} \times B \times d = 230m \times 32.2m \times 10.8m$$

Table 3.3-1 コンテナ船“KCS”の水槽試験の条件 [57]

| Model | KCS |
|--------------|-------------------|
| L_{pp} (m) | 7.2786 |
| Fn | 0.26 |
| Re | 1.4×10^7 |
| D_p (m) | 0.25 |
| np(rps) | 9.5 |

プロペラ後流位置での流場推定精度の検証を行う。Fig. 3.3-2、Fig. 3.3-3 にそれぞれプロペラ非作動・作動時のプロペラ後方の横断面内における流速分布を示す。プロペラ非作動・作動ともに、計算による軸方向流速分布およびクロスフローは試験結果と良好に一致している。同面内における $z/L = -0.03$ の線上における船速 U で無次元化した流速 3 成分 (u, v, w) を Fig. 3.3-4 に示す。プロペラ非作動時の計算結果は試験結果とほぼ一致している。プロペラ作動時はプロペラセンター付近 ($y/L=0$) で試験結果と相違が現れている。これは、計算においてプロペラボスの回転の影響が考慮されていないことが一因と考えられる。Fig. 3.3-3 を見ると、中心付近における回転流が計算では小さく推定されていることが分かる。

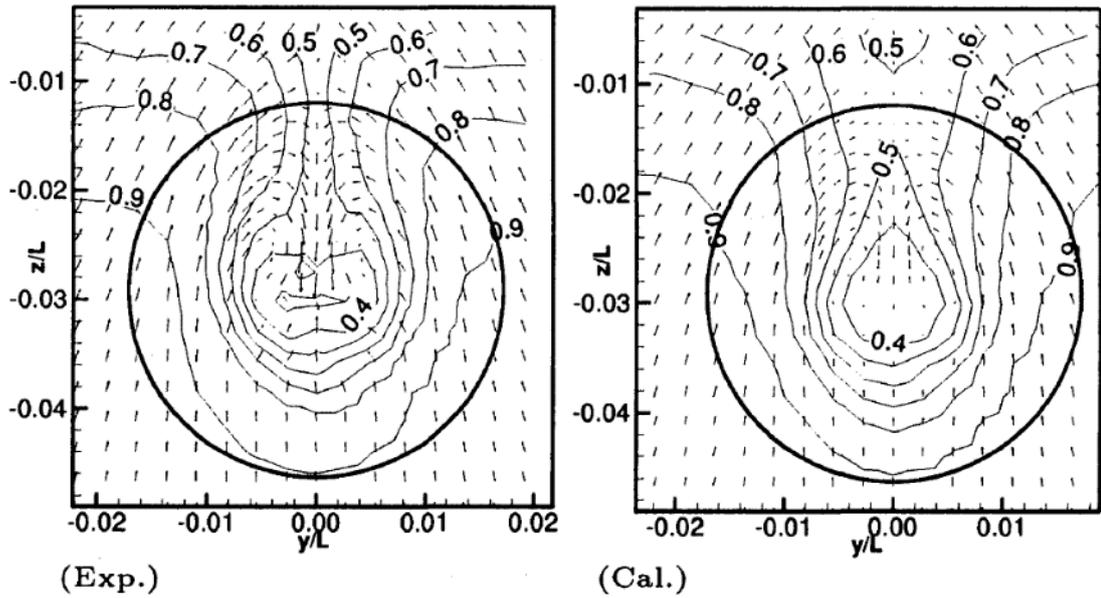


Fig. 3.3-2 プロペラ後方横断面における流速分布 (左：試験結果、右：計算結果)
 [プロペラなし、 $x/L=0.4911$ 、 $Fn=0.26$ 、 $Re=1.4 \times 10^7$] (高田、星野、石川、檜垣 [20])

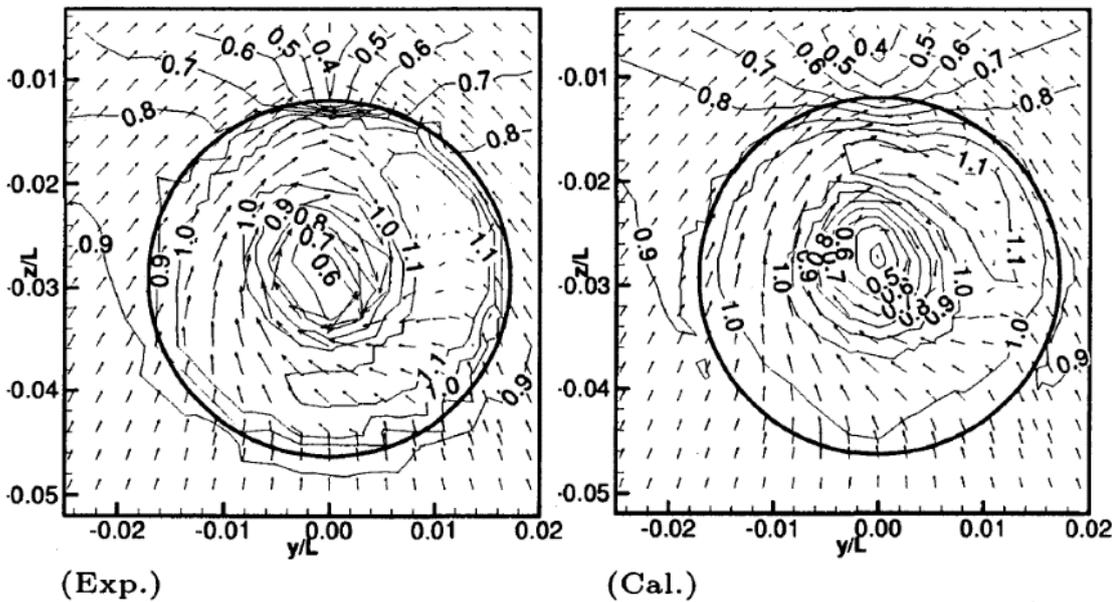


Fig. 3.3-3 プロペラ後方横断面における流速分布 (左：試験結果、右：計算結果)
 [プロペラあり、 $x/L=0.4911$ 、 $Fn=0.26$ 、 $Re=1.4 \times 10^7$] (高田、星野、石川、檜垣 [20])

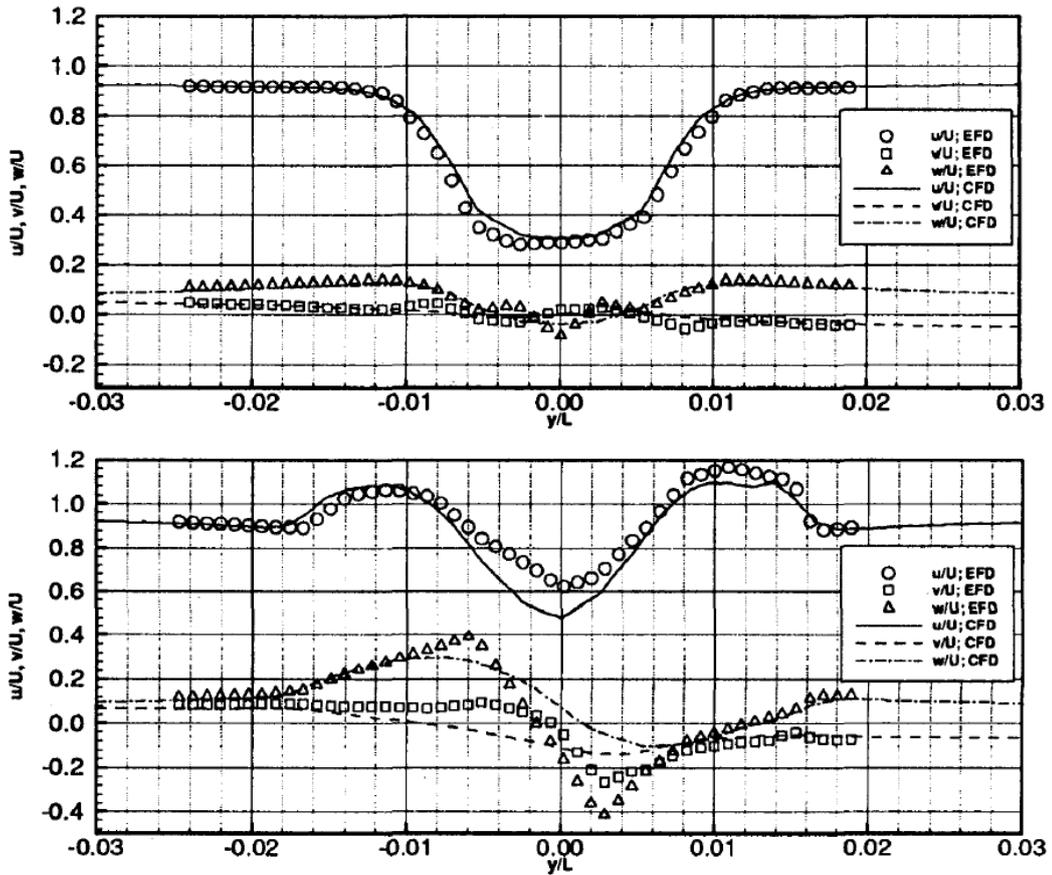


Fig. 3.3-4 プロペラ後方の横断面 ($x/L = 0.4911$, $z/L = -0.03$)における流速成分
 上段：プロペラなし、下段：プロペラあり（高田、星野、石川、檜垣 [20]）

3.3.2 肥大船の自航要素の推定精度

本項では、自航要素の推定精度について検証する。自航性能が全体性能に占める割合の大きな低速肥大船型を対象とすることにした。供試船型は船長 7.3m の大型模型を用いて三菱重工業株式会社の長崎研究所にて水槽試験が実施されている肥大船型とし、4 船速(フルード数=0.16, 0.18, 0.20, 0.22)について抵抗・自航計算を実施した。なお、自航要素に与えるプロペラ直径の影響についても調査するため、フルード数 0.18 のケースについては、プロペラ直径が 240mm(Prop-A)と 250mm(Prop-B)と異なる 2 種類の計算を行った。自航状態の計算において航走姿勢は抵抗試験結果と同様とした。また、プロペラ回転数は Prop-A および B ともに自航試験結果を採用している。計算に使用した 船尾近傍の格子を Fig. 3.3-5 に示す。舵、スタンチューブ、プロペラボスの形状を反映した計算格子となっている。

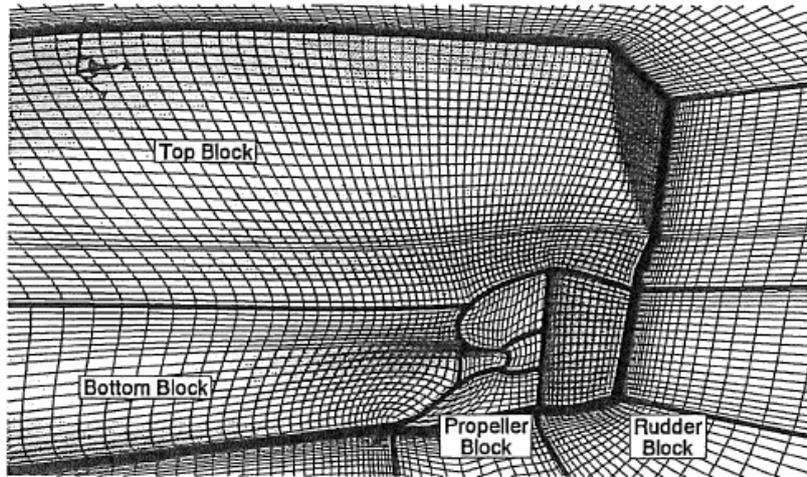


Fig. 3.3-5 肥大船船尾のマルチブロック格子 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

Fig. 3.3-6 に曳航計算から得られる剰余抵抗係数の計算結果と試験結果の比較を示す。計算は船速による抵抗の変化を良好に推定しており、何れの船速でも 5%以内の差となっている。

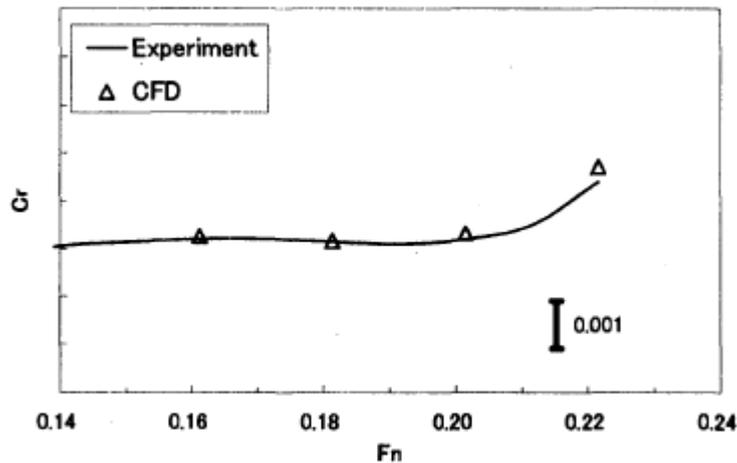


Fig. 3.3-6 剰余抵抗係数 C_r (高田、星野、石川、檜垣 [20])

Fig. 3.3-7、Fig. 3.3-8 および Fig. 3.3-9 に自航要素 (t, w_T, η_r) の比較を示す。なお、有効伴流率 w_T およびプロペラ効率比 η_r の算出に必要なプロペラ単独特性は”UQCM”で別途計算した。 w_T は推力一致法によるものである。自航要素の計算結果は良好に試験結果と一致しており推定誤差は何れも 10%以内となっている。

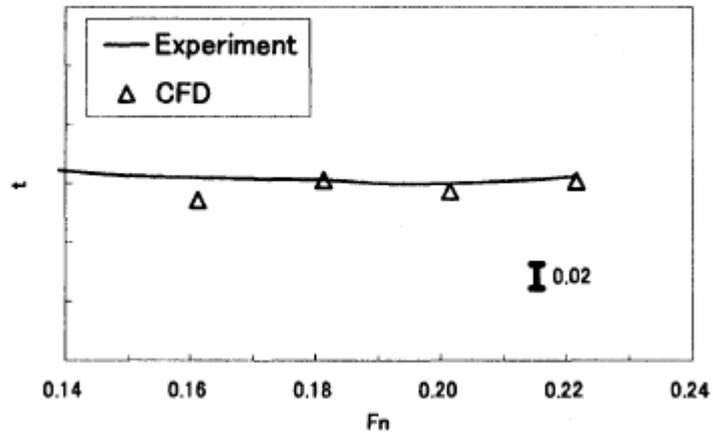


Fig. 3.3-7 推力減少率 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

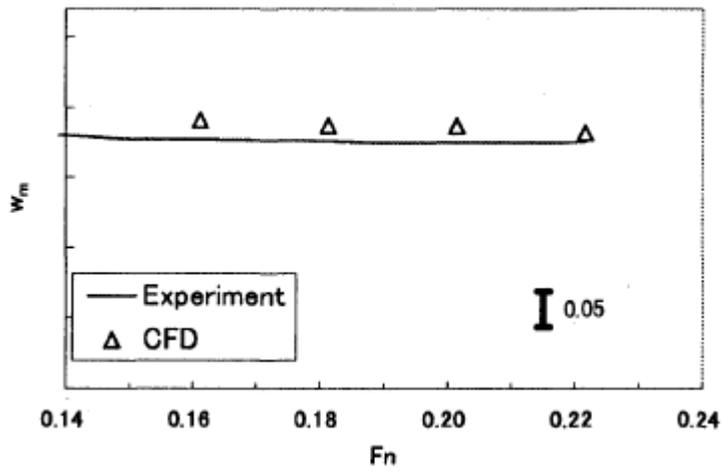


Fig. 3.3-8 有効伴流率 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

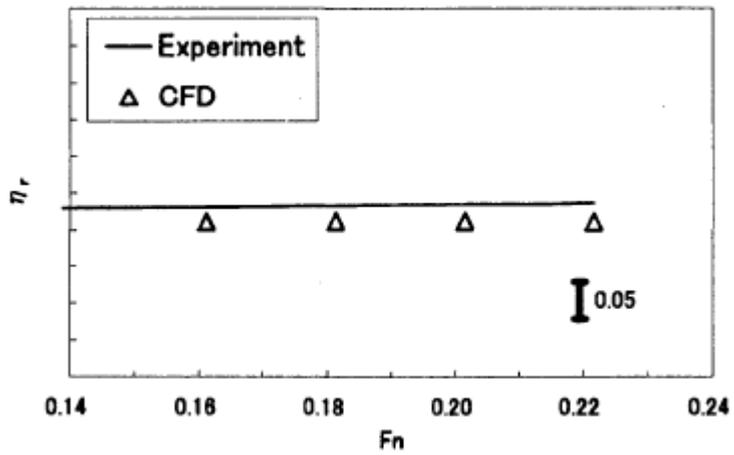


Fig. 3.3-9 プロペラ効率比 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

次に、大直径プロペラの Prop-B について計算を行い自航要素に与える影響について調査した。 (t, w_T, η_r) について、Prop-A の試験結果との比を Fig. 3.3-10、Fig. 3.3-11 および Fig. 3.3-12 に示す。プロペラの相違について分析すると、 t の推定値は大直径プロペラ (Prop-B) の方が若干小さくなっている。 w_T も大直径プロペラの方が試験結果、計算結果ともに小さくなっている。 w_T の計算結果は全体的に高めとなっているが、プロペラ差については概ね試験結果と一致している。 η_r については試験、計算結果ともに直径による差は見られない。

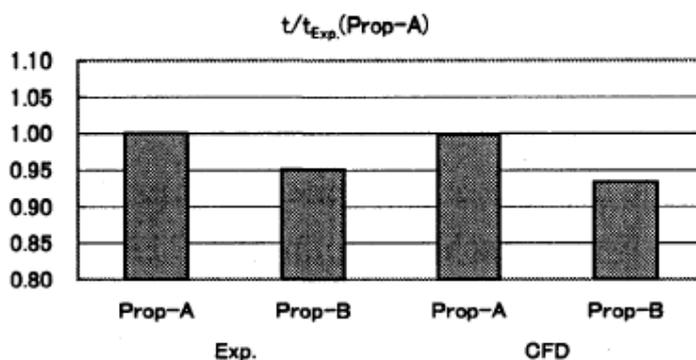


Fig. 3.3-10 推力減少率に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

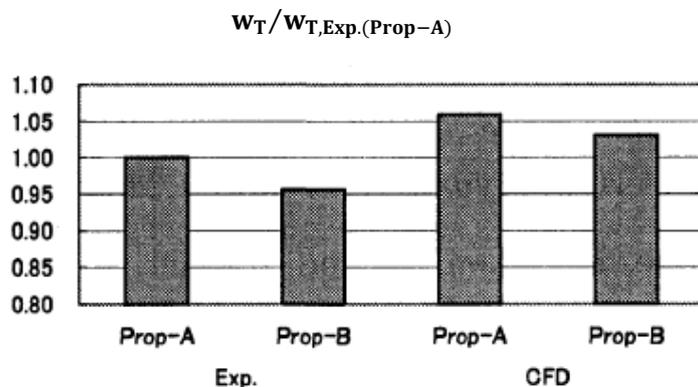


Fig. 3.3-11 有効伴流率に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

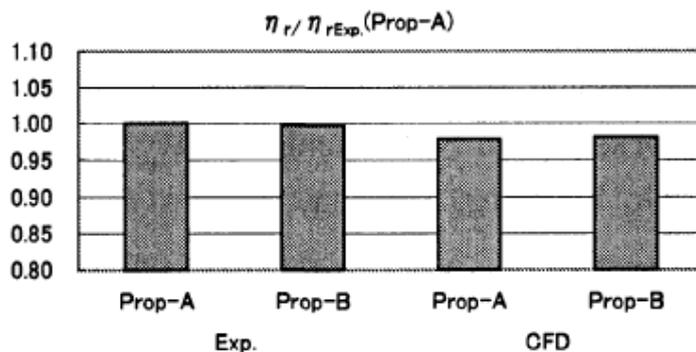


Fig. 3.3-12 プロペラ効率比に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

Fig. 3.3-13 にプロペラへの流入速度の分布図を示す。これは、IFP 面の流速分布から、“UQCM”で求まる同位置における誘導速度分布を差し引いたものである。自航計算においてはこの流入速度分布を基に“UQCM”によるプロペラ計算が行われる。直径の異なる両プロペラの流入速度の分布パターンは概ね一致している。このため、直径の違いによって有効伴流率 w_T に相違が現れるものと考えられる。定量的に評価するために、軸方向流速分布から面積加重平均によって求められる公称伴流率 ($w_{x\text{mean}}$) と w_T との比較を Fig. 3.3-14 に示す。($w_{x\text{mean}}$) と w_T はほぼ一致している。 w_T が流速分布から直接算出されたものではないにもかかわらず、プロペラへの流入場の特徴を正しく表していることが分かる。また、従来からプロペラ直径を大きくすると伴流域が拡大するため w_T が小さくなるとの見解があったが、流場の分析からも裏付けられたといえる。

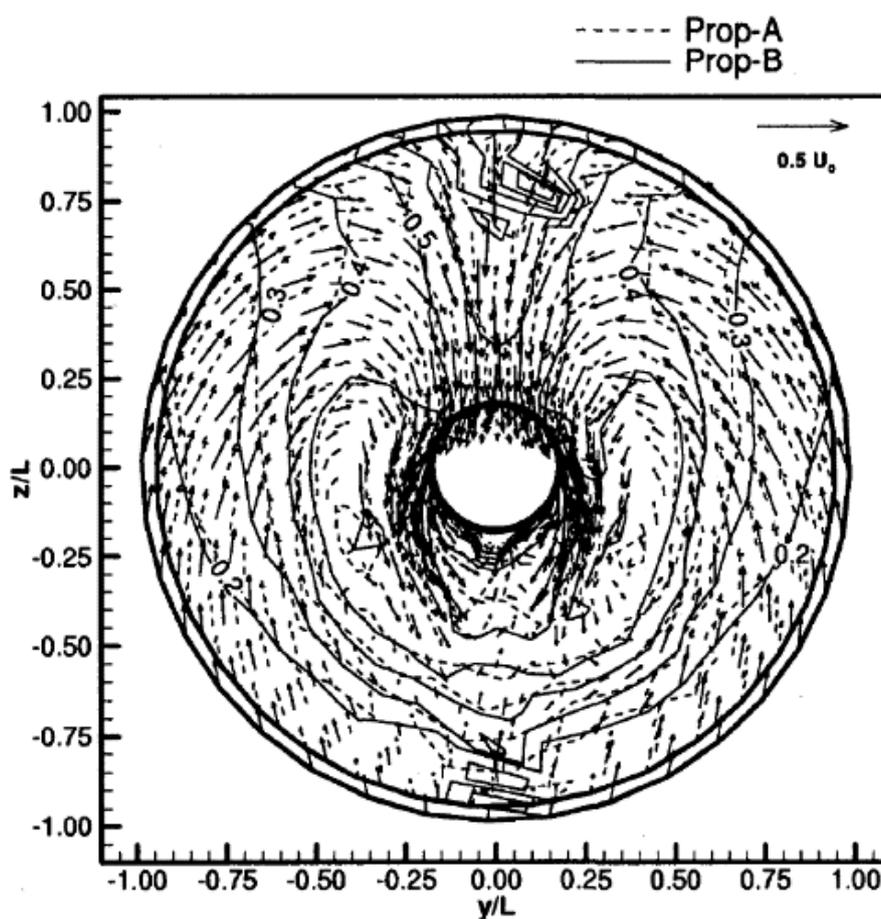


Fig. 3.3-13 プロペラ流入速度へのプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20])

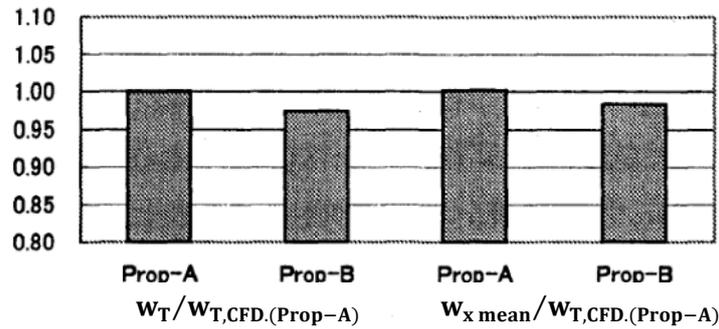


Fig. 3.3-14 有効伴流率と公称伴流率（高田、星野、石川、檜垣 [20]）

3.3.3 性能向上デバイスの評価

マルチブロック格子法を用いると、船尾の複雑形状を正確に表現した CFD 計算を行うことが可能である。例えば性能向上デバイスの一つであるリアクションフィン（Reaction Fin）は、プロペラ前方に設置され、回転流を回収して推進効率の向上を図る装置であるが、このような複雑な形状に対してもマルチブロック格子法を用いることで、Fig. 3.3-15 のようにその形状や取り付け角を正確に考慮した格子を作成することが可能である [55]。Fig. 3.3-16 に、フィン有りおよびなしの場合にプロペラ面に入る流れの計算結果を示す。フィンによって、プロペラ回転方向と逆方向の流れが作られていることが分かる。さらに、必要馬力を Fig. 3.3-17 に比較して示す。リアクションフィンを装着することで推進馬力が低減する様子が計算でも表現されている。ただし、水槽試験結果の馬力低減は、ごくわずかな量にとどまっており、定量的な計算精度については課題を残した。

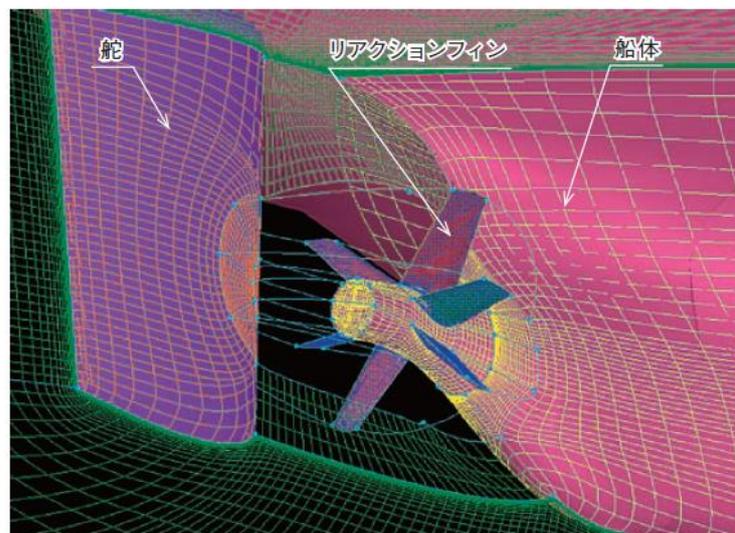


Fig. 3.3-15 リアクションフィン付き計算格子（西垣、佐藤、石川 [55]）

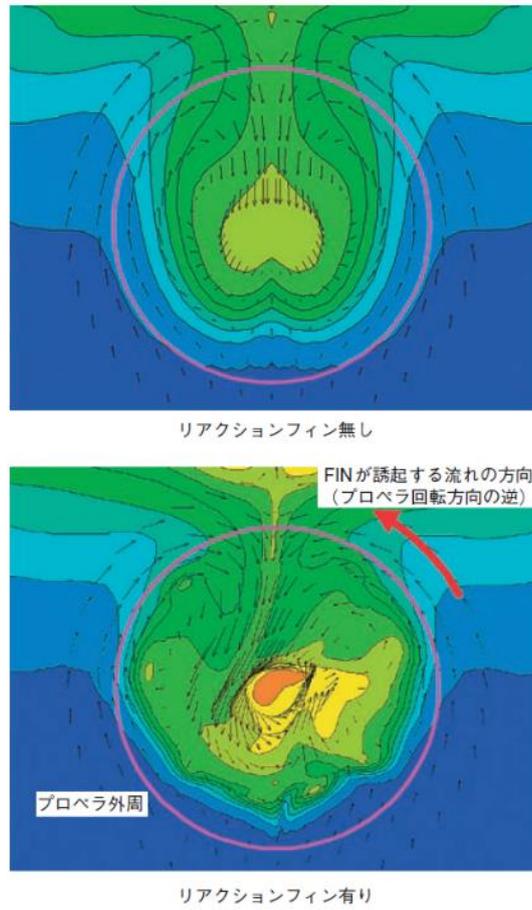


Fig. 3.3-16 リアクションフィン有無によるプロペラ流入流場の違い (西垣、佐藤、石川 [55])

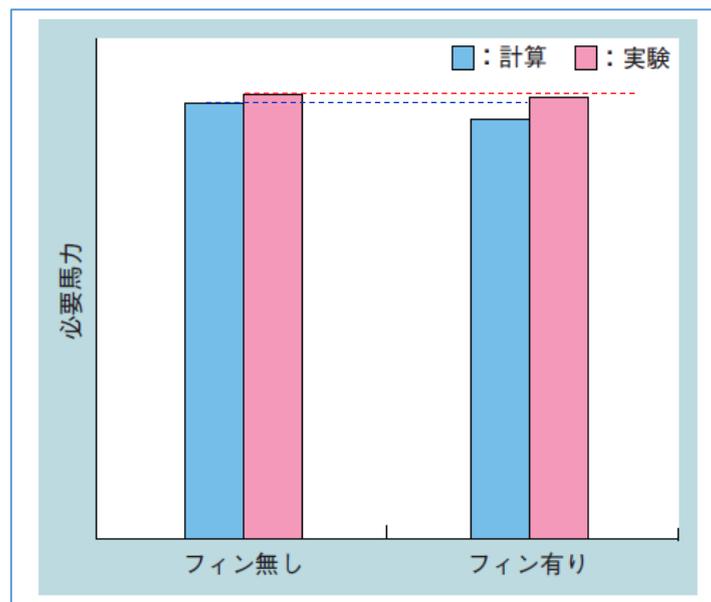


Fig. 3.3-17 リアクションフィンと必要馬力 (西垣、佐藤、石川 [55])

3.4 結言

第2章において、先駆的な研究で開発された CFD Solver は実用船型の性能評価に十分なものとなっていることが分かった。しかし、これらの Solver は、トランサム船尾、舵、プロペラボスとスタンチューブ、性能向上デバイスなど、複雑な形状を伴う実用船型への適用が難しかった。そこで、第3章では、これら複雑な形状を有する実用船型の計算を可能とするために、共同研究者によって新たに開発されたマルチブロック格子法とプロペラソルバー“UQCM”とを統合した新しい CFD Solver “FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System)”の実用船型への適用性の検討を行った（高田 [19]、高田、星野、石川、檜垣 [20]）。その結果をまとめると以下の通りである。

- ・ コンテナ船型に適用した結果、自航性能に密接に関係するプロペラ近傍流場を高精度に推定できた。
- ・ 肥大船型および痩せ型船に適用した結果、抵抗のみならず自航要素についても良好な精度で推定できた。
- ・ プロペラ近傍の流場の推定精度が改善され、プロペラ直径の違いによる有効伴流係数 w_T の違いの推定も可能である。
- ・ リアクションフィンなど、さらに形状が複雑な性能向上デバイスの設計支援にも適用可能であることが確認された。
- ・ これらにより、本手法は複雑な形状を有する実用船型の推進性能が評価可能な有効な計算法であることが確認された。
- ・ 上記の自航計算は、いずれもプロペラの回転数は、水槽試験の自航点の回転数に固定して実施した。今後は、さらに本手法を船型設計に有効に活用していくために、プロペラ回転数を調整し、自動的に自航点を探索するような機能を追加する必要がある。

第4章 船型設計への適用

4.1 緒言

これまでの船型設計法では、蓄積された船型に関するデータベースから設計する船型と主要目が類似な船型を Type Ship として抽出し、この Type Ship をベースに本船の仕様に合致するように船型を修正した上で水槽試験を繰り返しながら試行錯誤的な手法で性能改善を進めていく方法が取られてきた。従来から行われてきたこのような水槽試験を中心とした船型設計法は時間と費用がかかるだけでなく、抵抗値、プロペラ推力およびトルクなどの積分量が得られるだけであるため、どこが改善のポイントなのか判然とせず性能改善のための情報量が限られていた。それにも関わらずこのような手法が採用されてきたのは、これまでの理論計算法では粘性抵抗や自航要素など粘性影響を強く受ける性能要素の推定が難しく、このため全体性能の予測精度が不十分で実効性のある船型改善策の案出が難しかったためである。

これに対し、第 2 章および第 3 章でも説明したとおり、近年のコンピュータ能力の発展とあいまって CFD 技術も飛躍的に向上し、これまで困難とされてきた粘性を伴う流体现象についても十分な精度が推定可能となってきた。したがって、この CFD を活用した設計支援システムが実用化されれば、CFD で得られる船体周囲の流れや圧力場についての詳細な情報を活用した流体力学的な根拠に基づいたより合理的な船型設計が迅速に実施可能となると期待された。すなわち、「船体のどこから、どのような抵抗が増加しているのか？ またその改良のポイントは何か？」などの設計者が欲しい情報を短時間で把握することが可能となると期待された。

そこで、本研究では、このような CFD を援用した船型設計を実現するために、CFD に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD と並列計算技術を統合した新しい船型設計支援システムを開発した。その概要は 4.2 節で説明する。ここでは、本船型設計支援システムの中核となる船型最適化の手法に採用した「逆問題解法」と「順問題解法」について簡単に説明する。

1) 「逆問題解法による船型最適化」

CFD に最適化手法を組み合わせることによって、ある制約条件下で目的関数（例えば所要馬力、あるいは船体抵抗など）が最小となる最適船型を自動的に探索することが可能となる。与られた船型に対する性能を CFD で推定する問題を「順問題解法」と呼ぶことにすれば、最適な性能を示す船型が解として得られるこの手法は「逆問題解法」ということができる。

2) 「順問題解法による船型最適化」

設計者が CAD 上で船型を設計し、同船型に対する CFD 計算を実施して得られた流場などの計算結果を踏まえて再び CAD 上で次の船型を設計するというサイクルを繰

り返して船型最適化を進める手法である。本船型設計支援システムでは、この「順問題解法」をより効率的に行うために、初期船型をベースにその形状を系統的に変更したシリーズ船型を自動生成する機能を追加した。これにより、設計者は、シリーズ船型の評価結果も参照しながら、次の検討サイクルの船型を決定することができる。

これら船型最適化手法のうち、「逆問題解法による船型最適化」は 4.3 節で説明する。本手法は、これまで設計者の判断に依存していた船型設計をコンピュータの最適化技術に置き換える手法といえる。なお、この手法は（社）日本造船工業会の共同研究である「STEP を装備した数値流体解析による船型最適化システムの構築」[58]（以下、“船型最適化の共同研究”と称する）で検討された手法で、船型最適化法そのものは日野 [59]により開発された。著者は、同共同研究において、船型最適化システムの実用性評価を担当した。この船型最適化システムの概要を 4.3.2 項に示す。また、4.3.3 項では、上記共同研究において著者が実際に検討した実用タンカー船型の粘性抵抗最小化の例をその報告書 [58]に掲載されている図面を引用しながら説明する。加えて、同検討から明らかとなった課題についても併せて説明する。

次に、4.4 節で「順問題解法による船型最適化」を説明する。4.3 節で説明した「逆問題解法による船型最適化」は改良船型の設計をコンピュータが進める方法であったのに対し、本手法は CFD の結果を参照しながら設計者が主体となって改良船型の設計を進める手法である。加えて、本設計支援システムでは、設計者が作成した初期船型をベースに系統的に形状を変更した船型を自動生成する機能を付加した。これらシリーズ船型に対する CFD 結果は「性能マップ」として整理され、設計者の船型最適化の判断を参考データとして活用される。その具体例としてシリーズ 60 船型を対象に船首バルブと C_p カーブの最適化の例を 4.4.3 項で説明する。

最後に、性能向上デバイスの一つである船体に取り付ける FIN 型の性能向上デバイス（船体 FIN）の最適配置設計法の検討例を 4.5 節に示す。このようなデバイスの省エネ効果の流体力学的なメカニズムは十分な説明がなされていないものが多い。そこで、本節では、流体力学的な根拠に基づいたより合理的な船型設計の一例として、船体 FIN の配置によって船尾流場と省エネ効果の関係がどのように変化するかを CFD で評価し、船体 FIN によるどのような流場コントロールが推進性能改善に効果的であるかを明らかにした。

4.2 船型設計支援システム

4.2.1 船型設計支援システムの概要

近年、CFD を用いることでこれまで困難とされてきた船体周りの粘性流場に関しても実用上十分な精度での推定が可能となり、船舶の初期設計のステージにおいて推進性能の評価にも活用されるようになってきた。一方、船型設計用の CAD 技術も整備され、船体形状の生成・変更が短時間で実現可能となってきた。さらに、並列計算機が整備され大量の計算を効率的に実施できる環境も整いつつある。そこで、本研究では、CFD に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD ならびに並列計算技術との連携を図ることで、“流体力学的な根拠を持ったより合理的な設計”を実現する設計支援システムの開発を目指すこととした。本項ではその概要を説明する。

Fig. 4.2-1 に本研究で作成した船型設計支援システムのイメージを示す。その中核は、既存の船型設計 CAD システムである。これを支援する各種データベースとしてラインズ（船体形状を表す「線図」）、水槽試験、建造船試運転結果などのデータベースもすでに整備されている。本研究では、この既存のシステムに、新たに構築した CFD を用いた船型最適化機能を連携させたシステムとした。設計者は、要求仕様に基づき初期計画としてデータベースから適切な母船型を抽出し、これを元に船型 CAD を用いて船型の初期設計を行う。続いて、CFD 船型最適化のモジュールの「逆問題解法」あるいは「順問題解法」を用いて最適形状の探索を試みる（「逆問題解法」、「順問題解法」については、それぞれ 4.3 節および 4.4 節で詳述する）。設計者は、CFD 船型最適化の評価結果を参考にしながら、次の設計サイクルにおける初期船型の設計を行う。このようなサイクルを繰り返し行うことで採用船型の設計を進めていくことになる。なお、CFD の結果もデータベースに保管し、水槽試験や建造船試運転結果との相関などを整理することで CFD による性能評価の精度向上を図っている。このような設計支援システムを活用することで、これまでの水槽試験を用いた船型設計に比べて短時間でより多数の候補船型からの性能の優れた船型を効率的に抽出することが可能となり、船型開発期間の大幅に短縮されると期待される。

なお、上述のとおり、船型最適化手法は 4.1 節でその概要を簡単に説明した「逆問題解法による船型最適化」と「順問題解法による船型最適化」を併用するシステムとした。これは、それぞれの手法には以下のようなデメリットがあり、現状では、順問題解法で概略形状を決め、必要に応じて逆問題解法を組み合わせるといった運用形態が実用的であると考えたためである。

1) 「逆問題解法による船型最適化」のデメリット

現状の手法を用いてより自由度の高い形状変更を許容する形状最適化を実施すると、性能改善量がかえって減少してしまう、あるいは船体表面形状の凹凸が大きくなり実用的な形状とはならないなどの問題が発生することがある。詳細は、4.3 章で説明する。

2) 「順問題解法による船型最適化」のデメリット

形状変更関数を用いて系統的に形状を自動変形したシリーズ船型の計算を参照しながら最適化の戦略を検討することができるが、形状パラメータの数を増大させるとシリーズ船型の数が指数関数的に増大するため多くの形状パラメータの影響を同時に調査するのは困難である。

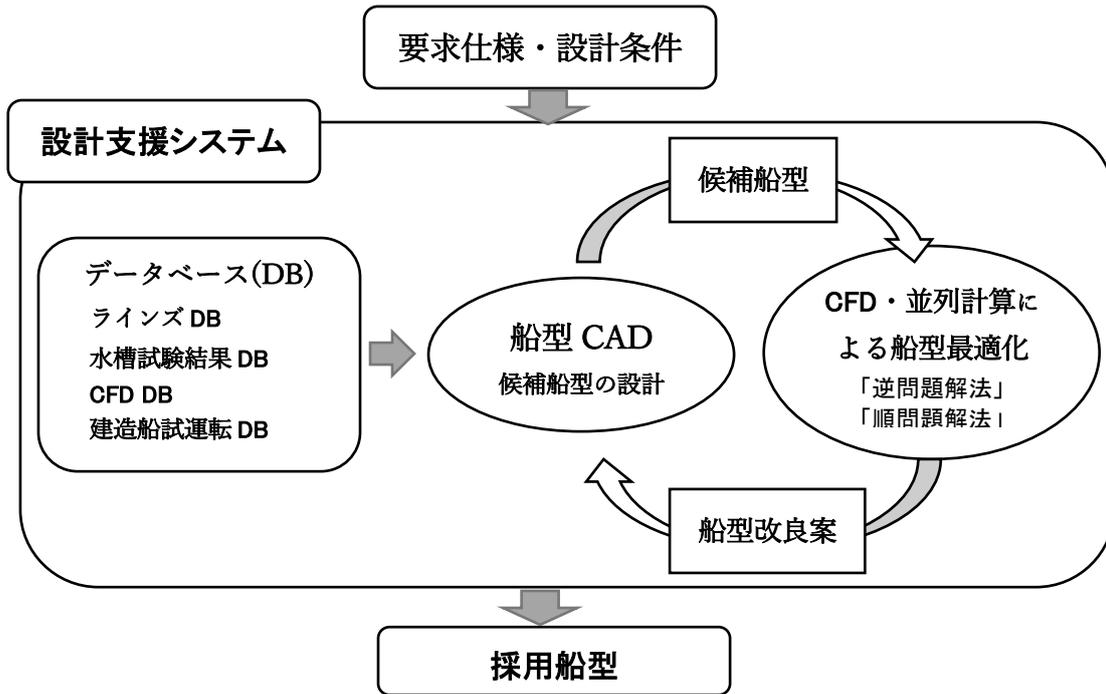


Fig. 4.2-1 船型 CAD/CFD による設計支援システム

この船型最適化のプロセスでは、多くの船型に対する CFD 計算を実施して性能の優れた船型を探索する作業が繰り返し実施される。すなわち、最適船型を探索では、船体形状をパラメータで表し、そのパラメータを最適化アルゴリズムに基づき系統的に変更して自動生成されるすべての船型について CFD 計算を実施する必要がある。従来は、この計算を 1 台の計算機で実施していたので莫大な時間を必要としていたが、並列計算機を用いて複数船型の CFD を同時並行で行うよう並列化を進めることで計算時間の大幅短縮を実現することができる。本システムでは「順問題解法」の場合 24 隻、「逆問題解法」の場合 12 隻の同時並行計算を標準とした。

本設計支援システムを構成する際、CFD と船型設計 CAD などの既存システムとの連携も重要となる。さらに、CFD 技術そのものにおいても、船型の形状変形機能、計算格子生成機能、最適形状探索機能、計算結果出力・表示機能など多くのシステムの連携が必要と

なる。そこで、本システムを構成する際、これら各機能を個別のモジュールと考え、各モジュール間のインターフェースを整備することで設計支援システムを構成する方法を採用した。こうすることで、各モジュールは、その使用目的に応じて別のモジュールに交換可能となる。例えば、CFD Solver も用途に応じて”FS-MINTS”([19], [20])、”NEPTUNE”([25], [26])、”NAGISA”([27], [28], [29])あるいは汎用コード”FLUENT”なども適用している ([30], [31])。また、技術の進展に応じて各モジュールがアップデートされれば、そのモジュールのみを交換することで本システムのアップデートを容易に実現することが可能である。

4.2.2 造波抵抗を低減する船型の探索

船舶の推進性能を決める要素は、通常、船体抵抗と推進効率に分けて整理される。このうち、船体抵抗の低減に関しては、例えば Fig. 4.2-2 のように、船体から発生する波の凹凸や船体表面の圧力分布の場所による変化に注目し、これらが小さくなるような船型の探索を行う。このケースは、前述の「順問題解法」による船型最適化を実施した例である。船体抵抗に影響する船型パラメータを抽出し、これらを網羅的に変更して自動生成したシリーズ船型に対する CFD 計算を行い、その結果を Fig. 4.2-3 のような性能評価マップとして整理する。設計者は、同マップを見ながら、次の船型改良の方向性を評価する。このケースでのシリーズ船型の生成は、船型 CAD を介さずに Fig. 4.2-4 のように船体周りの計算格子を自動的に直接変更することで実現している。このような船型自動変更機能を活用することで、より効率的な船型の探索が実現できる。なお、この船型自動変更機能は 4.3 節で説明する逆問題解法で採用されている船型自動変形機能の考え方 [59] を応用したものである。本検討と類似の検討例として、船首バルブサイズと船首側 C_p カーブを系統的に変更して剰余抵抗係数を最小化する最適船首形状を探索した事例を 4.4.3 項で詳しく説明する。

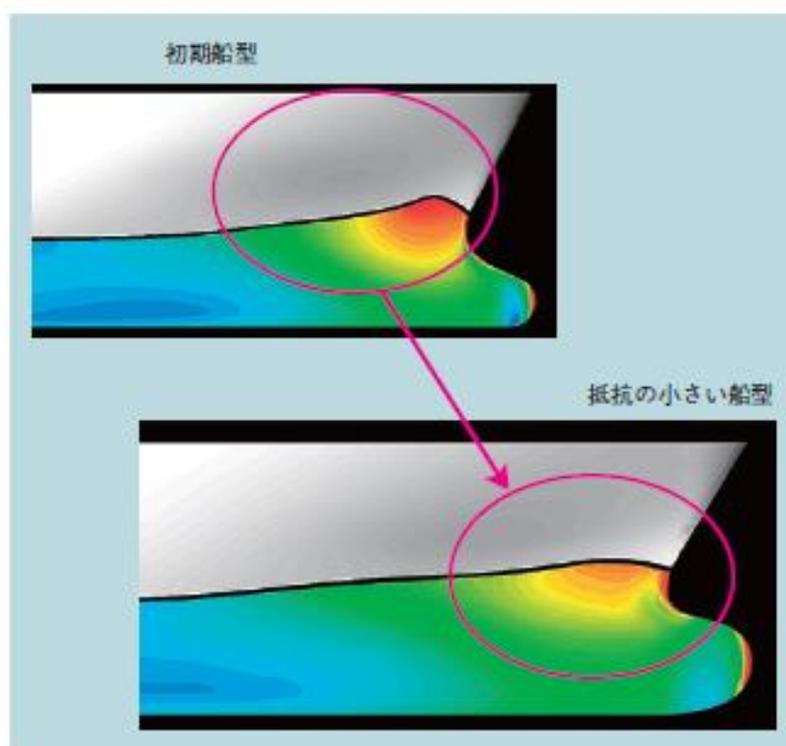


Fig. 4.2-2 造波抵抗の小さい船首形状への変更（西垣、佐藤、石川 [55]）

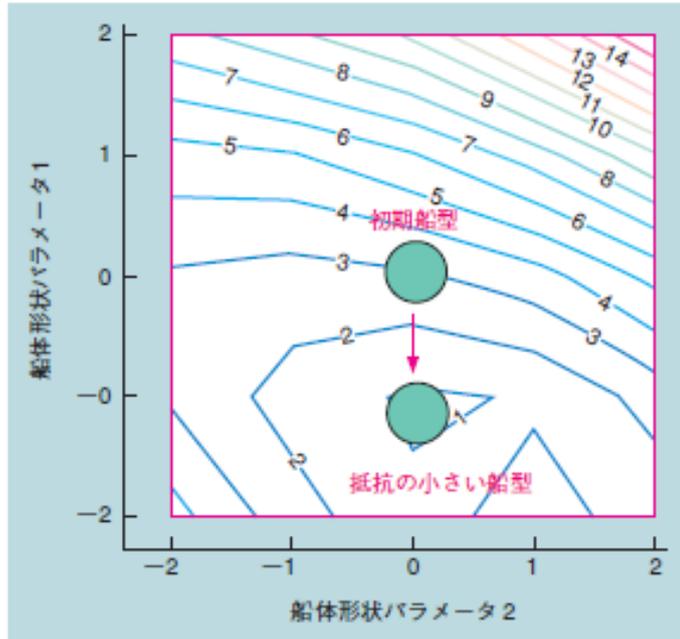


Fig. 4.2-3 性能評価マップ (西垣、佐藤、石川 [55])

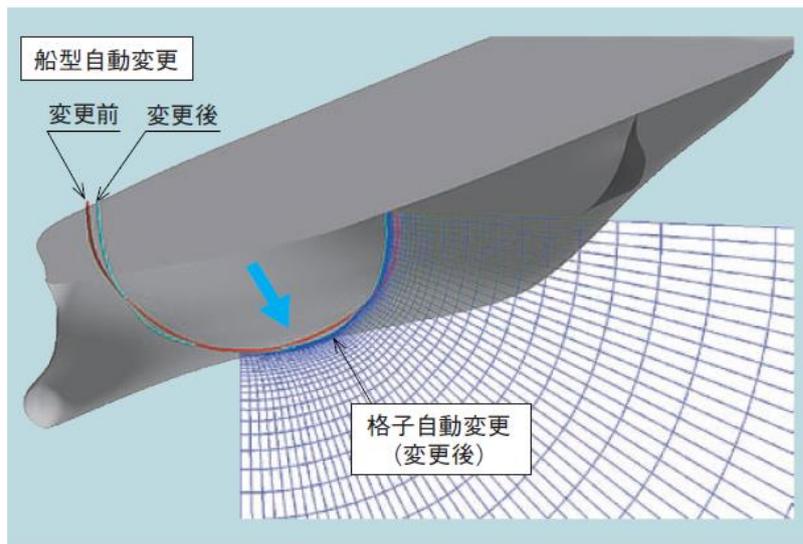


Fig. 4.2-4 船型自動変更機能 (西垣、佐藤、石川 [55])

4.2.3 推進効率が向上する船型の探索

船舶の推進性能を決めるもう一つの要素に推進効率が挙げられる。推進効率は、自航状態にある（プロペラを考慮した）船体周りの流場計算を行って評価する。この推進効率を考慮して必要馬力が小さくなる船型を探索した例を Fig. 4.2-5 に示す。A、B、C、D の4船型は船尾形状を変更したものである。抵抗が最も小さいのは A 船型であるが、推進効率まで考慮すると必要馬力が最も小さいのは C 船型となる。すなわち、抵抗最小船型が必ずしも必要馬力最小の船型とはならないことを示しており問題が複雑である。この傾向は CFD で精度良く推定できている。すなわち、CFD で抵抗性能のみならず、推進効率を実用的な推定精度で効率的に評価しながら必要馬力の小さい船型が設計できるようになってきたといえる。

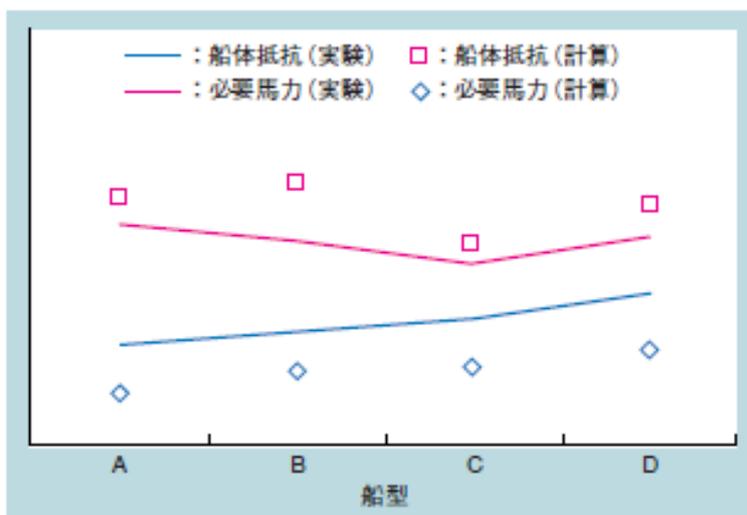


Fig. 4.2-5 必要馬力の推定 (西墻、佐藤、石川 [55])

4.3 逆問題解法による船型最適化

4.3.1 概要

4.3節では、船型設計作業の中核をなす船型改良という人間の判断に依存している部分をコンピュータの最適化技術に置き換える船型最適化手法について検討する。この船型最適化手法を用いると、性能が優れる船型が解として得られることから、ここでは「逆問題解法による船型最適化」と呼称する。この逆問題解法による船型最適化手法は、CFD 技術に船型線図 CAD 技術、船型自動変形技術、格子自動生成技術、最適化技術などを統合することで船体抵抗が最小となる船型を自動探索し、その計算結果の出力・表示することを可能とするシステムとなっている。4.3.2 項で、これらシステムの各構成要素の概要を説明する。なお、この「逆問題解法による船型最適化手法」は、4.1 節で述べた“船型最適化の共同研究” [58] の参加メンバーによって開発されたものであり、その中核となる船型最適化手法には日野 [59] によって開発された。4.3.2 項で説明するこの「逆問題解法による船型最適化手法」の概要も文献 [59] から抜粋したものである。

4.3.3 項では、同システムの実用性を評価するために著者が実施した実用タンカー船型の粘性抵抗最小化問題の計算結果を説明する。同検討は、前述の“船型最適化の共同研究”の一環として著者が取り組んだものであり、その成果および今後の課題などを同共同研究の成果報告書 [58] の図面を引用して説明する。

4.3.2 逆問題解法による船型最適化の概要

船型最適化計算機能として、船体形状に関する拘束条件の下に CFD を用いて船体抵抗の値が減少する方向へ船体形状を自動探索し、船体形状が一定となるまで繰り返した後に得られた船型座標データを出力する方法を考える。この形状最適化の手法は、目的関数の勾配を感度係数として用いる勾配法と、遺伝的アルゴリズムのような勾配を用いない方法とに大別できる。前者の方法は効率的な計算が可能で制約条件の扱いが容易であるため、“船型最適化の共同研究” [58] ではこの前者の手法が採用されている。ここでは、その計算方法の概要を文献 [59] の説明から抜粋して紹介する。まず、船型最適化計算の反復サイクルは下記のようなになる (Fig. 4.3-1)。

- 1) 初期船型および設計条件の入力機能
- 2) 形状関数における設計変数の定義
- 3) 設計変数から船型を定義 (最適条件を満たしていれば、最適船型を出力)
- 4) 船体のまわりの格子生成
- 5) 生成した格子を用いた CFD 計算の実施 (CFD Solver には“NEPTUNE”を採用)
- 6) 感度解析による設計変数に対する勾配の算出

7) 最適形状の探索

8) 上記2)に戻り、形状関数の設計変数を設定。

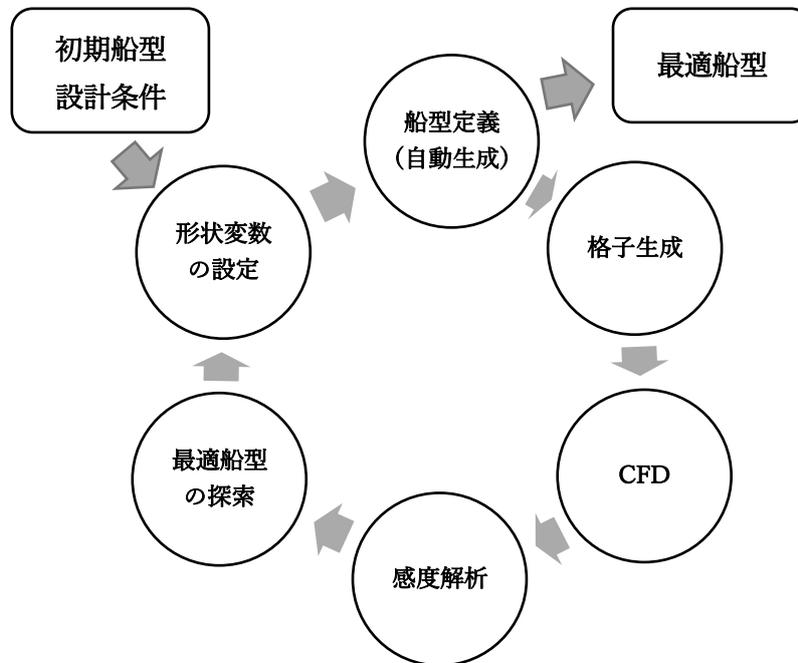


Fig. 4.3-1 逆問題解法における船型最適化のサイクル (日野 [59])

以下、各機能の概要を説明する。

(1) 船体形状変更 (Fig. 4.3-1 の形状変数の設定および船型定義)

本機能では、船体形状変更を初期形状に重み関数を乗じることにより表現する [59]。初期船型の形状関数 g を(4.3-1)式のように表現する。なお、 $g(x,z)$ は必ずしも解析的な関数である必要はなく、船体表面格子として与えられる離散化された点列の座標でも良い。変形後の船型は、この初期形状に重み $w(x,z)$ を乗じて(4.3-2)式 の様に示す。

$$y = g(x,z) \quad (4.3-1)$$

$$y = g(x,z) \cdot w(x,z) \quad (4.3-2)$$

ここで、この重み関数 $w(x,z)$ のイメージを Fig. 4.3-2 に示す。この関数系やパラメータ (設計変数) の選択が最適化の検討で探索される船型の変更モードを決定すること

になる。

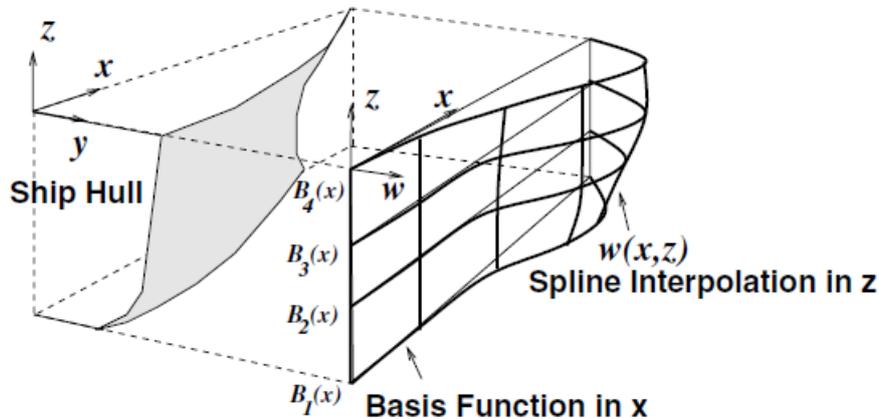


Fig. 4.3-2 船型変更のための重み関数 $w(x,z)$ (日野 [59])

(2) 非線形最適化計算 (Fig. 4.3-1 の感度解析)

重み関数 $w(x,z)$ のパラメータを設計変数とし、粘性抵抗を目的関数として、非線形最適化計算を行う。この非線形最適化手法には、SQP 法 (Sequential Quadratic Programming method) が用いられている。また、目的関数の勾配を求めるために使用する感度解析手法には、CFD Solver からの独立性を高めるため、設計変数の変化による目的関数 (本研究では粘性抵抗) の変化を差分法で求める手法が採用されている。

(1) 拘束条件 (Fig. 4.3-1 の最適船型の探索)

最適船型の探索の過程では、以下の拘束条件を課した。

- ・ 全長 L_{OA} 、船体幅、排水量については、設計条件で与えられた値と等しい等式拘束条件と、与えられた値よりも大きい不等式拘束条件の 2 種類の拘束条件が用意されている。
- ・ 主機搭載や貨物艙を確保するための条件
指定した X、Z 座標における幅 Y に制限を与えることができる。すなわち、

$$X_0 < x < X_1, \quad Z_0 < z < Z_1$$

(X_0 : X 最小値、 X_1 : X 最大値、 Z_0 : Z 最小値、 Z_1 : Z 最大値)

(4.3-3)

で表される矩形領域座標の最大値を Y_{max} とすると $Y \leq Y_{max}$ という不等式拘束条件を与える (y 座標は右向きが正、計算領域は Fig. 4.3-3 に示すように左舷側としているため)。

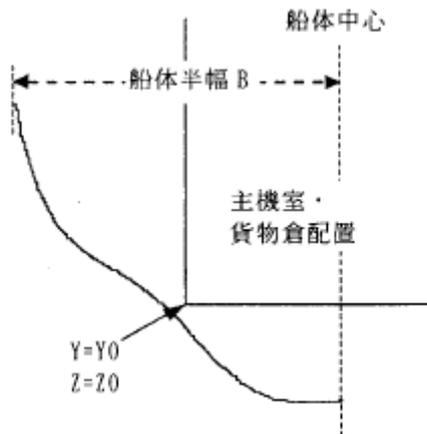


Fig. 4.3-3 主機搭載や貨物倉を確保するための条件 [58]

- ・ 浮心位置の X 座標値

浮心位置の X 座標値 X_{LCB} に対し、次式で示す不等式拘束条件を与える。

$$X_{LCB0} < X_{LCB} < X_{LCB1} \quad (4.3-4)$$

(X_{LCB0} : X_{LCB} 最小値、 X_{LCB1} : X_{LCB} 最大値)

4.3.3 逆問題解法の適用性検討

本項では、4.3.2 項で説明した逆問題解法の適用性を検討するために実施したタンカー船型（龍光丸 [60]、長さ：300m、幅：50m、喫水：18.9m）の粘性抵抗最小化問題の検討結果を説明する。なお、本検討例は、“船型最適化の共同研究”の一環として著者が実施したものであり、その成果は成果報告 [58] に掲載されている。ここでは、著者が直接実施した内容および作成した図面を同報告書から引用して説明する。

最適化計算を実施するにあたり、拘束条件として船の長さ、幅、喫水、排水量、船体前半部形状を母船型から変えず、さらに主機室が配置できるよう条件を課した上で、粘性抵抗が最小となる船尾形状の最適化問題を設定した。Fig. 4.3-4 は船型最適化のサイクルの過程における粘性抵抗の計算結果の変遷を示している。同図によれば、船型最適化サイクルの繰り返し回数の増大に伴い抵抗値は減少し、特に Step 7 で大きな低減が得られた。その後、抵抗低減量が徐々に小さくなり 15Step 終了時点で収束解が得られた。本計算における粘性抵抗の低減量は約 3.4%であった。この繰り返し計算の過程では、摩擦抵抗成分はほとんど変化しておらず粘性抵抗の低減は圧力抵抗成分が減少することで得られていることが分かる。Fig. 4.3-5 に最適化計算によって得られた船型と母船型との比較を示す。同図は、船体後半部の左舷側の横断面形状を示している。両船型を比較すると、船型最適化により

船底付近の排水量が水面付近に移動する、いわゆる横断面形状がU型からV型へと変化する様子が示されている。このような船型変更によって粘性抵抗が減少することは2.3.4項の検討でも示されており、さらには、これまでの多くの水槽試験による経験とも一致することから妥当な結果が得られたといえる。すなわち、本システムを用いることで、粘性抵抗が最小となる船型の自動探索が可能となったことが確認された。

一方で、課題も明らかとなった。実際の船型設計の現場では、さらに局所的な形状変更が要求されることがある。このような要求に対応するためには、形状変形のモードに大きな自由度を与える必要がある。この場合、本システムでは、重み関数 $w(x,z)$ の設計変数の数を増やして対応することになる。ところが、このようにより自由度の高い形状変更モードを用いて最適船型の探索を実行させると、抵抗低減量がかえって目減りしてしまうという問題が発生した。船型最適化問題の解空間は多峰性を持っているといわれている。すなわち、解空間に多数の局所最適解が存在するとされている。形状変形モードの自由度を増大させると、最適船型の探索の過程でこの局所最適解に陥りやすくなってしまい、必ずしも有効な抵抗低減が得られないことが起こり得る。さらに、形状変更の自由度を増やすと船型最適化サイクルの過程で自動生成する船体表面の形状において凹凸が増大してしまい、船体表面形状が滑らかな形状にならないという問題も発生した。したがって、現状では、実用的な解を得るためには適切な自由度の選択が重要であるといえる。結果的に、最適船型の探索範囲は、母船型からの変形量はそれほど大きくない範囲にとどまっている。より広範囲の船型の探索を可能とするためには、今後、最適化手法あるいは形状変更機能のさらなる改良が望まれる。

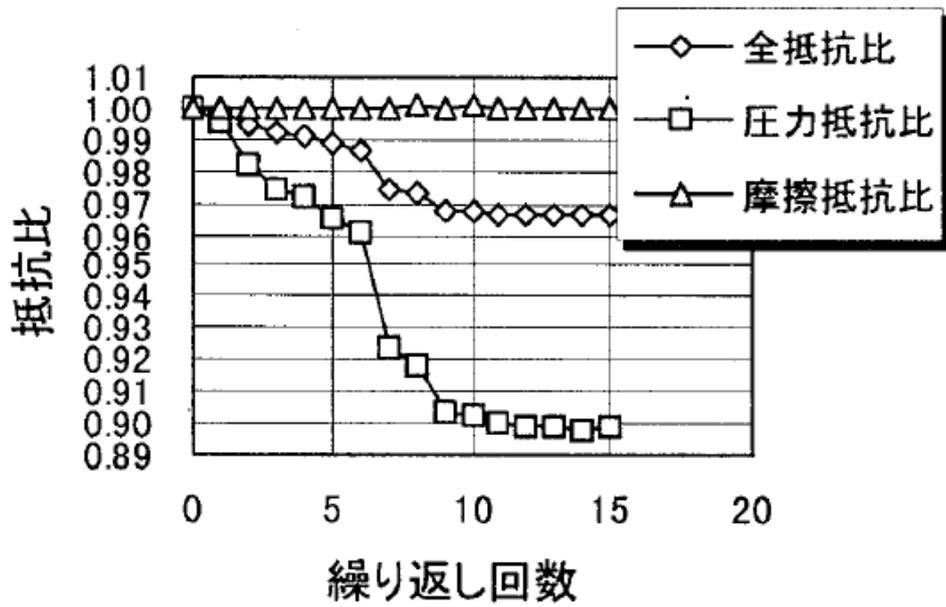


Fig. 4.3-4 船型最適化計算における抵抗の減少 (“船型最適化の共同研究” [58])

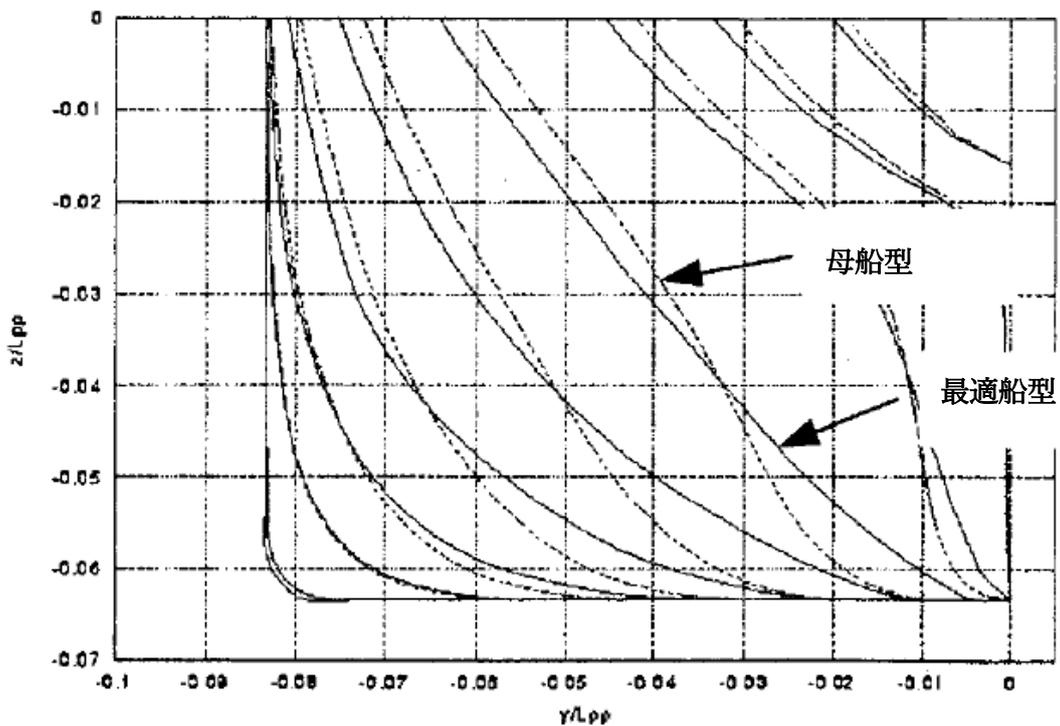


Fig. 4.3-5 最適船型と母船型の船尾フレームラインの比較 (“船型最適化の共同研究” [58])

4.4 順問題解法による船型最適化

4.4.1 概要

順問題最適化では、設計者が CAD 上で初期船型を設計し、その CFD 計算結果を踏まえて次の検討サイクルの初期船型を CAD で設計するというプロセスを繰り返して船型最適化を進める手法である。4.3節で説明した「逆問題解法による船型最適化」は、改良船型の設計をコンピュータが主導して進める方法であったのに対し、4.4節の「順問題解法による船型最適化」は、設計者が主体となって CFD の結果を参照しながら改良船型の設計を進める手法といえる。ここで、本システムでは、この設計者の船型創出を支援するために、初期船型から系統的に形状を変更したシリーズ船型を自動生成する船型自動生成機能を付加した。本機能により自動生成されたシリーズ船型に対する CFD 計算を行うと、その生成に用いた形状変更パラメータと性能との関係が明確になり、設計者は、その結果も踏まえながら新たな性能改善策を検討することができるようになる。特に、パラメータの数を絞ると、後述するように、形状パラメータと性能の関係を示すマップを作製することが可能であり、設計者はこのマップを参考に次の検討サイクルの初期船型を設計することができる。ここでは、このようなサイクルで最適化を進める方法のことを「順問題解法による船型最適化」と称する。この最適化手法のイメージを Fig. 4.4-1 に示す。

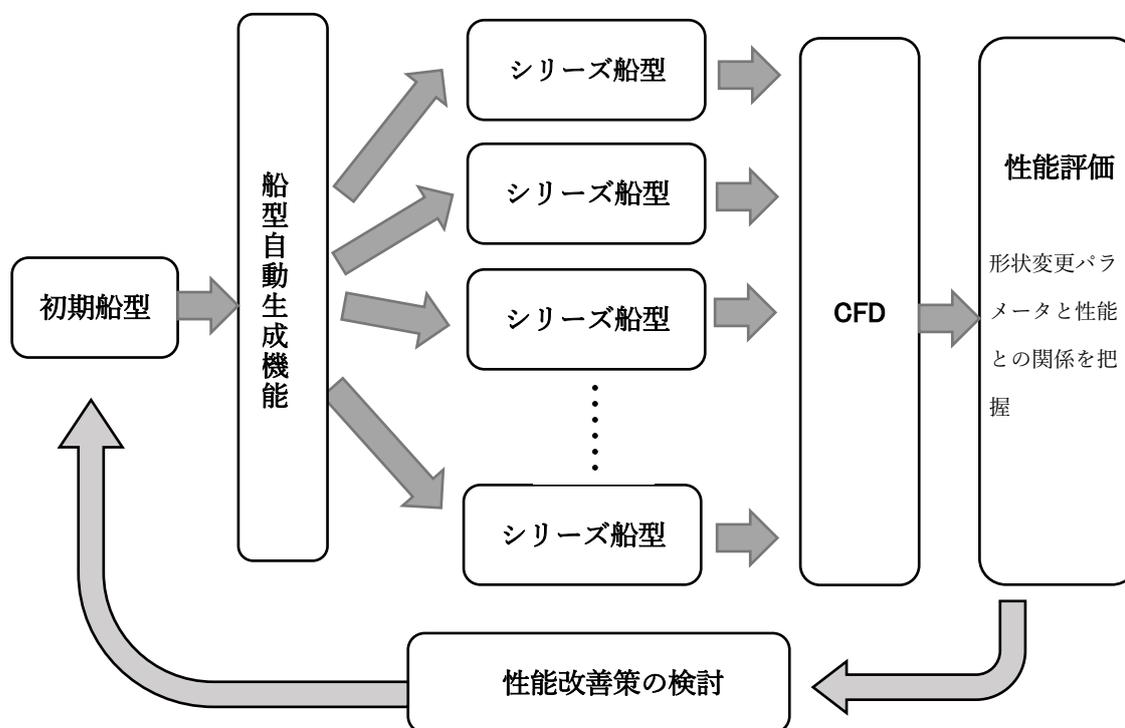


Fig. 4.4-1 順問題解法における船型最適化のサイクル

本手法で採用したシリーズ船型の自動生成の方法について4.4.2項で、またその具体例として船首バルブサイズと C_p カーブの形状を船型変更パラメータとして剰余抵抗最小化に取り組んだ例を4.4.3項で説明する。

4.4.2 船型生成方法

船型の自動生成手法として2種類の手法を用意した。第一は、形状変更を関数で記述して船型を自動変形する方法である。ここでは推進性能に大きな影響を与えられられる以下の3種類の形状変更機能を作成した。

- 1) 船首バルブの大きさの変更機能
- 2) 排水量の長手方向分布(C_p カーブ)変更機能
- 3) フレームライン形状変更機能

1)の船首バルブ変更機能は、船首バルブの大きさを定義するSS位置(通常はFP位置)での横断面積ならびに形状変更範囲を指定するとFig. 4.4-2に示すように横断面積に応じ横断面形状を拡大あるいは縮小することで船首バルブ形状の変更を行う。2)の C_p カーブ変更機能は、変更後の C_p カーブを入力すると、それに応じて船型が自動変形される機能である。この自動変形は、新しい C_p カーブと C_p の値が一致するようベース船型のフレームラインを前後に移動させる方法、いわゆる C_p 一致法を用いて船型を変更する。代表的な C_p カーブの変更パターンとして、Fig. 4.4-3に示す排水容積を船体中央より寄せた肩張型の C_p カーブ、あるいは排水容積を船首あるいは船尾側に寄せた型落型の C_p カーブの例を示した。3)のフレームライン形状変更機能としては、ベース船型に対しFig. 4.4-4に示すようにフレームライン形状のUV度を自動的に変更する機能を作成した。なお、上述の形状変更のうち、1)の船首バルブおよび2)の C_p カーブの自動変更機能の具体例については、4.4.3項でさらに詳しく説明する。

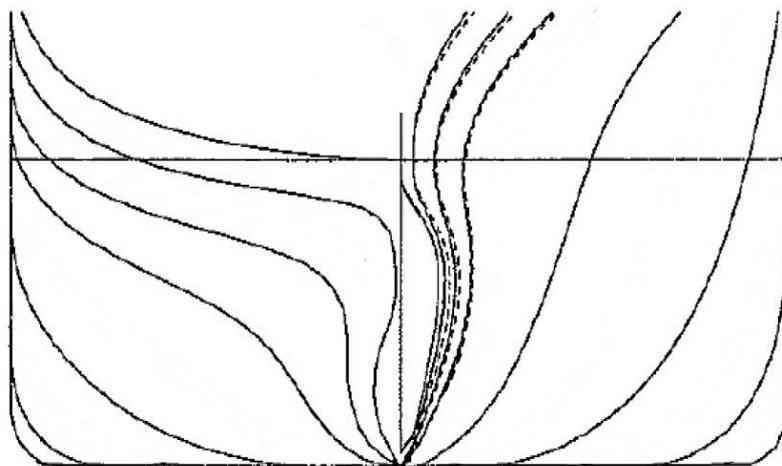


Fig. 4.4-2 船首バルブ面積変更機能

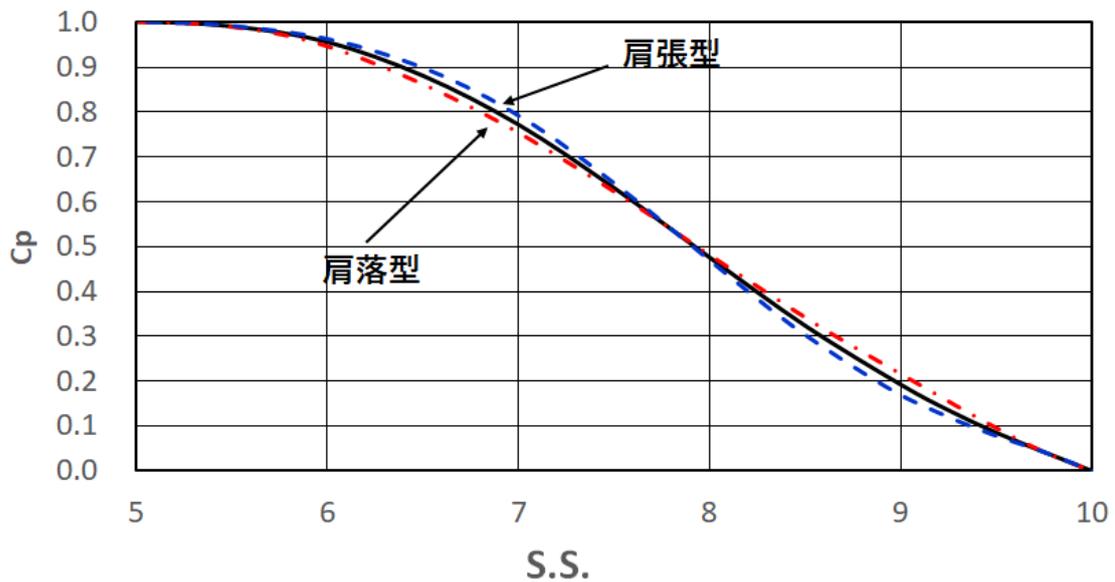


Fig. 4.4-3 C_p Curve 変更機能 (船首側の例)

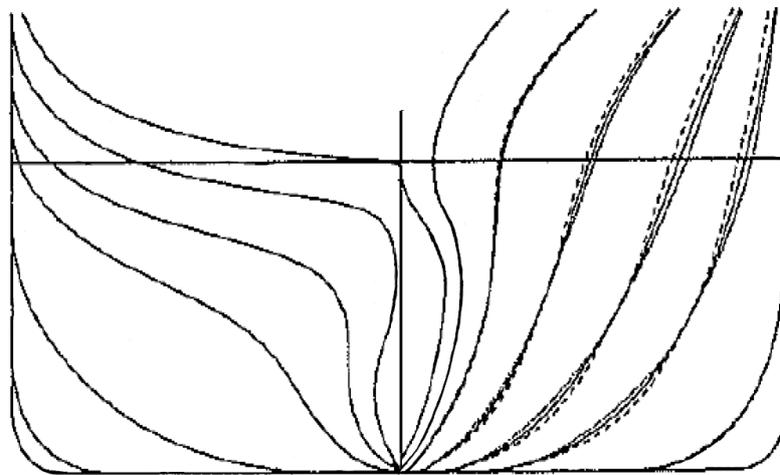


Fig. 4.4-4 Frame Line 変更機能

第二は、二つの初期船型の差分船型を用いた船型変更法である。これまで 4.3 節および本項で説明してきた船型の自動生成機能は、設計者が設計した一つの初期船型に対し、これを自動変形する方法であった。ところが、実際の船型設計の現場では設計者が複数の初期船型を設計することがある。そこで、船型の形状変更モードを両船型の差分で定義し、その差分の大きさを拡大・縮小することで系統的な形状変更シリーズ船型を創出する方法を作成した。Fig. 4.4-5 に差分船型を用いた船首バルブ変更の例を示す。同図の(1)は船首

バルブなしの初期船型、(2)は設計者が(1)とは別に局所的に形状を変形して新たに設計した初期船型で、この例では船首バルブが装着されている。(3)は(2)と(1)から定義される差分船型を用いて両者を内挿することで自動生成した船型、(4)は同じく外挿することで自動生成した船型である。このような局所的な船体形状の変更は、上述の第一の方法のような汎用的な形状変更関数を用いて定義するのは困難である。しかし、第二の方法を用いれば、2隻の船型を設計する必要があるものの、設計者の意図する形状変更に応じたシリーズ船型を自動生成することが可能となる。

実際の船型設計では、これら第一の方法および第二の方法を組み合わせることで最適船型の検討を行うことになる。なお、ここでは、これら形状変更関数を順問題解法による船型最適化のために用意した船型変更機能として説明したが、これらの自動変更機能は、4.3節で説明した逆問題解法による船型最適化の船型変更手法としても用いることも可能である。

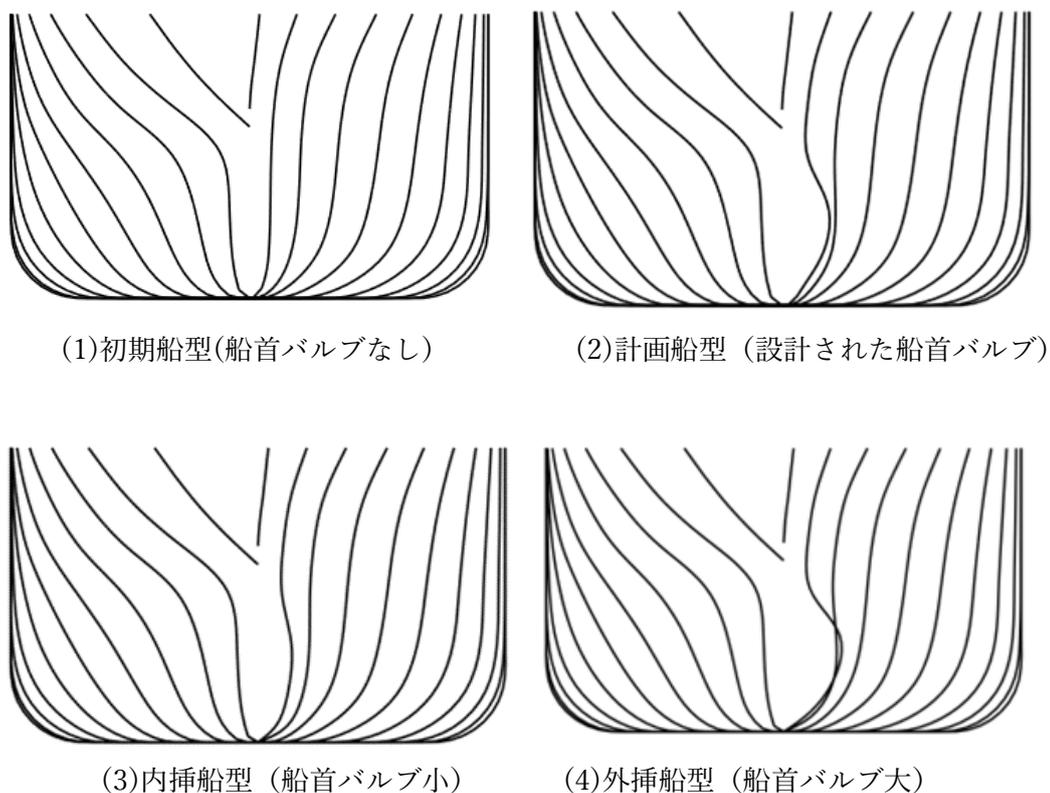


Fig. 4.4-5 船首バルブのサイズ変更シリーズ

4.4.3 順問題解法を用いた最適船型の検討例

4.4.2 項で説明した順問題解法を用いた最適船型の検討例として、シリーズ 60 船型を対象に、各船速ごとに実施した最適船型の検討例について説明する。ここで、プロペラまで

考慮すると現状の計算機環境、技術レベル等を考慮すると取り扱いが困難であると考えられたので、船体抵抗で性能を評価することとした。流場の計算には造波の影響を考慮し、船体抵抗は剰余抵抗係数で評価した。形状変更は、剰余抵抗に大きな影響を与える船首バルブサイズと船首側 C_p カーブの2項目とした。船首バルブ形状は、突出なしでS.S. 9 3/4の位置の横断面積が最大となるような船首バルブとした。このバルブ付き船型は、著者の指導のもと卒業研究の一環として中村、向井、中能 [61]が設計した。その一例として、S.S. 9 3/4の位置での面積が7.03%の船首バルブ付きシリーズ60船型をエラー!参照元が見つかりません。に示す。このように設計したバルブ付き船型に対し C_p 一致法を用いて長手方向の排水量分布を変更したシリーズ船型を生成してCFD計算を実施した。なお、この項の一連のCFD計算は、著者の指導のもと高橋と山本 [62]が卒業研究の一環として実施した。

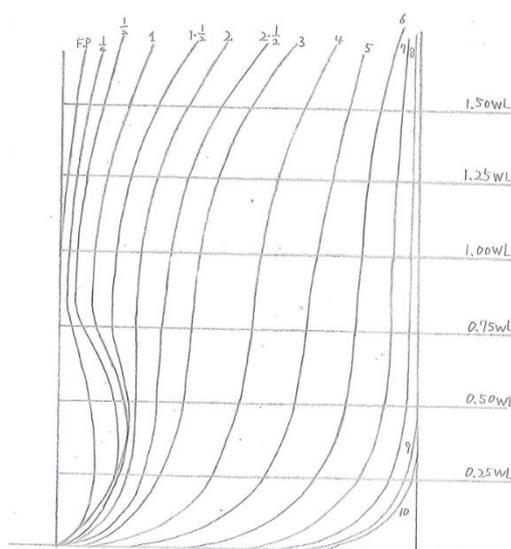


Fig. 4.4-6 船首バルブ付きシリーズ60船型

ここで、本検討で採用した C_p カーブの形状変更関数を(4.4-1)式および(4.4-2)式に示す。同式で、 Δx が C_p カーブの x 方向の移動量を表す。式中の s は、 C_p カーブ形状の変更を適用する区間の長手方向座標で、同区間の長さで無次元化されている。この座標 s の原点は、同区間の船体中央に近い側の端点とし、その正の方向は、同区間が船首側に位置する場合は船首方向、船尾側の場合は船尾方向とした。先に説明した Δx の正負の方向も同様である。(4.4-1)式で $a = 1.0$ としたときの具体的な関数の形状をFig. 4.4-7に示す。この関数を用いると、 $a > 0$ のときは C_p カーブの形状が排水量を船体中央よりに寄せた「肩張り傾向」に、 $a < 0$ とすると逆に船首あるいは船尾付近の面積を増した「肩落ち傾向」となる。すなわち、 a は C_p カーブの肩張の度合いを表すパラメータで、その値は Δx の最大値に相

当する。また、同式中の変数 S_0 は Δx の正負が反転する点（変更前の Cp カurve と変更後のそれが交差する点）の s 座標の値で、設計者が Cp カurve の形状を見ながらその値を指定する。

（4.4-1）式を用いて Cp カurve を変更すると、 Cp カurve の面積すなわち排水量も変化してしまう。そこで、排水量を調整するための Cp カurve の変更関数として（4.4-2）式を定義し、排水量の変化が十分小さくなるような b の値を求めて Cp カurve を再調整することとした。ここで、排水量が不足した場合は $b > 0$ 、逆に過大となった場合は $b < 0$ とする。

（4.4-1）式および（4.4-2）式の具体的な適用例を Fig. 4.4-9 に示す。同図は、シリーズ 60 船型の Cp カurve を対象に、その形状変更区間を $SS5 \sim SS9 \frac{3}{4}$ 、 $S_0 = 0.63$ 、 $a = \pm 0.02$ とした場合の例である。なお、この例では、排水量の調整も併せて実施している。

$$\Delta x = \begin{cases} a \left[\frac{1}{2} \left\{ \sin \left(2\pi \frac{s}{S_0} + \frac{3}{2}\pi \right) + 1 \right\} \right] & 0 < s < \frac{S_0}{2} \\ a \left[\sin \left(\pi \frac{s}{S_0} \right) \right] & \frac{S_0}{2} < s < S_0 \\ a \left[\frac{(1-S_0)}{S_0} \sin \left(\pi \frac{(s-S_0)}{(1-S_0)} + \pi \right) \right] & S_0 < s < 1.0 \end{cases} \quad (4.4-1)$$

$$\Delta x = b \times \left[\frac{1}{2} \left\{ \sin \left(2\pi s - \frac{\pi}{2} \right) + 1 \right\} \right] \quad 0 < s < 1.0 \quad (4.4-2)$$

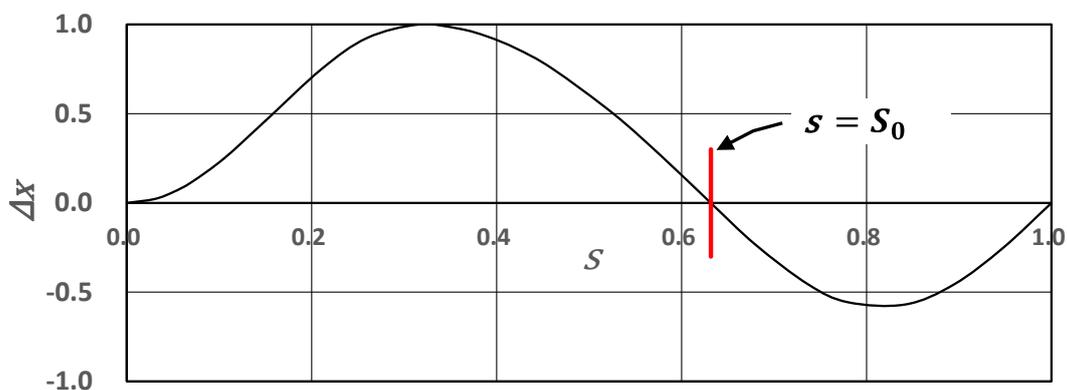


Fig. 4.4-7 Cp カurve形状変更関数【（4.4-1）式で $S_0 = 0.63$ とした場合】
（ Cp カurveの肩張、型落傾向の変更に使った関数）

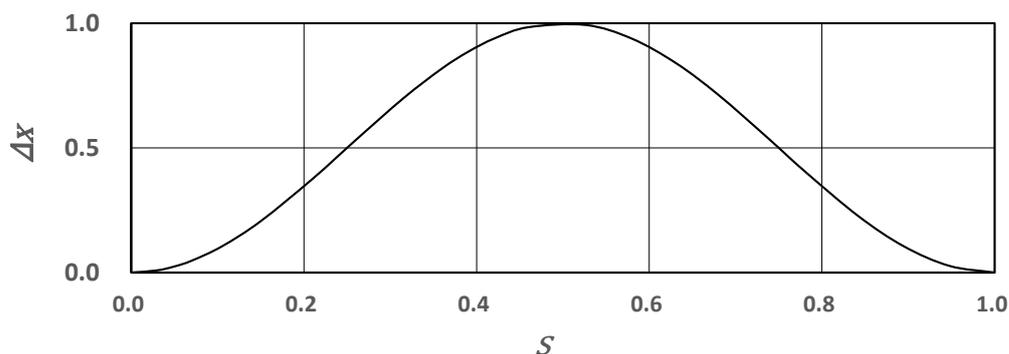


Fig. 4.4-8 C_p カーブ形状変更関数 (4.4-2)式
(排水量の調整用に用いた関数)

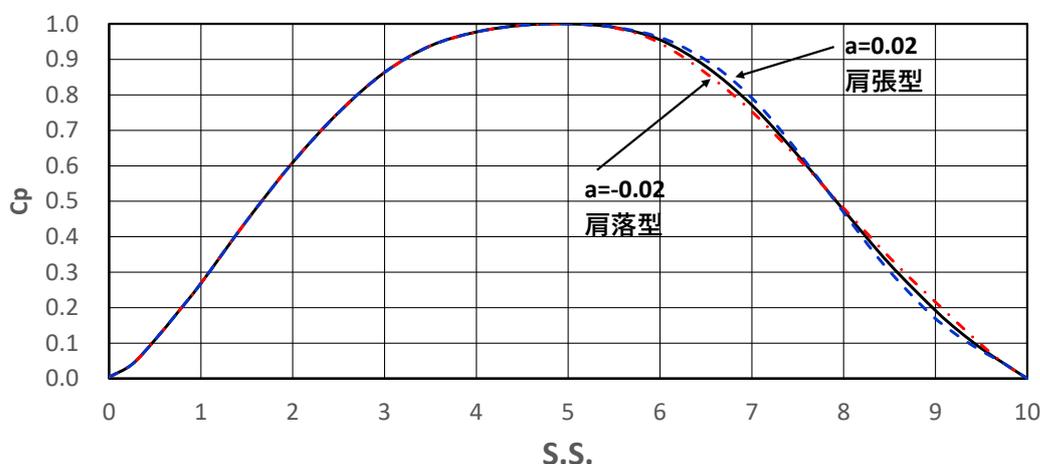


Fig. 4.4-9 C_p カーブの形状変更の一例

次に、4.4.3 項で検討する形状変更の具体的な内容を説明する。変更ケースは、船首バルブサイズ変更を 7 ケース、 C_p カーブを肩張型に変更した 5 ケース、肩落型へ変更した 4 ケースの計 9 ケースとした。なお、船首バルブ形状は、先に説明したとおり中村、向井、中能の設計した断面積の異なる数種の船首バルブ形状[61]に、Fig. 4.4-10 で示した自動生成機能を組み合わせて合計 7 ケースの船首バルブを作成した。この各船首バルブに対して C_p カーブ変更 9 ケースの組み合わせ、合計 63 ケースの船型を自動生成した。ここで、船首バルブサイズの変更は、S.S. 9 3/4 の位置での C_p の値を 0.04~0.17 とすることで定義した。船首バルブなしの主船体のみの場合、同位置での C_p は 0.04 である。肩張度を表す係数 a は -0.04~+0.06 の範囲で変更した。なお、船首バルブサイズおよび C_p カーブを変更する際、排水量がベース船型と同一となる条件を課した。 C_p カーブの具体的な変更例の一例を Fig. 4.4-11 に示す。これらシリーズ船型 63 隻に対し、検討するフルード数は以下の 4 ケースとした。CFD 計算の総計は 149 ケースとなった。

$$Fn = 0.193, 0.22, 0.268, 0.300$$

(4.4-3)

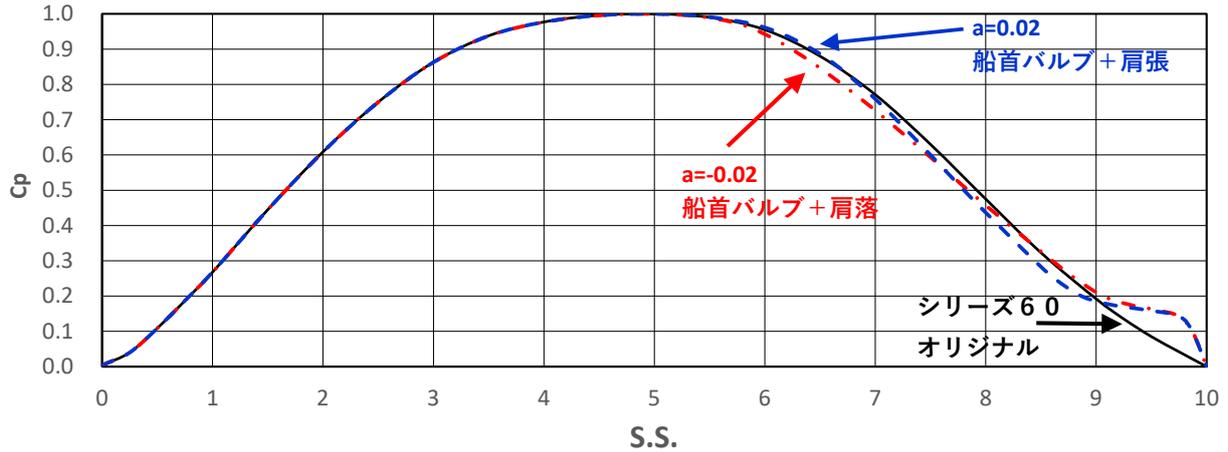


Fig. 4.4-11 C_p カーブ変更シリーズの一例 (排水量調整後)
 S60 船型に大型の船首バルブを装着して C_p カーブを肩張型へ変更した例
 および 大型の船首バルブを装着して C_p カーブを肩落型へ変更した例

2つの形状パラメータと計算で得られた剰余抵抗係数の関係をフルード数ごとに整理し

Fig. 4.4-12～

Fig. 4.4-15 に示す。横軸は船首バルブのサイズ(SS9 3/4 における C_p の値)、縦軸は肩張度を示すパラメータ a 、カラーコンターは剰余抵抗 C_r を示している。各図には、 C_r が最小となる点もプロットした。

Fig. 4.4-12 および

Fig. 4.4-13 に示した低速の2ケース、すなわち $Fn = 0.193$ および $Fn = 0.223$ では船首バルブのサイズが小さくなるほど抵抗が減少し、 C_r が最小となる船型は船首バルブなし ($C_p = 0.04$ に相当) であった。 C_p カーブの形状は、 $a = 0.02$ と排水量をやや船体中央に移動し肩張りを強めたものが最適となった。これに対し、船速が増した $Fn = 0.268$ では

Fig. 4.4-14 に示すように上述の低速域とは傾向が大きく変わり、船首バルブを装着した船型の C_r が低下し、さらに $a = -0.01$ と排水量を船首側に寄せて肩落傾向とした船型が最適となった。

Fig. 4.4-15 の $Fn = 0.3$ の場合は、さらに大型船首バルブのところに最適点が移動してい

る。 C_p カーブは $Fn = 0.268$ と同傾向の $a = -0.01$ が最適となった。

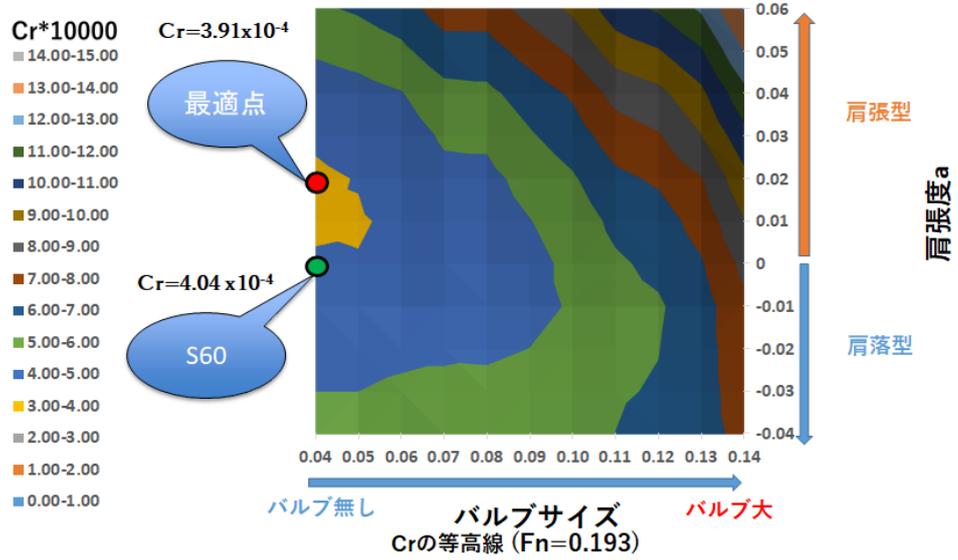


Fig. 4.4-12 剰余抵抗係数 Cr が最適となる C_p カーブと船首バルブサイズ ($Fn = 0.193$)

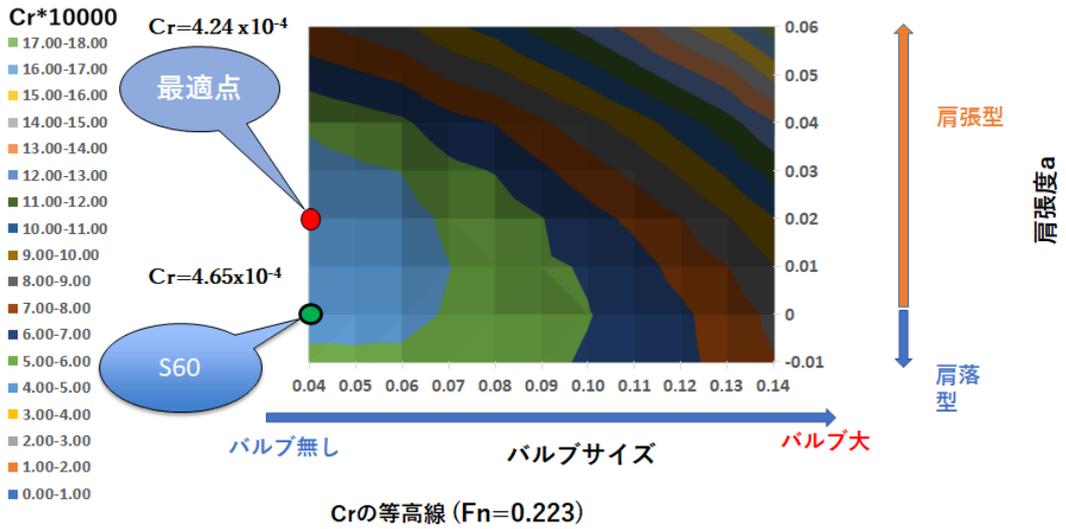


Fig. 4.4-13 剰余抵抗係数 Cr が最適となる C_p カーブと船首バルブサイズ ($Fn = 0.223$)

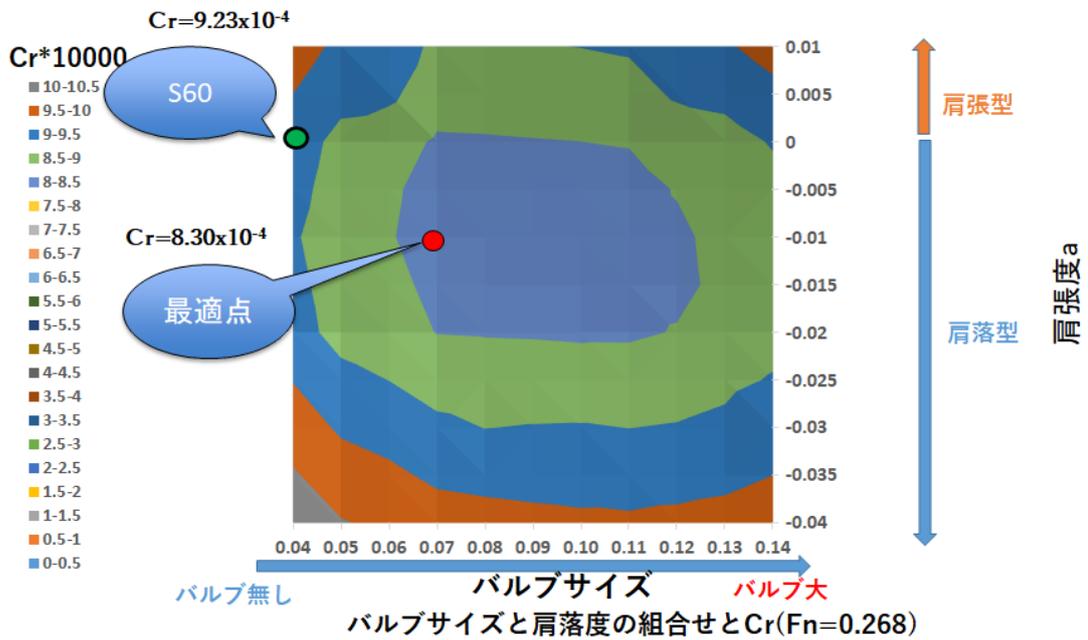


Fig. 4.4-14 剰余抵抗係数 Cr が最適となる Cpカーブと船首バルブサイズ (Fn = 0.268)

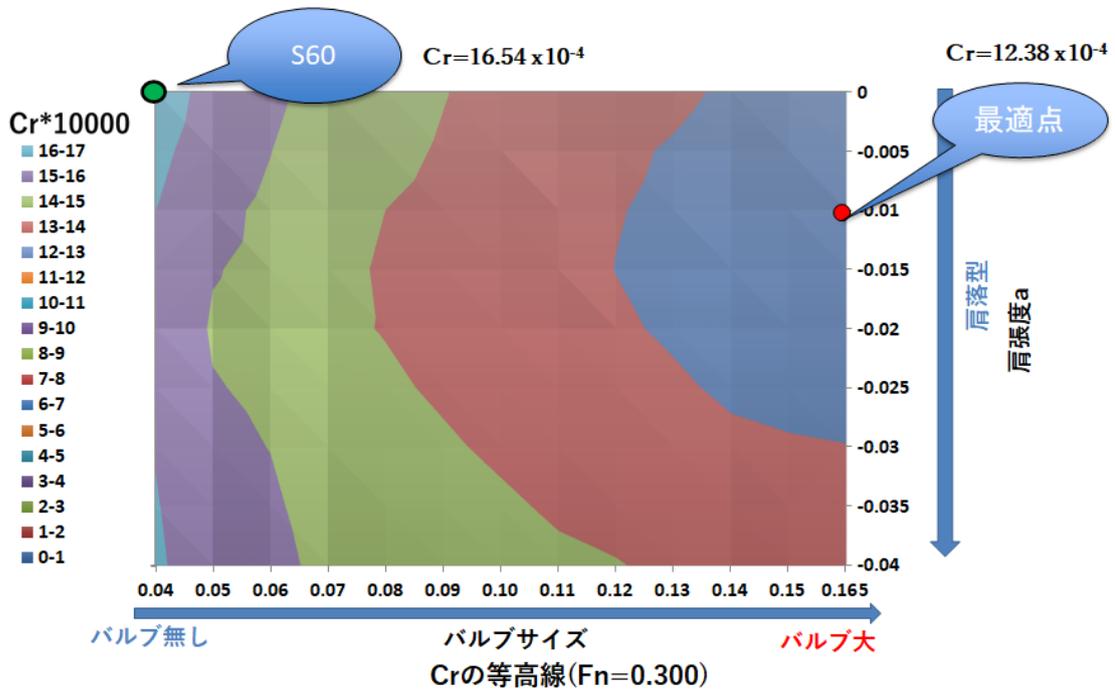


Fig. 4.4-15 剰余抵抗係数 Cr が最適となる Cpカーブと船首バルブサイズ (Fn = 0.300)

Fig. 4.4-12～

Fig. 4.4-15 から、各船速ごとに C_r が最小となる C_p カurve の傾向と船首バルブサイズの組み合わせを抽出し、S60 に対するその C_r 低減量 ΔC_r を円の大きさと表わして Fig. 4.4-16 に示す。低速域では船首バルブを装着せずに ($C_p = 0.04$ に相当) 肩張傾向を強めること ($a = 0.02$)、高速域では船首バルブを装着し C_p カurve の肩落傾向を強めること ($a = -0.01$) で剰余抵抗の改善が得られ、初期船型よりも低速域では 3~8%、高速域では 10~25% の剰余抵抗改善を得ることができた。速度域により最適な C_p カurve と船首バルブサイズの組み合わせが異なり、低速域では肩張りの C_p カurve と小型の船首バルブ、高速域では肩落ちの C_p カurve と大型の船首バルブの組み合わせが有利であることは良く知られているが、CFD でもその傾向が把握することが可能であることが確認された。加えて、船型設計者が

Fig. 4.4-12～

Fig. 4.4-15 に示すような性能マップを見ながら形状パラメータの値を選択できるようになったことが、船型設計への CFD の活用の大きな利点のひとつであることも分かった。

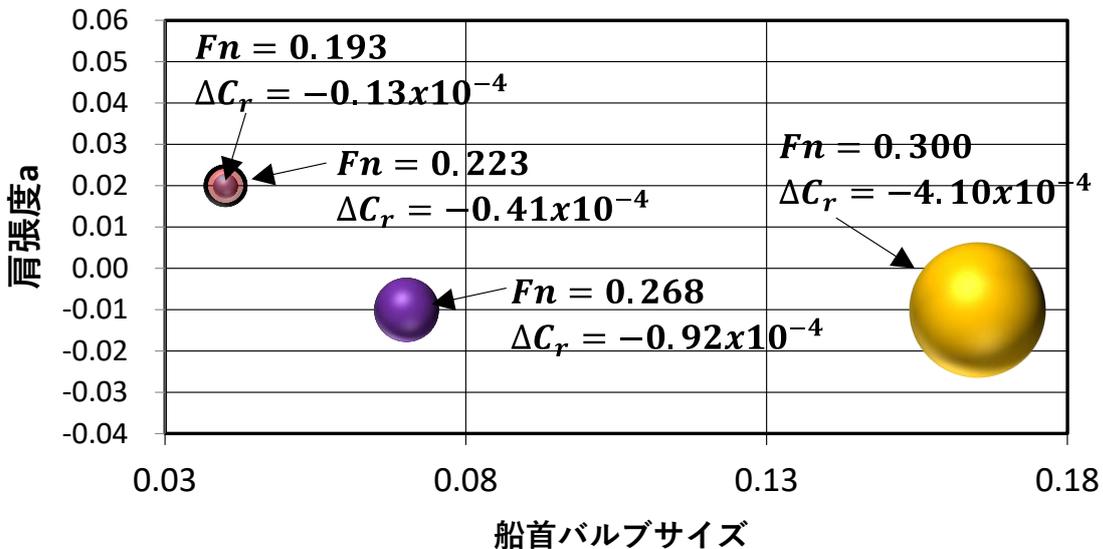


Fig. 4.4-16 最適船型の肩張度および船首バルブサイズと剰余抵抗低減量 ΔC_r (円の大きさおよび数値が ΔC_r を表す)

4.5 性能向上デバイスの最適化

4.5.1 概要

省エネ技術への取り組みは古くから行われてきており、多くの性能向上エネデバイスが造船所や研究機関で開発されてきた。それら技術を述べたものも多くある [63] [64] [65]。しかし、省エネ効果のメカニズムについては十分な説明がなされていないものが多い。そこで、本節では、流体现象に基づく根拠を持った性能向上デバイスの最適配置法の検討を実施することとした。

検討対象は、プロペラから前方へ離して設置する船体 FIN とした。このような船体 FIN は、小型な構造で効果が得られるという利点があるが、その配置設計は難しいといわれている。同 FIN について、山下ら [66] [67] が Japan Bulk Carrier (JBC) 船型を対象に CFD と PIV を用いた詳細な調査を行っている。特に、船体 FIN による船殻効率の改善について、船尾流場の視点からそのメカニズムの説明を行うとともに、同効率の最も優れる船体 FIN の最適配置を水槽試験で見出している。しかしながら、その位置がなぜ最適となったかについての流体力学的なメカニズムの説明まではなされていない。そこで、本研究では、船体 FIN の配置によって船尾流場と省エネ効果の関係がどのように変化するかを CFD で評価し、船体 FIN によるどのような流場コントロールが推進性能改善に効果的であることを明らかにすることとした。さらに、山下らの試験では考慮されていなかった舵の影響も評価することとした(石川、樫 [68]、石川 [69])。

なお、船体 FIN の評価を行う場合、FIN が発生する翼端渦の領域、すなわち FIN とプロペラ間の空間に多くの格子を集中的に配置することができる格子生成法が必要となる。また、船体 FIN の位置や組み合わせを変更したときの格子生成に容易に対応できることも必要となる。そこで、ここでは、このような問題でも効率的な格子生成が可能な重合格子法を採用することとし、同手法の機能を有する海上技術安全研究所(以下 NMRI と称す)の”NAGISA” [27] [28] [29]を用いることとした。

4.5.2 船型と船体 FIN

対象船型は Japan Bulk Carrier (JBC) 船型 ($L_{pp} \times B \times d(m) = 280.0 \times 45.0 \times 16.5$, $C_b = 0.858$) とした (Fig. 4.5-1 [70] [71])。性能向上エネデバイスである船体 FIN は、山下らの検討 [67] [66] にならい、長さ \times 幅 \times 厚さ = $7.0 \times 1.4 \times 0.108(m)$ とし、後述する位置に船体の Base Line に水平に取り付けた。プロペラは、NMRI の 7m 模型船による自航試験で用いられた直径 203mm、プロペラのボス比 0.18 の 5 翼 MAU 型ストックプロペラ [70] とした。なお、ダクトは考慮していない。

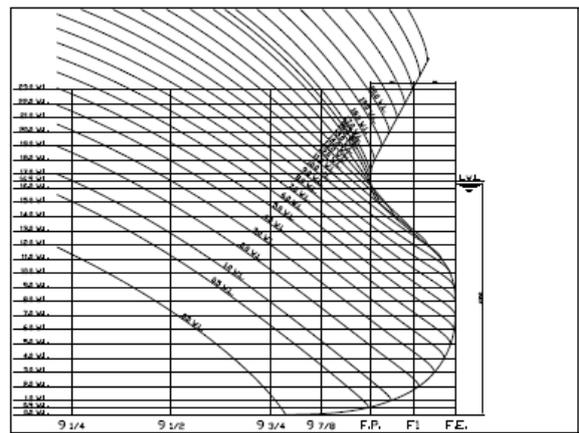
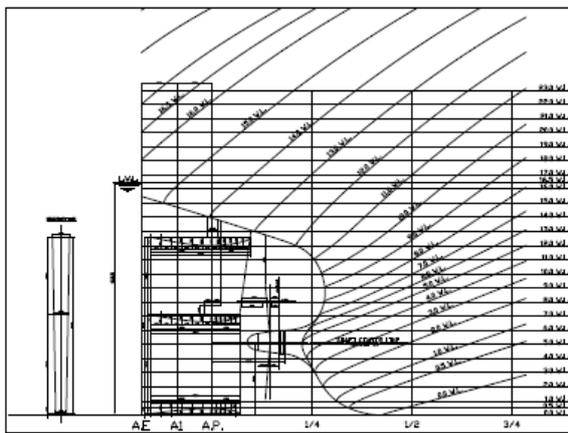
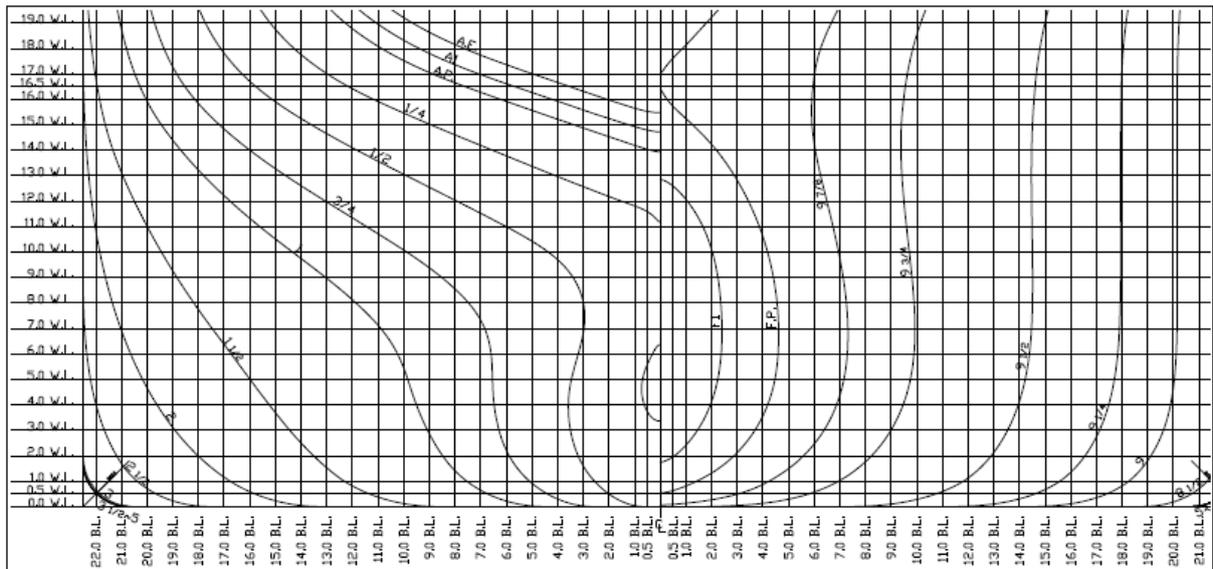


Fig. 4.5-1 Japan Bulk Carrier(JBC)船型 [70] [71]

4.5.3 計算方法(NAGISA)

CFD Solver には NMRI にて開発された“NAGISA”を用い、船体 FIN を装着した JBC 船型の抵抗自航計算を実施した。“NAGISA”は、構造格子による重合格子法が採用されている CFD Solver で、抵抗性能、自航性能、操縦性能、波浪中の船体運動などの推定計算が可能である(大橋ほか [27] [28] [29])。CFD Solver としての基本的なアルゴリズムには、2.5.2 項で説明した“NEPTUNE”の方法が踏襲されている。

船体 FIN の効果を推定するためには、同 FIN の翼端渦がプロペラ面の流れに与える影響を把握する必要がある。したがって、この翼端渦が流れる経路に十分な格子を効率的に配置した計算が必要で、NAGISA の重合格子法を用いた。さらに、この重合格子法には、船

体 FIN の位置や組み合わせの変更するとき、FIN の格子ブロックの配置を変更することで容易に計算格子を構成することができるメリットもある。

その他、自由表面流れの取り扱いには、水面を平坦と仮定したダブルモデルフロー近似を、乱流モデルには EASM モデル (Explicit Algebraic Stress Model) を用いた。壁面には non-slip 条件を課した。プロペラモデルは無限翼数理論に基づく体積力モデルを採用した。

4.5.4 計算結果

(1) 裸殻船体の計算

まず、基本となる裸殻状態の抵抗・自航計算を行い、その計算精度の検証を行った。舵および船体 FIN は装着していない。計算格子は、Fig. 4.5-2 に示すように重合格子の機能を用いて船尾付近のみ解像度を高くしつつ、総格子数は 260 万点とした。レイノルズ数 Re は、NMRI で実施された 7m の模型船を用いた抵抗・自航試験 [70] に対応する 7.46×10^6 とした。粘性低層の格子解像度を確保するため、船長で無次元化された最小格子間隔は NMRI の推奨値 ($=0.01/\sqrt{Re}$) より小さい 1.0×10^{-6} とした。

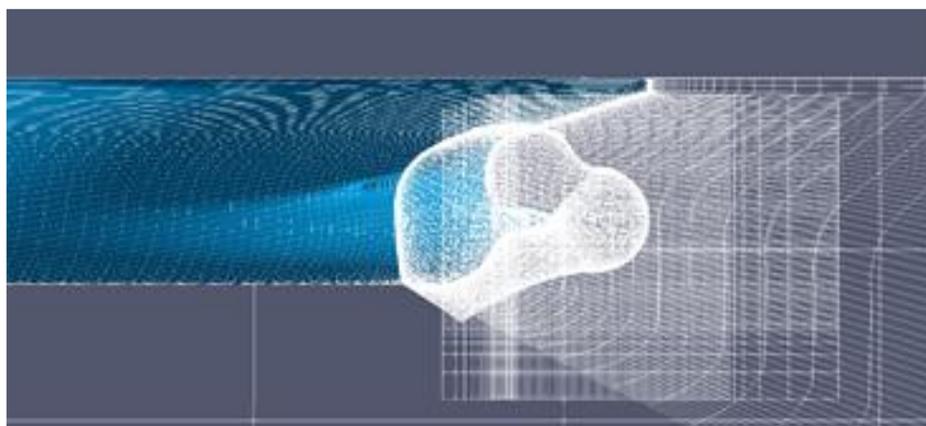


Fig. 4.5-2 船尾まわりの格子分割

CFD の精度検証については、2015 年の CFD Workshop Tokyo [70] [71] で共通の計算対象、計算条件にて実施された計算結果を試験結果と詳細に比較する取り組みが実施されている。その結果を見ると、現状の CFD による抵抗・自航性能の推定精度は、概略 -10%~+5% の範囲内にあると報告されている。加えて、安定して $\pm 4\%$ の精度内を確保するためには 1000 万セル程度まで計算格子を細かくする必要があることも示されている。ここでは、この結果を踏まえて本計算結果の精度検証を行う。

本計算結果を水槽試験結果 (EFD) [71] と比較して Table 4.5-1 に示す。形状影響係数

1+K、全抵抗係数 C_t 、推力係数 K_T 、推力減少係数 $1-t$ およびプロペラ効率比 η_r は誤差 4%以内と十分な精度が得られた。トルク係数 K_Q および有効伴流係数 $1-w_T$ の誤差がやや大きい、上述の CFD Workshop Tokyo で示された各参加機関の誤差 -10%~ +5%の範囲内には入っている。これらから、格子点数が 260 万点と同 Workshop で推奨されている 1000 万点よりも少ないものの、許容範囲内の計算精度が得られたと評価される。

プロペラ面の伴流分布を試験結果と比較して Fig. 4.5-3 に示す。カラーコンターが主流方向の流速を(本項では、主流方向無次元流速を V_x と表示する)、矢印が同面内の流速ベクトルを表す。同図右側の CFD 図内に示した円はプロペラの外端位置を表している。肥大船特有の V_x の等値線に見られる大きなフック形状が計算でも再現された。

Table 4.5-1 裸殻模型船の CFD 結果とその精度

| | 水槽試験(EFD) (NMRI) [71] | CFD (石川、樫 [68]、石川 [69]) | Error |
|----------|--------------------------|----------------------------|-------|
| 1+K | 1.314 | 1.308 | -0.5% |
| C_t | 4.29×10^{-3} | 4.13×10^{-3} | -3.7% |
| K_T | 0.217 | 0.210 | -3.2% |
| K_Q | 0.0279 | 0.0263 | -5.7% |
| 1-t | 0.804 | 0.804 | 0.0% |
| 1- w_T | 0.552 | 0.498 | -9.8% |
| η_r | 1.015 | 1.012 | +0.5% |

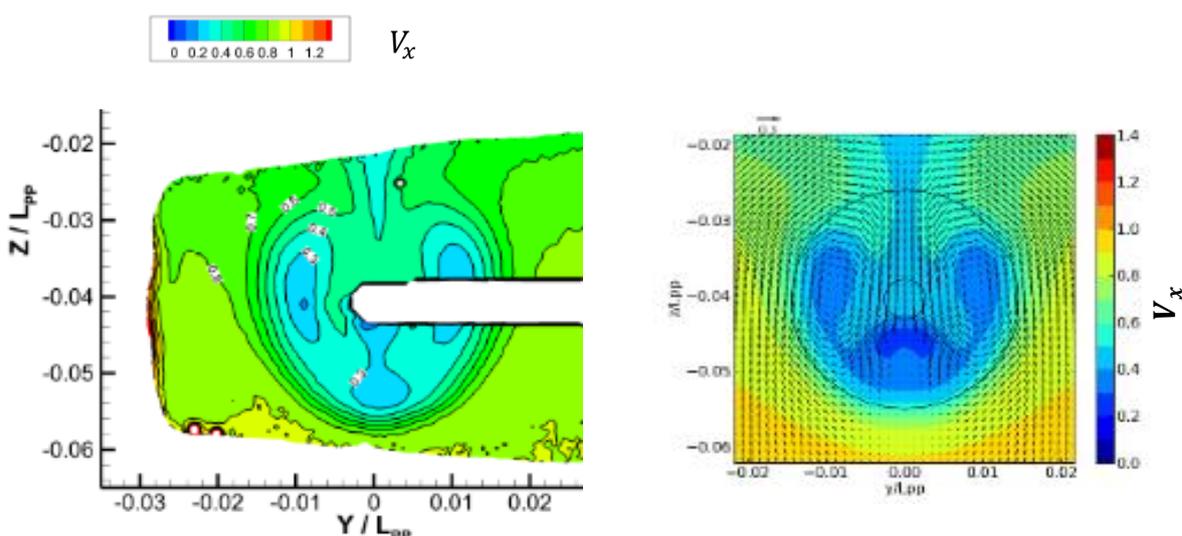


Fig. 4.5-3 プロペラ面内の伴流分布
(左：水槽試験[NMRI] [71]、右：CFD (石川、樫 [68]、石川 [69]))

(2) 船体 FIN の省エネ効果

山下らは、長さ 2.586m の JBC 模型船に船体 FIN を装着して回流水槽で抵抗・自航試験を実施し、船殻効率の最も優れる FIN の取り付け位置は SS2 (SS はスクエアステーション)にて Base Line から喫水の 20%の高さの場合であることを示した。さらに、この最適位置で片舷ずつ船体 FIN を装着したところ、左舷のみの場合に船殻効率が改善、右舷のみでは悪化と、その効果に左右非対称性が見られたことも併せて報告している [67] [66]。ただし、同模型船には舵は装着されていない。

そこで、本項では、Fig. 4.5-4 に示す山下らと同じ配置に船体 FIN を装着し、同 FIN が流場に与える影響と省エネ効果の関係を検討した。計算格子は Fig. 4.5-5 に示すような重合格子を用いて FIN 周りおよび FIN からプロペラまでの空間の格子解像度を上げ、総数 340 万点とした。ただし、計算レイノルズ数 Re は、NMRI の 7m 模型船の水槽試験相当の 7.46×10^6 とした。山下らは、船体 FIN による性能改善は伴流係数の改善によることを小型模型試験の結果から示しているが、このときの伴流係数と後述する大型模型船による水槽試験結果との間には無視できない差が見られた。そこで、本研究では、大型模型船の流場で船体 FIN の効果の評価を行うこととした。



Fig. 4.5-4 船体 FIN の設置位置 (at SS2、基線の 20% d 上方) 石川 [69]

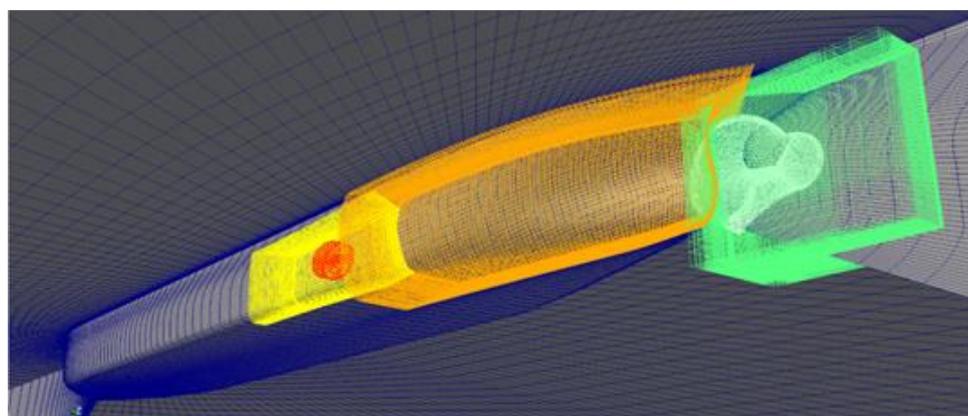


Fig. 4.5-5 船体 FIN を装着した船体周りの重合格子 (石川、樫 [68]、石川 [69])

青 :船体周りの格子、黄色と赤 : 船体 FIN 周りの格子、
オレンジ : フィンとプロペラ間の格子、緑 : 船尾端格子

船殻効率 η_H と自航要素の計算結果を山下らの試験結果と比較して Fig. 4.5-6 に示す。試験結果の η_H を見ると、左舷のみに船体 FIN を設置した場合(図中の Port)に FIN なし(同 W/O)よりも改善、右舷のみに設置した場合(同 Stb)は悪化している。これは、主に伴流係数 $(1-w_T)$ の違いによる。推力減少率の相違は小さい。本計算でも、山下らの検討と同様の FIN 配置による船殻効率の違いが再現された。ただし、FIN 配置の船殻効率への影響は小さく評価されている。本計算では、計算レイノルズ数を NMRI の大型模型船を用いた水槽試験対応としたため $(1-w_T)$ の値そのものは山下らの結果と異なり、NMRI の試験結果と近い値を示した。

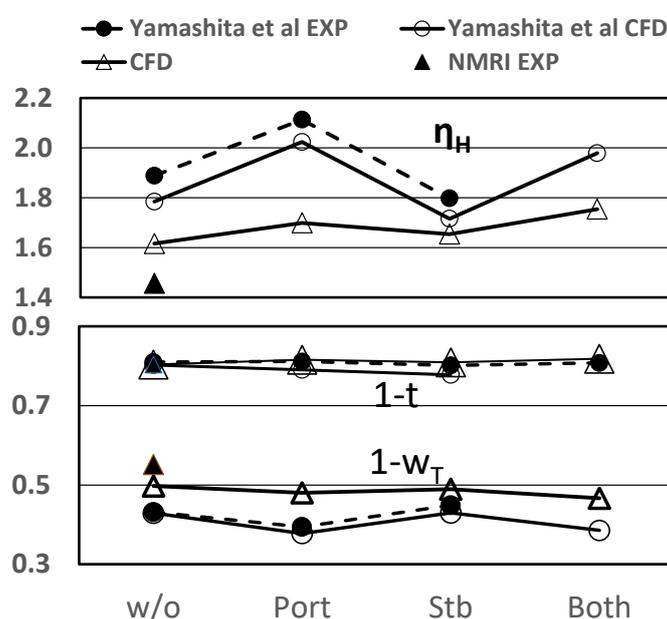


Fig. 4.5-6 船殻効率と自航要素 (石川、樫 [68]、石川 [69])

次に、船体 FIN の船尾流場に与える影響を評価するため、SS2 の左舷のみに船体 FIN を装着した場合の流場を Fig. 4.5-7 に示す。SS1 1/2 では、主流方向流速の等値線に船体 FIN の翼端渦の示すフック形状が見られる。その後方の SS 1 ではフック形状は見られないが、この翼端渦の影響で右舷側と比べて等値線の膨らみが大きくなっており、その位置は SS 1 1/2 よりも上昇している。船尾付近の SS 3/8 では、この翼端渦は弱まりはつきりと見ることができない。しかし、その下方に存在する同じ回転方向の船尾縦渦は、翼端渦からの干渉影響を受けて船体表面の境界層流れを下降流として引き込みながら船体の外側の方向へと拡大している様子が、船体 FIN のない逆舷側の流場と比較することで理解することができる。Fig. 4.5-8 のプロペラ円内の伴流分布に対する船体 FIN の翼端渦の影響も同様で、船尾縦渦の領域は、船体付近の境界層流れを下降流としてその内側に引き込みながら、プロペラ外端側に向かって中心線から離れる方向へと拡大している。

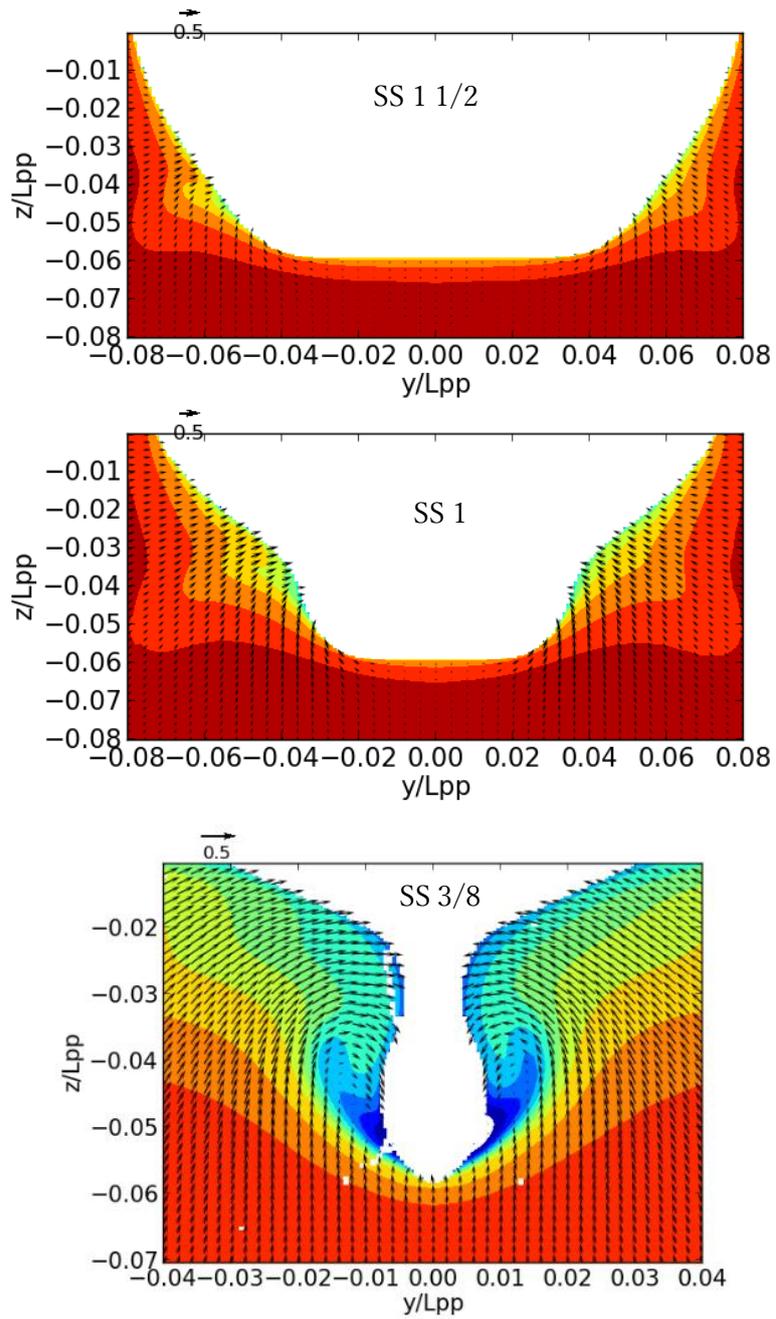


Fig. 4.5-7 船体周りの流場 (石川、樫 [68]、石川 [69])

(FIN 設置位置 : 左舷 SS2、20% d from B.L.)

(上段 : SS1 1/2、中段 : SS1、下段 : SS 3/8)

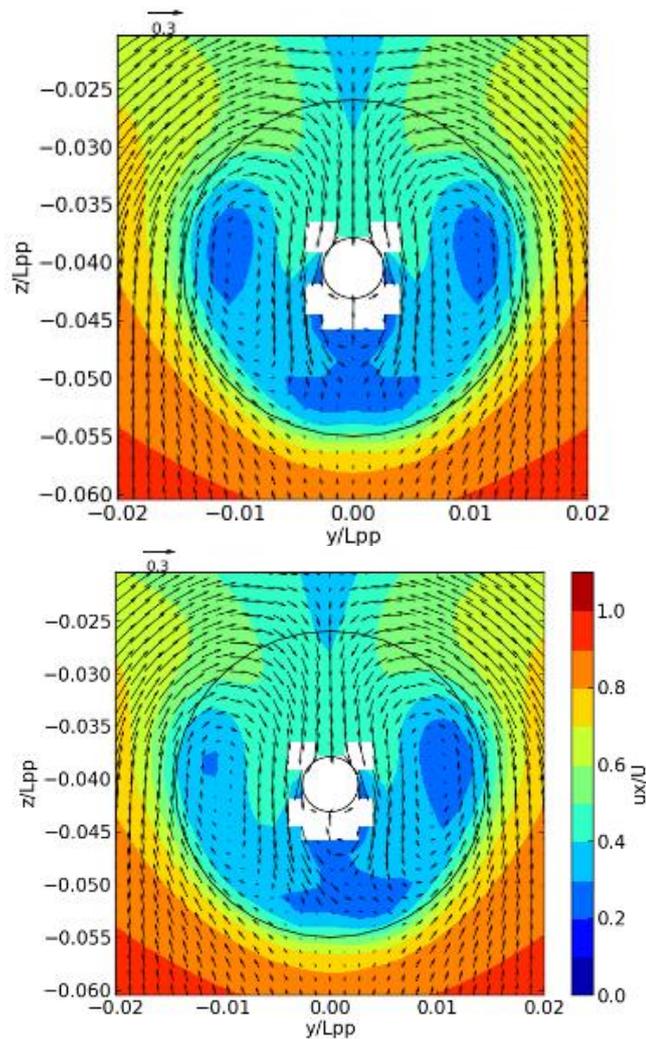


Fig. 4.5-8 プロペラ面伴流分布 (石川、樫 [68]、石川 [69])
 (上段：船体 FIN なし、lower：左舷に船体フィンを設置)

次に、左舷 FIN の場合のプロペラ各半径位置における主流方向流速 V_x および周方向流速 V_θ (時計回りを正とする) を Fig. 4.5-9 に示す。ここで、横軸はプロペラ位相角 θ で、鉛直上向きをゼロ、時計まわりに正とした。したがって、 $\theta = 180 \sim 360^\circ$ が左舷側に相当する。前述のとおり、船体 FIN の翼端渦との干渉効果で船尾縦渦がプロペラ外端方向へ拡大するが、このため外端付近で V_x が減少しプロペラ円内の伴流分布が均一化する様子を示している。これによって伴流利得の改善が得られる。さらに、FIN ありから FIN なしの流速を差し引いて求めた誘導速度を Fig. 4.5-10 に示す。船体 FIN を装着した左舷側の周方向の誘導速度 ΔV_θ は負の値であり、プロペラの回転方向に対抗する方向であることを示している。したがって、左舷側に FIN を装着した場合、この誘導速度 ΔV_θ も伴流利得の改善に寄与する。これに対し、右舷側に船体 FIN を装着すると、この ΔV_θ はプロペラ回転方向と

一致する方向となるため、逆に伴流利得を悪化させる方向に作用することになる。このような誘導速度とプロペラ回転方向の関係により船体 FIN の効果に左右非対称性が生じることになる。ここで示した船体 FIN のプロペラ伴流分布に与える影響は、山下らの小型模型船対応の検討結果 [66] [67]とも定性的に一致している。

最後に、両舷に船体 FIN を装着した場合のプロペラ面伴流分布を左舷のみに装着した場合と比較して Fig. 4.5-11 に示す。両舷に装着すると、船尾縦渦領域が横方向に加え、下方へも拡大する。このように両舷に FIN を装着した場合の流場の様子は片舷に装着した場合と異なるため、性能改善効果も左右舷それぞれ片舷に装着したときの効果を単純に平均した値とはならない。Fig. 4.5-6 に示したように、今回の計算では、両舷に船体 FIN を装着した場合、性能改善の大きかった左舷の船体 FIN の船殻効率と同等以上の改善が得られた。

以上、本項では、船体 FIN による船殻効率の改善効果に関し、船体 FIN が船尾流場に与える影響を踏まえた説明を検討した。その結果、船体 FIN の翼端渦の干渉影響で船尾縦渦の領域がプロペラ外端方向へ拡大されてプロペラ円内の伴流分布が均一化する傾向を示すが、これが船体 FIN による伴流利得の改善の主な理由であることが示された。

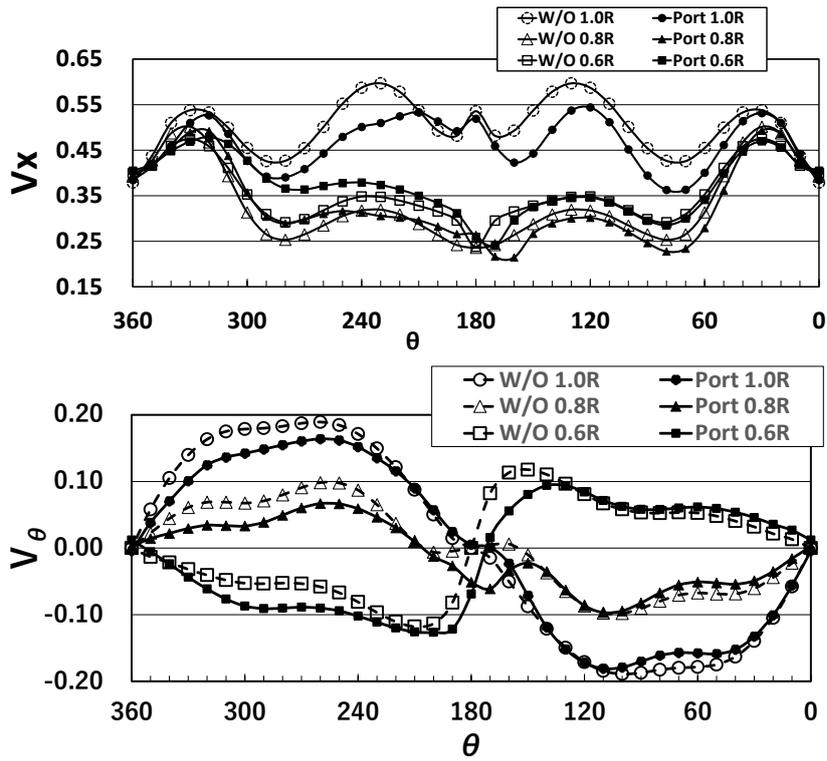


Fig. 4.5-9 プロペラ面内の各半径位置での V_x および V_θ (石川、樫 [68]、石川 [69])
 白抜き記号は船体 FIN なしの、黒記号は左舷に船体 FIN を装着した場合の V_x および V_θ の計算結果を示す。

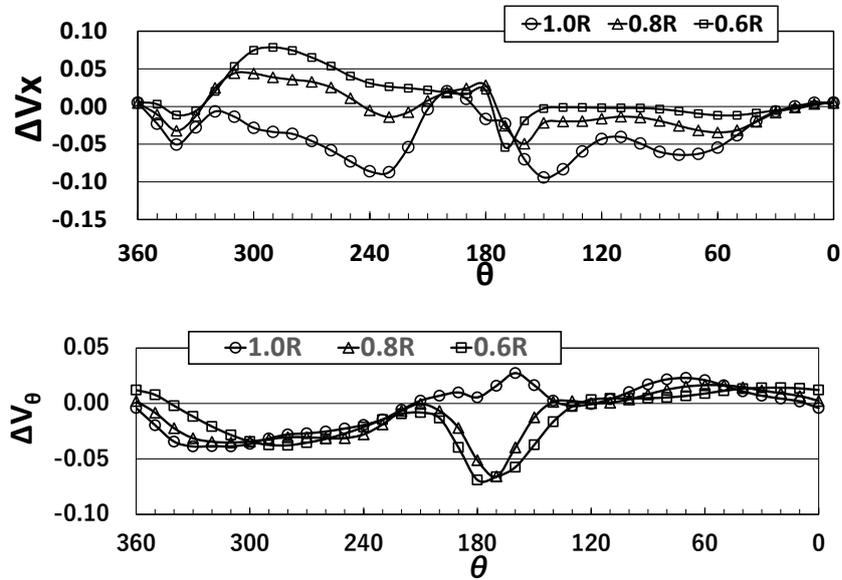


Fig. 4.5-10 プロペラ面内の各半径位置での誘導速度 ΔV_x および ΔV_θ (石川、樫 [68]、石川 [69])
 (誘導速度) = (FIN 付きのときの速度) - (FIN なしのときの速度)

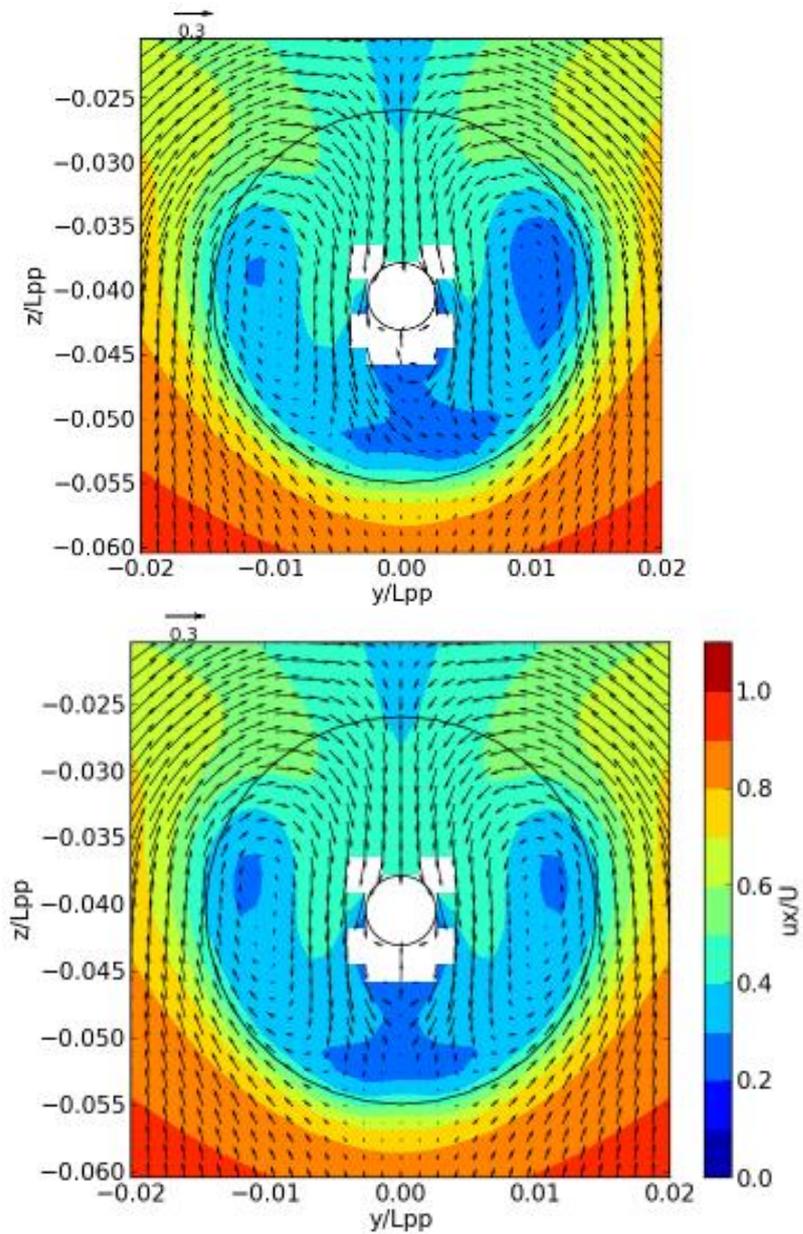


Fig. 4.5-11 プロペラ面伴流分布の比較 (石川、楳 [68])
 (上段：左舷のみに船体 FIN を設置、下段：両舷に船体 FIN を設置)

(3) 舵の影響

舵がプロペラ後流の旋回エネルギーを回収することで推進効率向上に寄与していることは良く知られている。本項では、船体 FIN の省エネ効果の舵との関係を検討した。舵あり、および無しの計算結果から、(4.5-1)式および(4.5-2)式で定義されるパワー常数 k_p およびスラスト常数 k_t を求めて Fig. 4.5-12 に、推進効率 η_{all} を Fig. 4.5-13 に示す。舵の装着でスラスト常数に大きな違いは見られないが、パワー常数が 3~4%、推進効率 η_{all} が 4~5% 改善している。Fig. 4.5-14 に示したプロペラ面の伴流分布には、舵のせき止め効果、すなわちプロペラ面に誘起される舵のポテンシャル伴流の有無が現れている。これによって、舵装着時に Fig. 4.5-15 に示すような伴流係数の改善が得られ、Fig. 4.5-13 のように η_{all} が改善した。Fig. 4.5-13 には、左舷側に船体 FIN を装着すると FIN 無に対して推進効率 η_{all} が 4%程度改善していることも示されているが、舵装着による η_{all} の改善量はそれより大きいことが分かる。

$$k_p = \frac{2\pi nQ}{\frac{1}{2}\rho v^3 \nabla^{2/3}} \quad (4.5-1)$$

$$k_t = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho v^2 \nabla^{2/3}} \quad (4.5-2)$$

ここで、T：プロペラ推力、Q：プロペラへの伝達トルク、n：プロペラの毎秒回転数
 ρ ：流体密度、v：船速、 ∇ ：排水容積

ここで、船体 FIN の効果の左右非対称性に対する舵の影響について考察する。Fig. 4.5-13 から、舵なしのとき船体 FIN 左舷のみの η_{all} に対する右舷のみのときのそれは 82.2% から 79.9% と 2.8% 悪化している。舵付きでは 85.3% から 84.1% と 1.4% の悪化に留まっている。これは、Fig. 4.5-15 に示すように右舷船体 FIN の場合、舵装着で推力減少係数 $1-t$ が改善し、スラスト常数 k_t が Fig. 4.5-12 に示したとおり 0.01448 から 0.01432 へと約 1%減少したためである。その理由を説明するため、推力減少率 t の船体成分と舵成分を Fig. 4.5-16 に示す。右舷側に FIN を装着した場合(図中の Stb)の t が小さいのは、 t の舵成分が小さいためである。そこで、次に船体側から見た舵正面における抵抗状態と自航状態の圧力差の分布を Fig. 4.5-17 に示す。色の青い部分は負圧、すなわち抵抗状態より自航状態で圧力が低下していることを示している。右舷に FIN を設置した場合、プロペラ軸の上方で負圧となる領域が増大しており、この領域が推力として寄与していることが示されている。この舵の前縁の負圧領域の増大が右舷 FIN の場合の $1-t$ の改善、ひいては性能改善につながっている。前述のとおり、船体 FIN は、その誘導速度とプロペラ回転方向の関係から左舷 FIN よりも右舷 FIN の性能改善量が小さくなるが、この性能改善量の左右非対称性は舵により緩和されることが示されたといえる。

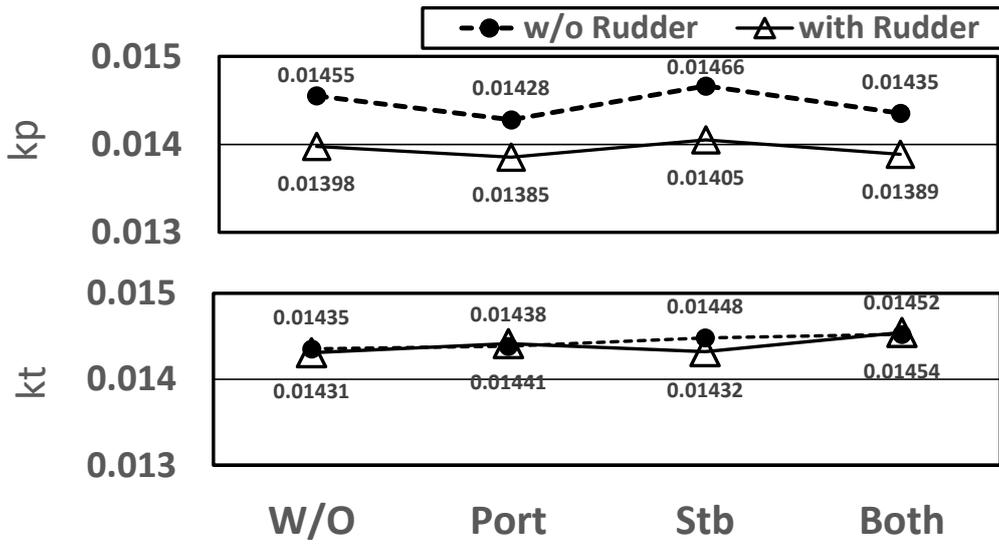


Fig. 4.5-12 パワー常数およびスラスト常数

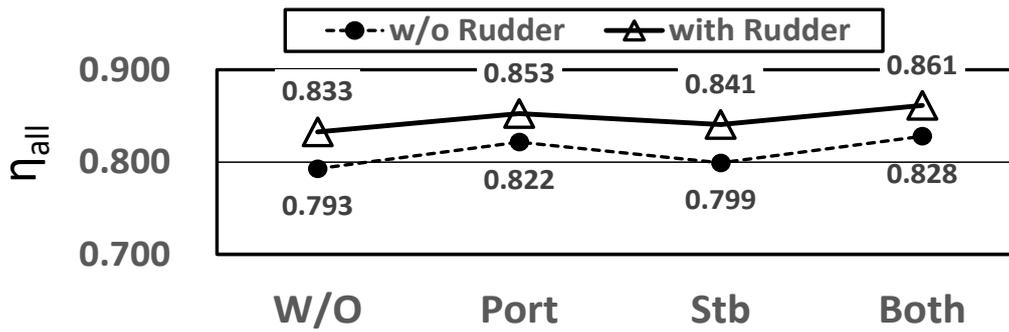


Fig. 4.5-13 推進効率 $\eta_{all} (= \frac{RV}{2\pi nQ})$

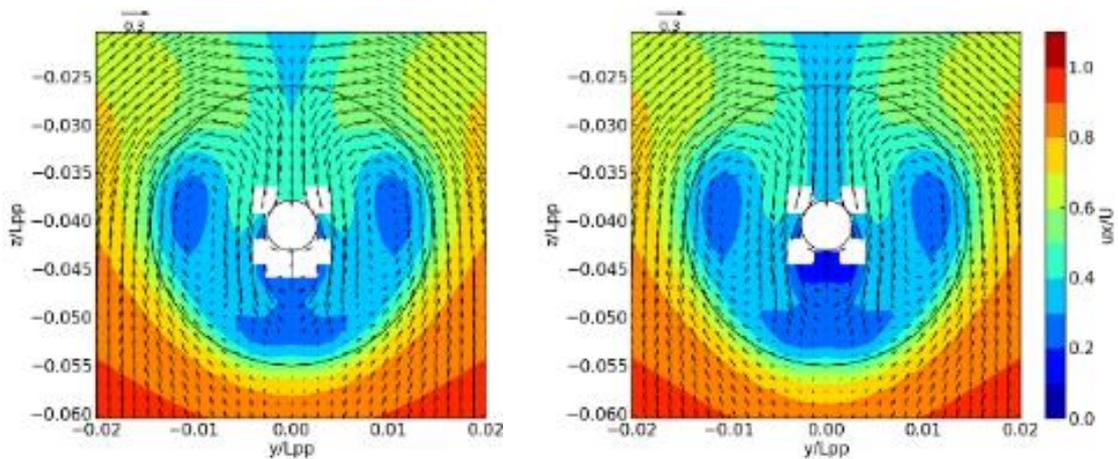


Fig. 4.5-14 プロペラ面の伴流分布
左側：舵なし 右側：舵あり

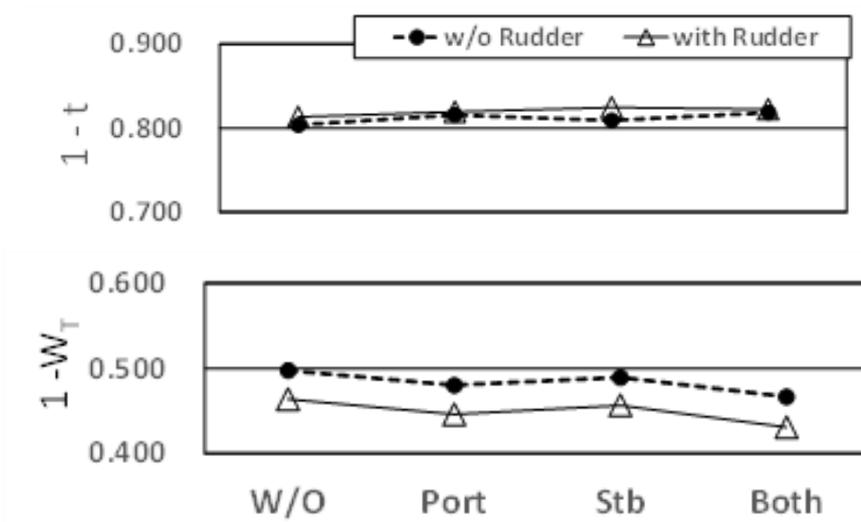


Fig. 4.5-15 自航要素に与える舵の影響

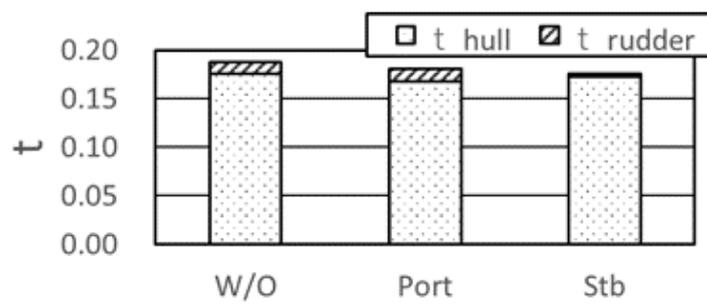


Fig. 4.5-16 推力減衰率の船体成分と舵成分

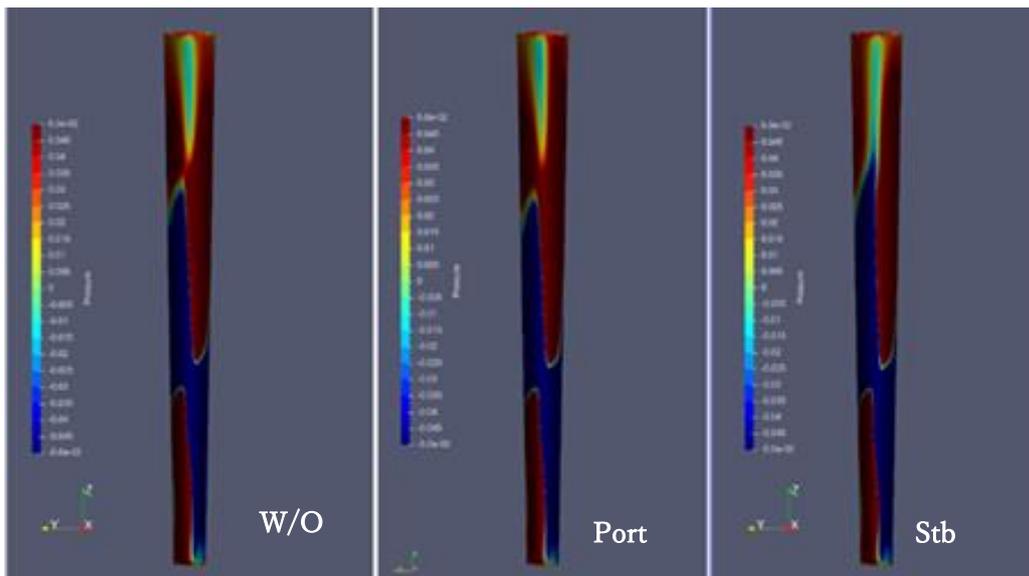


Fig. 4.5-17 舵正面の圧力差分布

(圧力差) = (自航状態の圧力) - (曳航状態の圧力)

(4) FIN 配置の影響

前述の通り、舵なしの状態では片舷ずつ船体 FIN を装着した場合、左舷側に装着したときに船殻効率の改善が得られた。そこで、本項では、左舷のみに船体 FIN を装着することとし、その前後あるいは上下方向の取り付け位置が省エネ効果に与える影響について検討した。具体的には、前後位置を SS2 1/2、2、1 1/2、上下方向を Base Line から喫水の 20%、30%、40% 高さ（以下 20%d、30%d、40%d と称す）と変更した 9 通りの組み合わせに対し、模型プロペラへの伝達馬力の評価を行った。計算レイノルズ数は、前項と同様、NMRI の大型模型船に対応する 7.46×10^6 とした。

Fig. 4.5-18 に (4.5-1) 式および (4.5-2) 式で定義される模型船のパワー常数 k_p 、スラスト常数 k_t ならびに船殻効率 η_H を示す。ここで、横軸は船体 FIN の取り付け位置を示す。“w/o” は船体 FIN なしの状態を示す。船体 FIN の位置によってパワー常数が変化し、FIN なしの状態に比べて増大するケースも見られた。前後位置が SS2 であれば FIN 高さが 20%d、30%d、SS 1 1/2 であれば 40%d のときに FIN なしに対し 2% のパワー常数低減が得られた。これに対し、SS 1 1/2 で高さを 20%、0% とした場合、船殻効率は悪化しないがスラスト常数が増大し、パワー常数は悪化した。

このときのプロペラ面の伴流分布を比較して Fig. 4.5-19 に示す。パワー常数の低減が見られた FIN が SS2 20%d および SS 1 1/2 40%d の場合、左舷側の船尾縦渦領域がプロペラ外端方向へ拡大によりプロペラ円内の伴流分布が均一化しているのが分かる。すなわち、4.5.4 項の(2)で検討した船体 FIN によるプロペラ面伴流分布のこのようなコントロールが船殻効率の改善、ひいてはパワー常数の低減につながっている。これに対し、パワー常数が増大した SS 1 1/2 の 20%d に FIN を取り付けられた場合は、プロペラ面内の伴流分布が大きく拡散している。このときの船体まわりの流場は、Fig. 4.5-20 に示すように、FIN 位置が SS2、20%d 場合の Fig. 4.5-7 よりもかなり大きな翼端渦が発生し、船尾へ流れていく様子が分かる。このケースも船殻効率には改善は見られたが、大きな翼端渦発生に伴う FIN 抵抗あるいはプロペラ推力の増大の影響の方が大きく、結果としてパワー常数は増大した。

このように、船体 FIN による省エネ効果は、FIN による船殻効率の改善と FIN の固有抵抗のバランスにより決まり、過大な船体 FIN の翼端渦は性能悪化につながる。本研究における検討から、船尾縦渦領域をプロペラ外端方向へ拡大させるようなコントロールが性能改善に効果的であり、そのような位置に船体 FIN を配置するのが望ましいことが示された。

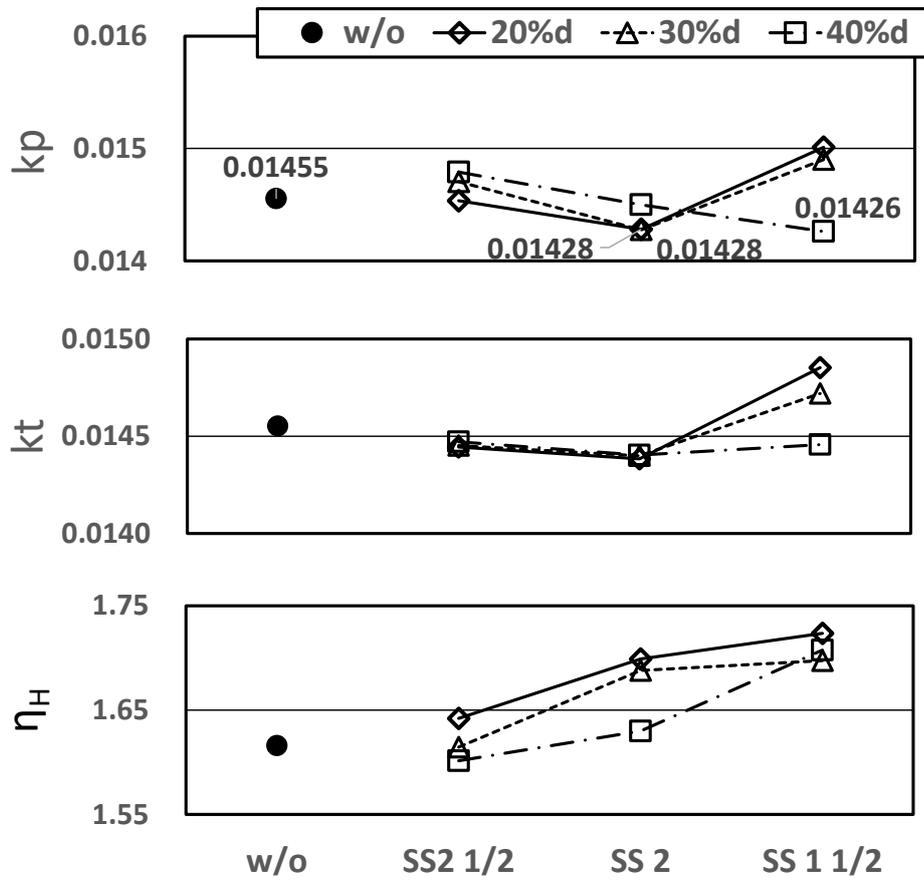


Fig. 4.5-18 推進性能の比較 (石川、樫 [68])
 (上段：パワー常数、中段：スラスト常数、下段：船殻効率)

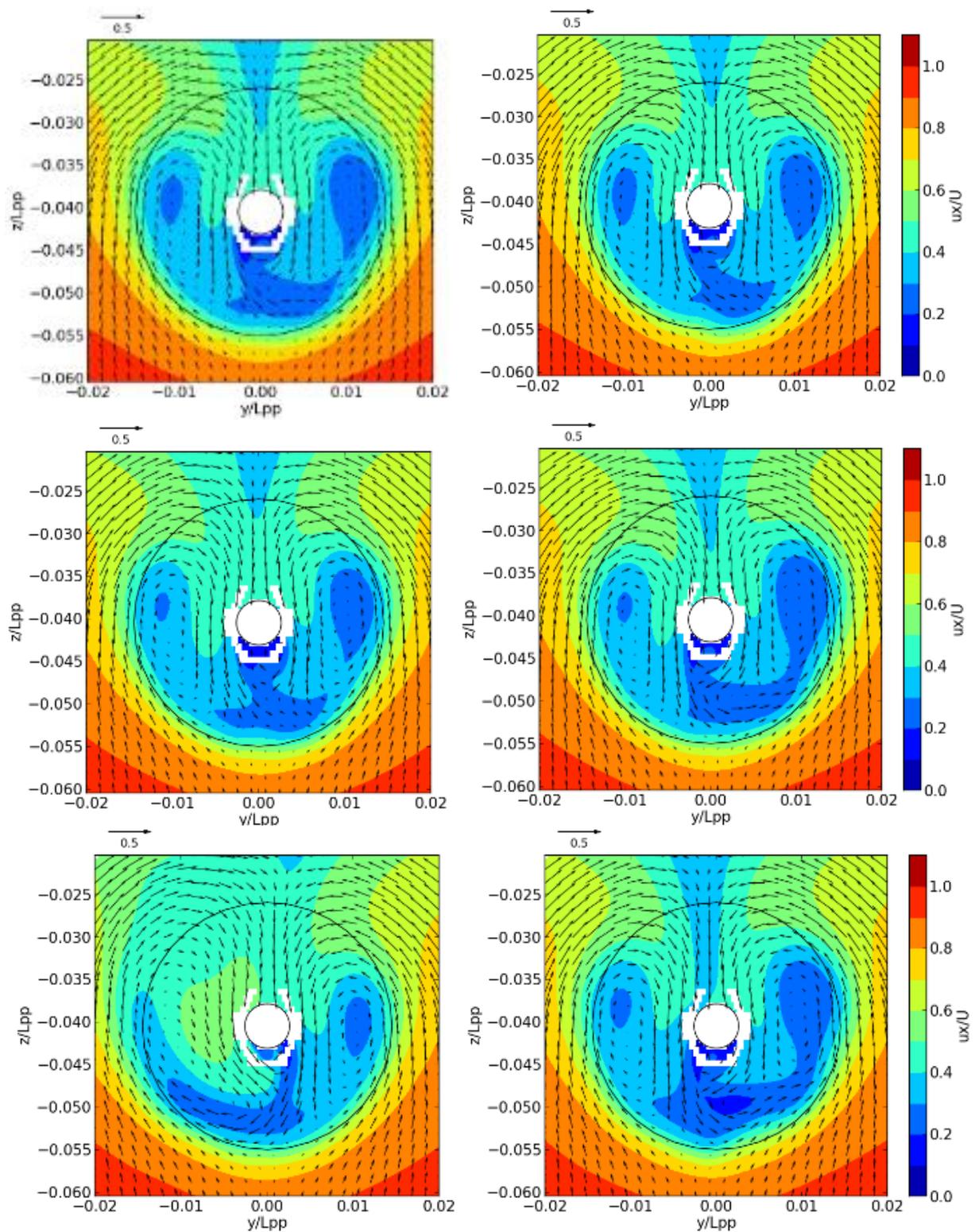


Fig. 4.5-19 船体 FIN の設置位置と伴流分布 (石川、樫 [68])

上段 : FIN 位置 SS 2 1/2、中段 : FIN 位置: SS2、FIN 位置: SS 1 1/2

左 : 20%d from B.L. 右 : 40%d from B.L.

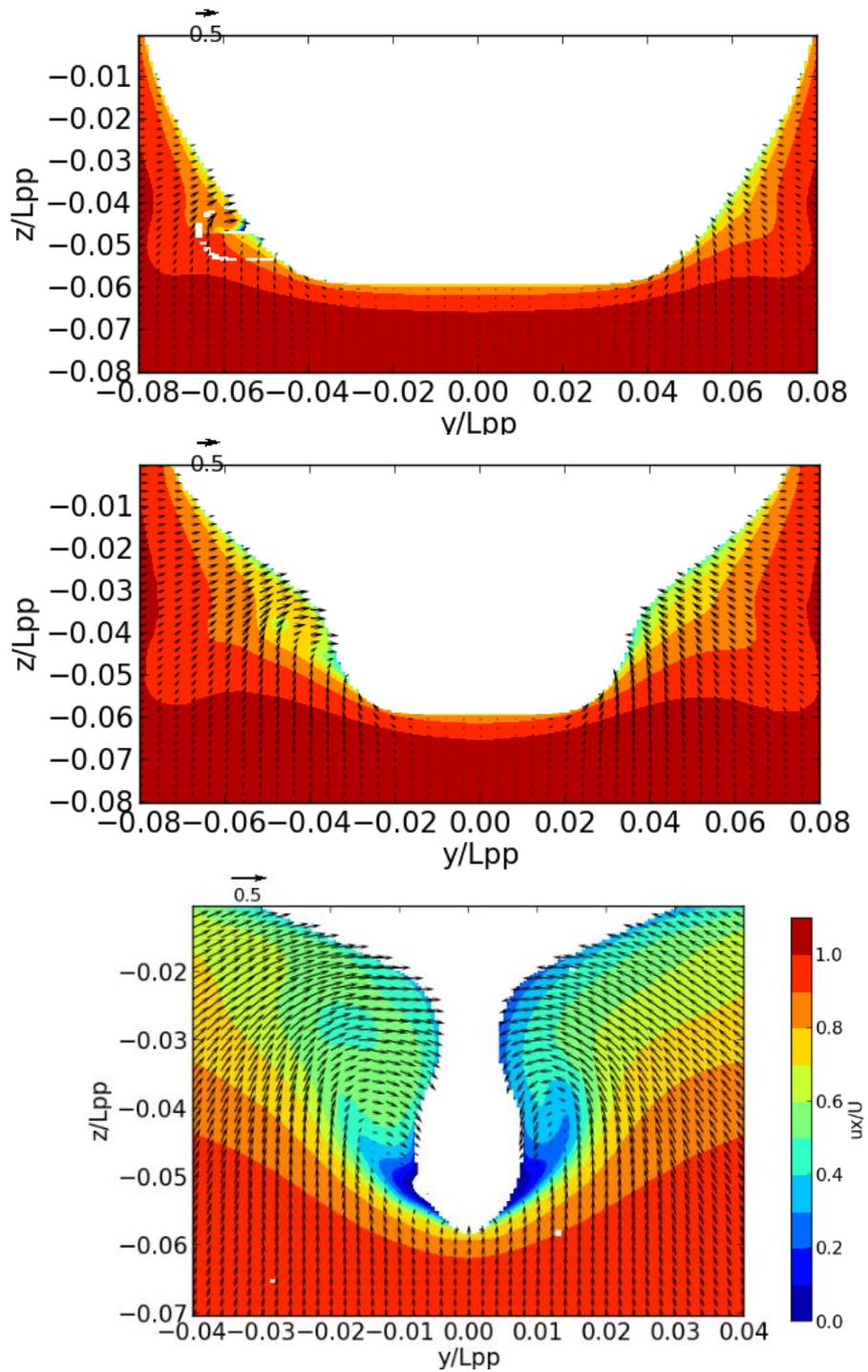


Fig. 4.5-20 船体 FIN 位置 SS 1 1/2、20%d from B.L.のときの船体まわりの流場
 上段：SS1 1/2、中段：SS1、下段：SS 3/8 (石川、樫 [68])

4.5.5 まとめ

低速肥大船型である JBC 船型に設置した FIN 型省エネ装置の船尾流れに与える影響と省エネ効果について CFD Solve に”NAGISA”を用いた検討を行い、以下の知見を得た。

- 1) JBC 船型の抵抗・自航性能の推定精度はおおむね 4%以内と良好であった。トルク係数 K_Q および有効伴流係数 $1 - w_T$ の誤差がやや大きかったものの、これらも許容範囲内の推定精度と考えられた。
- 2) 船体 FIN の翼端渦との干渉効果で船尾縦渦域がプロペラ外周側へ拡大されることでプロペラ円内の伴流分布が均一化する傾向を示すが、これが船体 FIN による伴流利得改善による推進性能向上の主な理由であることが今回の CFD 結果から説明することができた。
- 3) また、プロペラ面伴流分布をこのようにコントロールできる位置に船体 FIN を配置することが、推進効率の改善に最も効果的であることが示された。
- 4) 舵による推進効率の改善は船体 FIN と同等以上であること、舵を装着で船体 FIN そのものの性能の左右非対称性は緩和されることなどが、CFD で得られた流場情報を用いて説明可能であることが示された。
- 5) 以上のことから、重合格子法を用いた CFD は、比較的小規模な計算環境においても、このような省エネデバイスの性能評価に必要な計算精度を有し、かつ性能改善と流場との関係の理解に有効であることが示された。

4.6 結言

CFD で得られる船体周囲の流れや圧力場についての詳細な情報を活用し、流体力学的な根拠に基づいたより合理的な船型設計が迅速に実施可能とするために、第4章では、CFD 最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD と並列計算技術を統合した新しい船型設計支援システムを開発した。その中核となる CFD による最適船型の抽出方法として、「順問題解法による船型最適化手法」と「逆問題解法による船型最適化手法」を併用する設計支援システムとした。また、上記に加え、本システムでは船型の形状変形機能、計算格子生成機能、最適形状探索機能、計算結果出力・表示機能など多くのシステムとの連携が必要となる。このため、これら各機能を個別のモジュールと考え、それらをインターフェースで連結する構成を採用した。これにより、別の機能を有する CFD Solver と交換、技術の進展によりアップデートされたモジュールとの交換などが容易となり、今後の本システムの拡張性、機能アップへの適用性が確保された。

さらに、開発したシステムの有効性を確認するために、具体例として、1) 粘性抵抗を最小化するタンカー船型の船型改善、2) 剰余抵抗を最小化するためのシリーズ 60 船型の船型改善、3) 性能向上デバイスの一つである船体 FIN の最適配置の検討、の検討を行い、以下に示す成果を得た。

- 「逆問題解法」の適用性の検討として、実用タンカー船型「龍光丸」を対象に、粘性抵抗を最小化する船型の自動探索を検討した。その結果、船尾のフレームライン形状の V 型化で 3.4%の粘性抵抗低減が得られた。しかし、より広い船型の中からの最適船型の探索を期待して高次モードの形状変形を許容する最適化計算を行うと、実用的な船型が得られないという課題も明らかとなった。
- 「順問題解法」の適用性の検討として、シリーズ 60 船型を対象に、各船速ごとに剰余抵抗を最小化する船型の検討を実施した。具体的には、各船速ごとに剰余抵抗を最小化する船首バルブ形状ならびに C_p カーブの最適形状を検討した。その結果、低速域では肩張りの C_p カーブと小型の船首バルブ、高速域では肩落ちの C_p カーブと大型の船首バルブの組み合わせが有利なことが分かり、初期船型よりも低速域 3~8%、高速域では 10~25%の剰余抵抗改善を得ることができた。順問題手法を用いると、最適化の課程で実施した全ての CFD 計算を性能評価マップとして整理可能となる。同マップは、船型最適化の次のサイクルの検討における初期船型の設計に有益な情報となる。しかしながら、形状パラメータの数を増大させるとシリーズ船型の数が指数関数的に増大するため多くの形状パラメータの影響を同時に調査するのは困難である。
- 「逆問題解法による船型最適化」と「順問題解法による船型最適化」には、それぞれメリットとデメリットがあるため、問題に応じて使い分ける必要がある。現状で

は、順問題解法で概略形状を決め、必要に応じて逆問題解法を組み合わせるといった運用形態が実用的であると考えられる。

- 流場情報を活用した性能向上エネデバイスの設計の一例として、FIN 型省エネ装置装着の船尾流れに与える影響と推進性能の改善の関係について検討を行った。その結果、船体 FIN の翼端渦との干渉効果で船尾縦渦の領域がプロペラ外周側へ拡大させてプロペラ円内の伴流分布が均一化する傾向を示すが、これが船体 FIN による伴流利得の改善の主な理由であることが分かった。また、プロペラ面伴流分布のこのようなコントロールが可能な位置に船体 FIN を配置することが、推進効率の改善に最も有効であることが示された。

第5章 実船性能

5.1 緒言

実船と模型船の船体まわりの流場や推進性能には尺度影響が存在するため、模型試験結果から実船性能を推定する際、模型船と実船の性能要素に関する相関係数を考慮する必要がある。このような尺度影響については、その影響が強く現れる船尾の境界層流れ、粘性抵抗、自航要素、船尾付近に設置される性能向上デバイスの省エネ効果などについて、これまでに多く研究がなされている（例えば、石川 [48]、大森 [72]、川村ら [73]、荒木ら [74]）。しかし、考慮すべき流体现象が、境界層流れ、渦流れ、伴流、自由表面流れなど多岐にわたり、その全て現象に対する尺度影響が解明されているわけではない。そこで、設計者は、未解明な部分とその経験的知見で補いながら船型設計を行っている。これに対し、CFD で実船の計算が可能となれば、その性能を直接評価することが可能となり、尺度影響の未解明な部分が明らかとなって、より合理的な船型設計が可能になると期待される。第5章では、実船と模型船の性能をCFD で評価し、これらに対する尺度影響の検討を行った。加えて、尺度影響を考慮した船型設計の一例として、船尾波の尺度影響が造波抵抗に与える影響を調査し、同尺度影響を考慮した船尾形状の設計法について検討した。

5.2 節では、実用大型タンカー船型である“龍光丸” [60] を対象とした模型船および実船の抵抗・自航計算を行い、粘性抵抗、船体周りの伴流分布、自航要素に対する尺度影響について検討した。なお、本検討では水面を平坦と仮定した条件で計算を実施しているため、造波抵抗に対する尺度影響は評価されていない。

次に、5.3 節では、模型船と実船の相関係数 ΔC_f に関する検討を行った。5.2 節で形状影響係数に対する尺度影響については、従来の知見と異なり、「形状影響係数 K はレイノルズ数の増加に伴い増加する傾向を示す」と評価された。そこで、5.3 節では、このような形状影響係数のレイノルズ数依存性が模型船と実船の相関係数 ΔC_f に対してどのような影響を与えているかを検討した。

最後に、5.4 節にて、船尾波の尺度影響が造波抵抗に与える影響を調べ、その上で、この尺度影響を踏まえた船尾形状設計方法について検討した。

5.2 実船性能の推定精度と粘性抵抗・自航要素に対する尺度影響

5.2.1 概要

実船と模型船では、そのレイノルズ数の違いのために船体周りの粘性流場が異なり、これに伴い模型と実船で抵抗係数や推進効率に差が生じる。これらは尺度影響と呼ばれている。本項では、CFD を用いて実船および模型船の流場、抵抗および自航要素を直接計算で求め、これら尺度影響について、従来から知られている知見の検証を行った。同検討に先立ち、CFD の実船計算に必要な格子生成法を検討するため、5.2.2 項では、平板の摩擦抵抗係数のレイノルズ数依存性に関する計算を実施した。その上で、実用大型タンカーである“龍光丸”を対象に、曳航状態ならびに自航状態の性能要素に対する尺度影響を調べた。最後に、CFD による実船の速力馬力特性の直接評価に関する取り組みを説明する。なお、5.2 節で実施した CFD 計算には、2.3.5 項で検討した船尾縦渦の計算精度向上のために検討した乱流モデルの改良が考慮されていない。改良乱流モデルを用いた検討については 5.3 節で改めて説明する。

5.2.2 平板の摩擦抵抗

数値計算結果を実現象の計測値と比較する際には、計算結果自身の持つ数値誤差について十分吟味しておく必要がある。その手法の一つとして、格子分割法の違いが解に与える影響を調べる感度解析的手法がある。本論文でも、SR107 船型を対象とした格子分割影響の検討結果 [35] を 2.3.3 項に示した。しかし、これらは模型船対応のレイノルズ数で実施した検討であった。実船は、模型船に比べて境界層厚さが薄くなるため、壁近傍の格子解像度を大幅に改善する必要があり、改めて適切な格子分割法を見出すための検討を行った。計算対象は、Fig. 5.2-1 に概要を示すような 2 次元平板とした。座標系は図中のとおりとし、原点を平板の先端に設けた。計算領域の広さは、平板の長さを 1.0 として、平板の前方に 0.5、後方に 1.0、壁から垂直方向に 1.0 とした。レイノルズ数 Re は、模型船から実船に対応する範囲に相当する以下の 4 種とした。

$$Re = 5.0 \times 10^6, \quad 5.0 \times 10^7, \quad 5.0 \times 10^8, \quad 5.0 \times 10^9 \quad (5.2-1)$$

CFD Solver は、第 2 章と同様、“NICE”とした。ただし、乱流モデルには 2.3.5 項で検討した改良が考慮されておらず、オリジナルの BL モデルを用いた。

計算格子は、Table 5.2-1 に示すように、摩擦抵抗への影響が最も大きい壁から法線方向の最小格子間隔 Δmin を $2 \times 10^{-9} \sim 3 \times 10^{-5}$ の範囲で変更した。このとき、同時に同方向の格子分割数 KM を Δmin を減じるに従って 33 から 67 へと増大させた。なお、主流方向の格子数 IM はいずれも 131 とし、平板上の格子点も 77 個で固定した。計算で得られた摩擦抵抗係数 C_f を比較して Fig. 5.2-2 に示す。同一レイノルズ数の計算でも、最小格子間隔が大き

いと（格子数が少ないと）摩擦抵抗係数 C_f は大きく計算される。しかし、最小格子間隔がある値より小さくなると、それ以上小さくしても計算結果はほとんど変わらない。このように、壁面近傍の格子間隔を十分小さくすることにより、格子依存性のほとんどない摩擦抵抗係数が得られる。

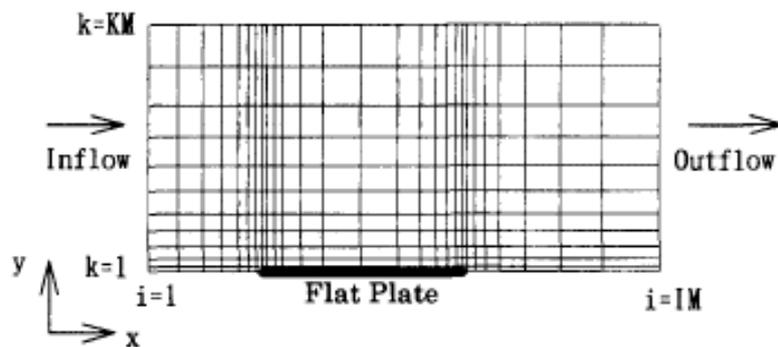


Fig. 5.2-1 平板まわりの計算格子 [48]

Table 5.2-1 格子分割法の検討

$IM = 131, x_{min} = -0.5, x_{max} = 2.0, y_{max} = 1.0$

| Case | Re | Δ_{min} | KM |
|------|-------------------|-----------------------|----|
| 1 | 5.0×10^6 | 2.84×10^{-7} | 49 |
| 2 | | 7.57×10^{-7} | 46 |
| 3 | | 2.84×10^{-6} | 41 |
| 4 | | 7.57×10^{-6} | 38 |
| 5 | | 2.84×10^{-5} | 33 |
| 6 | 5.0×10^7 | 5.05×10^{-8} | 55 |
| 7 | | 1.35×10^{-7} | 52 |
| 8 | | 5.05×10^{-7} | 47 |
| 9 | | 1.35×10^{-6} | 44 |
| 10 | | 5.05×10^{-6} | 39 |
| 11 | 5.0×10^8 | 8.97×10^{-9} | 61 |
| 12 | | 2.39×10^{-8} | 58 |
| 13 | | 8.97×10^{-8} | 53 |
| 14 | | 2.39×10^{-7} | 50 |
| 15 | | 8.97×10^{-7} | 45 |
| 16 | 5.0×10^9 | 1.60×10^{-9} | 67 |
| 17 | | 4.26×10^{-9} | 64 |
| 18 | | 1.60×10^{-8} | 59 |
| 19 | | 4.26×10^{-8} | 56 |
| 20 | | 1.60×10^{-7} | 51 |

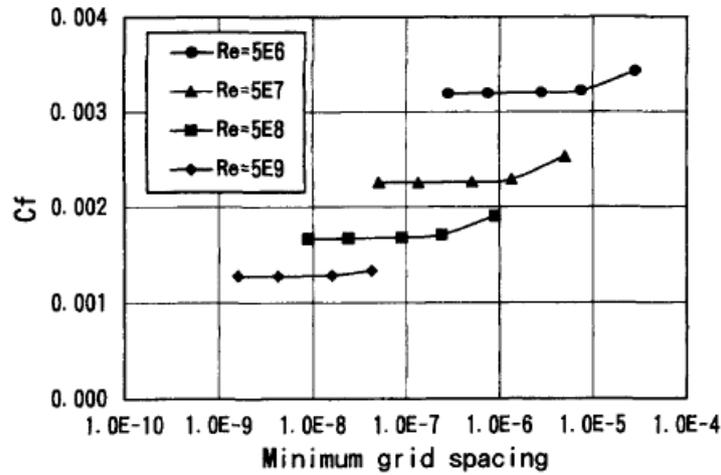


Fig. 5.2-2 平板の摩擦抵抗係数と最小格子間隔 (石川 [48])

次に、平板の前後端および中央付近における壁から垂直方向の速度分布を Fig. 5.2-3 に、局所摩擦係数 c_f の長手方向分布を Fig. 5.2-4 にそれぞれ示す。ここで、 u^+ は摩擦速度、 y^+ は壁からの無次元距離で、それぞれ(5.2-2)式および(5.2-3)式で定義される。

$$u^+ = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad (5.2-2)$$

$$y^+ = \frac{u^+ y}{\nu} \quad (5.2-3)$$

ここで、 τ_w : 壁面に作用するせん断応力

ρ : 流体密度

y : 壁からの距離

ν : 動粘度

比較のため、速度分布については壁法則の値を、 c_f については Schoenherr 式による値を併せて示した。レイノルズ数は 5.0×10^6 および 5.0×10^9 である。いずれの場合も、 u^+ は壁法則に、 c_f は Schoenherr 式と良く一致していて十分な計算精度を有していることが分かる。

最後に、CFD で得られた摩擦抵抗係数 C_f を種々の Friction Line と比較して Fig. 5.2-5 に示す。CFD の C_f は、Prandtl-Schlichting Line、ITTC '57 Line および Schoenherr Line と近い値を示している。詳細に比較すると、レイノルズ数に対する傾斜がやや緩やかとなっている。CFD の計算結果は、低レイノルズ数でこれらの摩擦抵抗式よりも若干小さいが、高レイノルズ数ではほぼ同等、あるいはそれよりやや大きい。

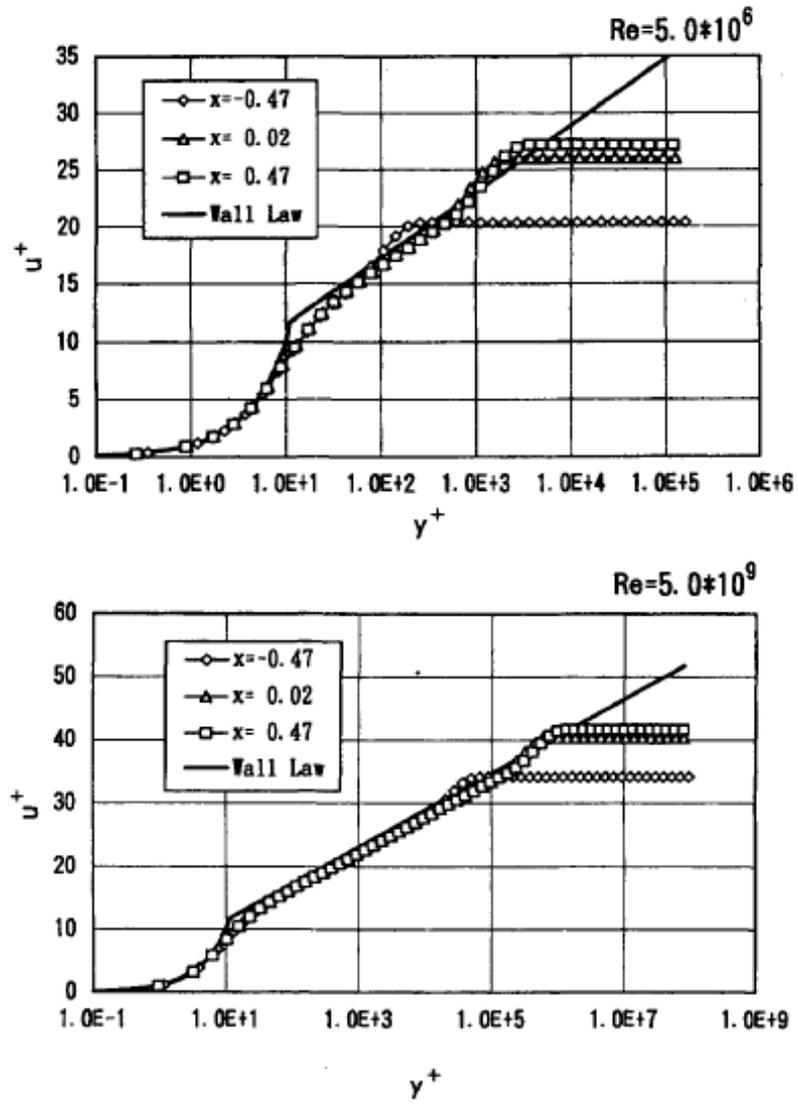


Fig. 5.2-3 平板まわりの速度分布 (石川 [48])
 上段 : $Re=5 \times 10^6$ 、下段 : $Re=5 \times 10^9$

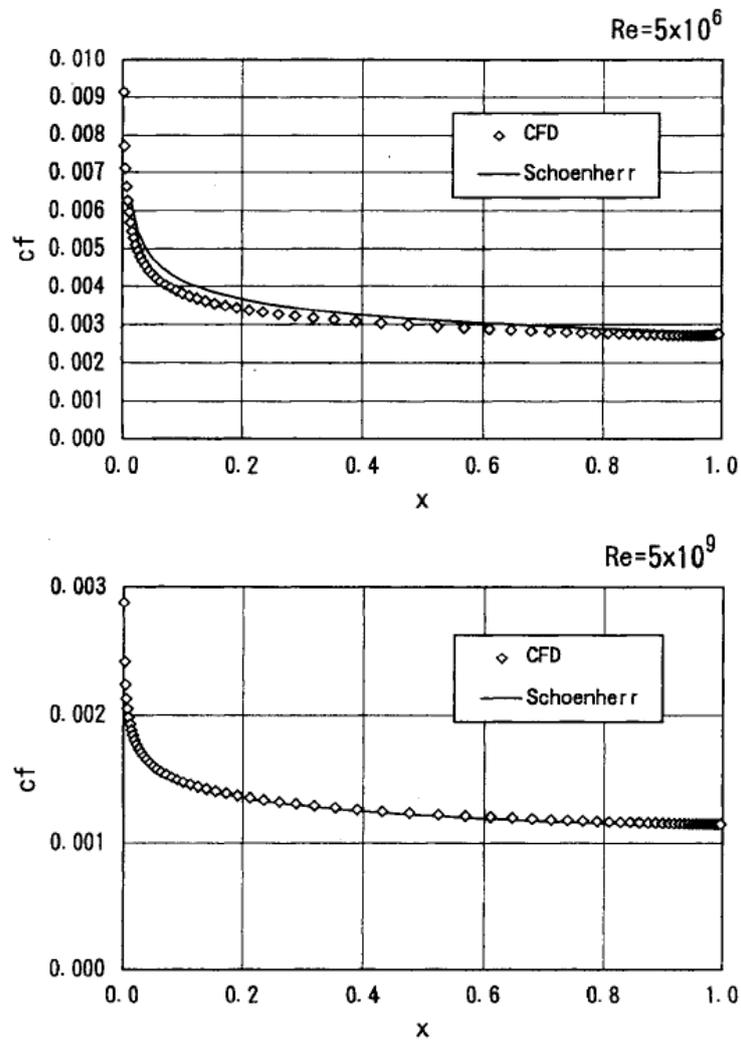


Fig. 5.2-4 局所摩擦抵抗係数 (石川 [48])
 上段： $Re=5 \times 10^6$ 、下段： $Re=5 \times 10^9$

以上の検討から、平板周りの流れについて、格子分割法を適切に定めれば、レイノルズ数が 5×10^9 までの速度分布、局所摩擦係数および摩擦抵抗係数ともに試験結果（速度分布は壁法則、局所摩擦係数および摩擦抵抗係数は Schoenherr Line）とほぼ一致する計算結果が得られることが分かった。

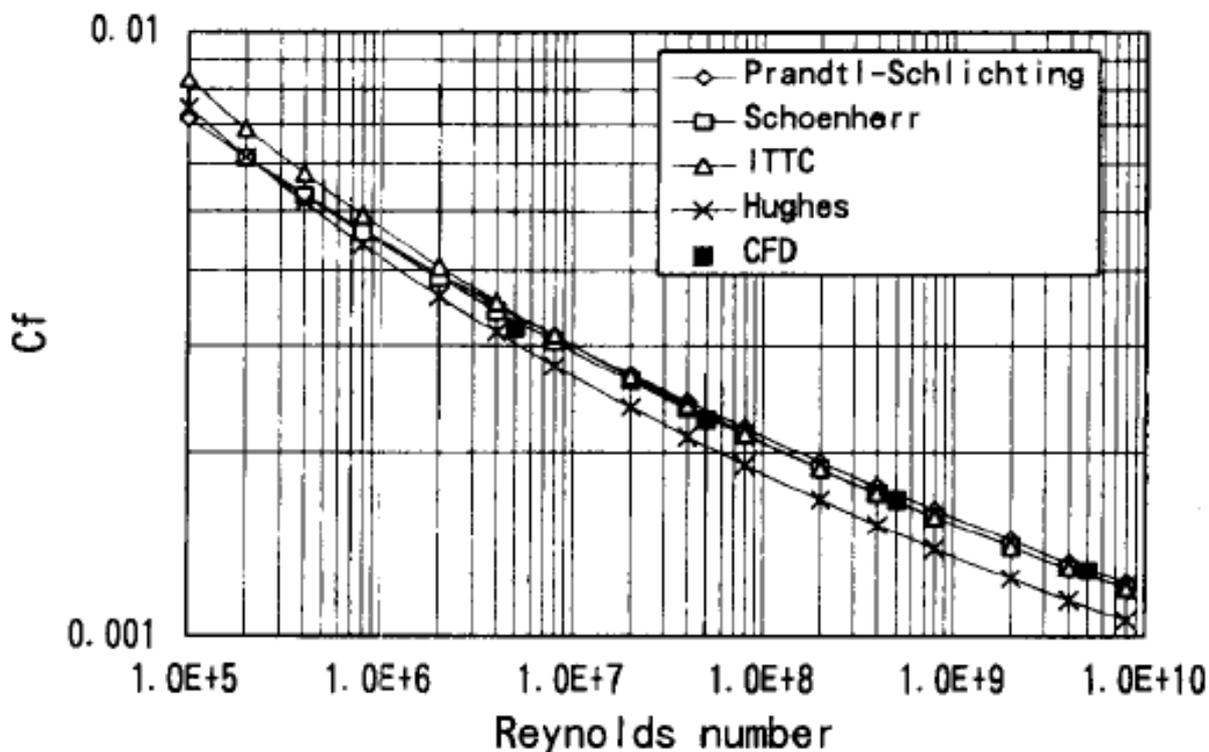


Fig. 5.2-5 平板の摩擦抵抗係数 (石川 [48])

5.2.3 粘性抵抗に対する尺度影響

CFD で流れや推進性能の尺度影響の検討を行うためには、実際に建造され、海上試験の実施された船型を対象として選定するのが望ましい。そこで、本研究では、300m 実船 ($Re = 2.34 \times 10^9$)、30m の実験船 ($Re = 6.59 \times 10^7$) および 7m の模型船 ($Re = 7.40 \times 10^6$) について、プロペラが作動している状態での船尾流場計測結果、および模型船については抵抗試験結果などが公表されている大型タンカー龍光丸 [60] を対象船型として選定した。本船の主要目を Table 5.2-2 に、正面線図と船首尾端形状を Fig. 5.2-6 にそれぞれ示す。また、実船で流場計測が実施された計測断面を Fig. 5.2-7 に、試験条件を Table 5.2-3 に示す。本項では、まず曳航状態の粘性抵抗に与える尺度影響について検討する。自由表面条件は、簡単のために、水面を平坦と仮定した流れに相当するダブルモデルフローとした。なお、自航状態の流場および自航要素に対する尺度影響については、次の 5.2.4 項で検討する。

Table 5.2-2 龍光丸の主要目 [60]

| | Model Ship | Experimental Ship | Full Scale Ship |
|-------------|------------|-------------------|-----------------|
| $L_{pp}(m)$ | 7.000 | 30.0 | 300.0 |
| $B(m)$ | 1.167 | 5.0 | 50.0 |
| $d_a(m)$ | 0.443 | 1.912 | 18.86 |
| $d_f(m)$ | 0.443 | 1.912 | 18.86 |
| $d_m(m)$ | 0.443 | 1.912 | 18.86 |
| C_b | 0.830 | 0.830 | 0.829 |
| $D_p(m)$ | 0.21 | 0.92 | 9.20 |
| Boss R. | 0.18 | 0.16 | 0.16 |

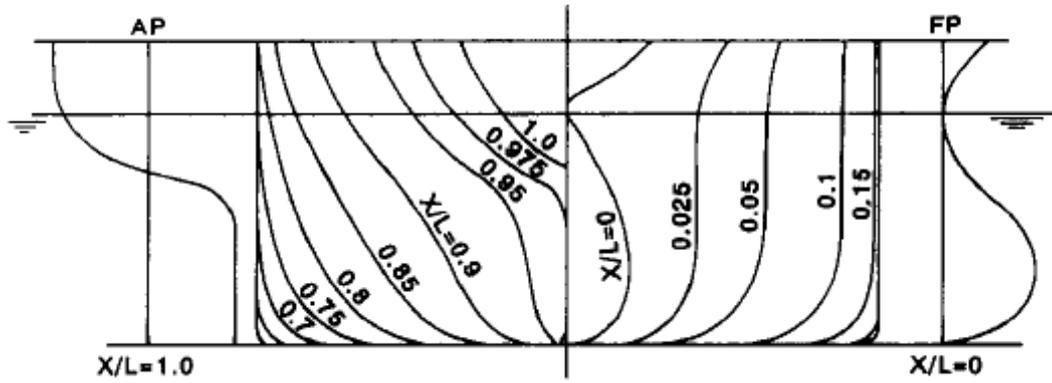


Fig. 5.2-6 龍光丸の正面線図および船首尾端形状 [60]

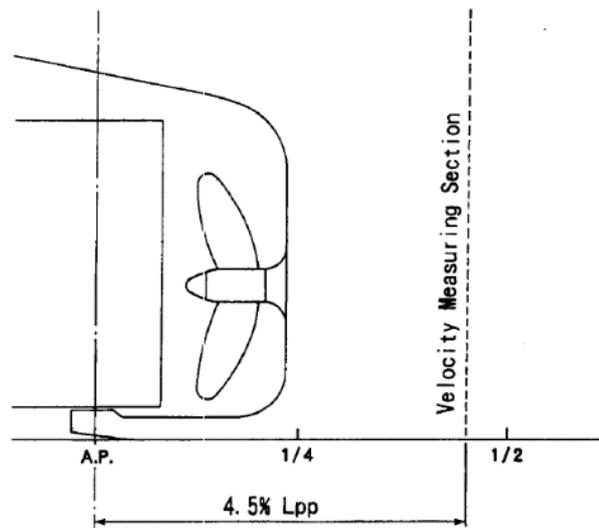


Fig. 5.2-7 流場計測位置 [60]

Table 5.2-3 伴流計測の試験条件 [60]

| | Model Ship | Experimental Ship | Full Scale Ship |
|----------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Vs(m/s) | 1.27 | 2.63 | 8.33 |
| Prop.R. | 8.52rps | - | 80rpm |
| Re No. | 7.40x10⁶ | 6.59x10⁷ | 2.43x10⁹ |

まず、実験船および実船対応計算の格子依存性を確認するために、平板の場合と同様、格子数および最小格子間隔を変えた計算を行った。Fig. 5.2-8 に壁から垂直方向に相当する半径方向の最小格子間隔を変更したときの粘性抵抗係数 C_v およびその摩擦成分 C_f 、粘性圧力抵抗成分 C_p を示す。なお、各抵抗係数は浸水表面積で無次元化したもので、上段が実験船、下段が実船相当のレイノルズ数に対応する計算結果である。平板の場合と同様、適切な最小格子間隔を選択すると、それより最小格子間隔を小さくしても抵抗値は変わらないことが分かる。これらの検討から、以下で説明する曳航状態の計算には、Table 5.2-4 に示す格子を採用することとした。

Fig. 5.2-9 に模型船、実験船ならびに実船の粘性抵抗係数 $C_{v,CFD}$ およびその摩擦抵抗成分 $C_{f,CFD}$ を示す。さらに、CFD で求めた相当平板の摩擦抵抗係数 $C_{f0,CFD}$ も併せて示した。図中の破線は Schoenherr の相当平板の摩擦抵抗係数 $C_{f0,sch}$ 、実線は模型船の抵抗試験から 3 次元外挿法で推定した粘性抵抗 $[(1+K)C_{f0,sch}]$ を示す曲線である。これらと比較すると、まず、CFD で求めた相当平板の摩擦抵抗係数 $C_{f0,CFD}$ は、Fig. 5.2-5 で述べた通り Schoenherr Line とほぼ一致している。これに対し、実船の粘性抵抗係数の計算結果 $C_{v,CFD}$ は、水槽試験で得られた形状影響係数を用いて次式で示される 3 次元外挿法で求めた粘性抵抗の値 $C_{v,EXP}$ (同図では黒の実線) よりもやや大きくなっている。

$$C_{v,EXP} = (1+K)C_{f0} \quad (5.2-4)$$

ここで、(1+K) : 水槽試験で求めた形状影響係数

C_{f0} : 相当平板の摩擦抵抗係数 (ここでは、Schoenherr Line を用いて推定)

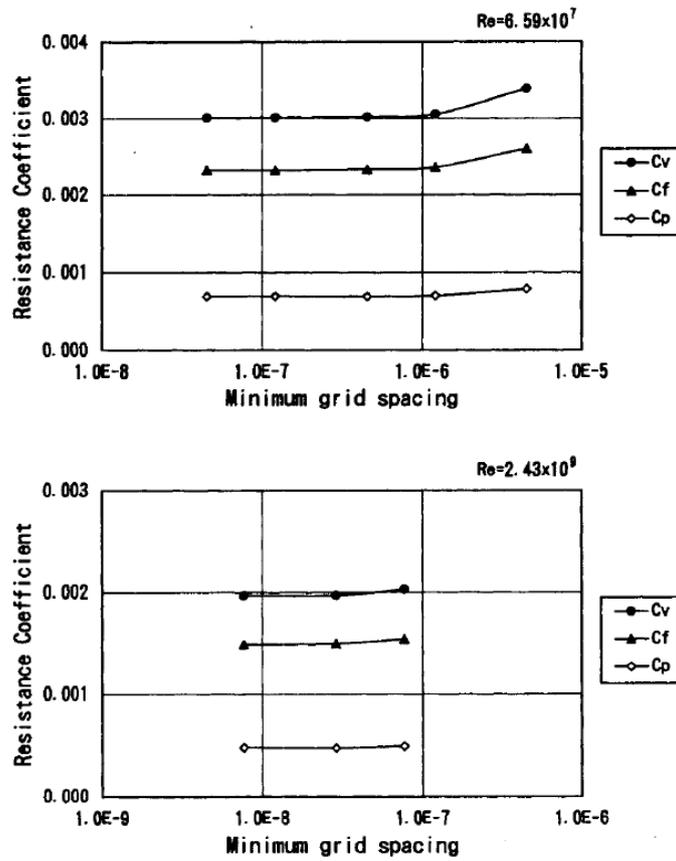


Fig. 5.2-8 粘性抵抗と最小格子間隔 (石川 [48])
 上段 : $Re = 6.59 \times 10^7$ 、 下段 : $Re = 2.34 \times 10^9$

Table 5.2-4 曳航状態の格子分割法 (石川 [48])

$x_{up} = -1.0, x_{down} = 1.5, R_{out} = 1.0$

| | Model Ship | Experimental Ship | Full Scale Ship |
|----------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| IM | 81 | 101 | 131 |
| JM | 25 | 31 | 35 |
| KM | 41 | 47 | 64 |
| Total grid | 83,025 | 147,157 | 293,440 |
| Δ_{min} | 3.7×10^{-6} | 4.1×10^{-7} | 2.7×10^{-8} |

IM, JM, KM : Number of grid points in the streamwise, circumferential and radial directions, respectively

Δ_{min} : Minimum grid spacing (in radial direction)

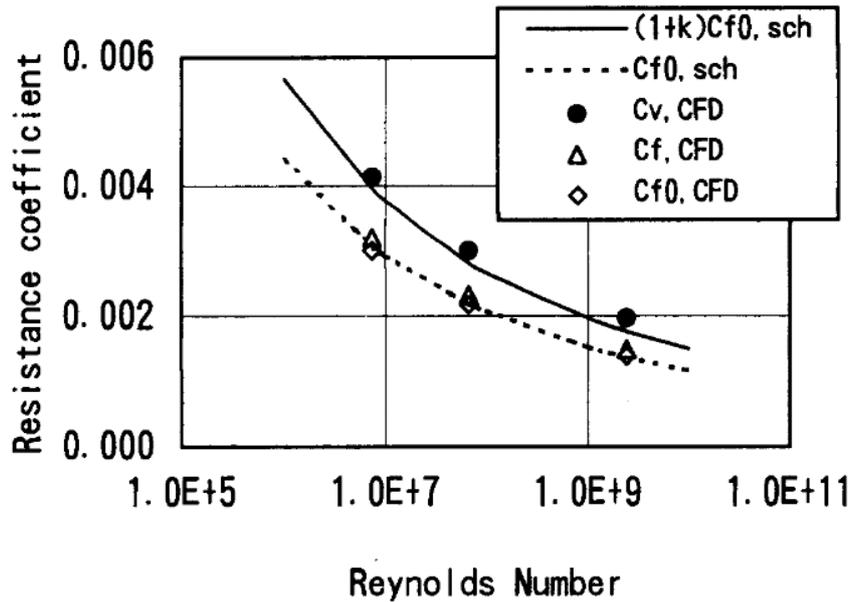


Fig. 5.2-9 粘性抵抗とレイノルズ数 (石川 [48])

この粘性抵抗係数に対する尺度影響について、さらに詳細に評価するため、(5.2-5)式を用いて形状影響係数 $(1+K)$ 、その摩擦抵抗成分 $(1+K_f)$ および圧力抵抗成分 K_p を求めて Fig. 5.2-10 に示す。ここでは、相当平板の摩擦抵抗係数には、Schoenherr line から求めた値 $C_{f0,sch}$ を用いた。

$$(1+K) = \frac{C_{v,CFD}}{C_{f0}} = \frac{C_{f,CFD}}{C_{f0}} + \frac{C_{p,CFD}}{C_{f0}} = (1+K_f) + K_p \quad (5.2-5)$$

ここで、

K : 形状影響係数

$C_{v,CFD}$: 粘性抵抗、 $C_{f,CFD}$: 粘性抵抗の摩擦抵抗成分、 $C_{p,CFD}$: 同 圧力抵抗成分

C_{f0} : 相当平板の摩擦抵抗(Schoenherr 式で算出)

K_f : 形状影響係数の摩擦抵抗増分成分、 K_p : 形状影響係数の圧力抵抗成分

$(1+K)$ の尺度影響は、Fig. 5.2-10 に示したように、通常の水槽試験から実船を推定する際に用いられている「形状影響係数 K はレイノルズ数に依存せず同じ値と取る」という仮定と異なり、「レイノルズ数の増加に伴い増加する」という傾向を示した。

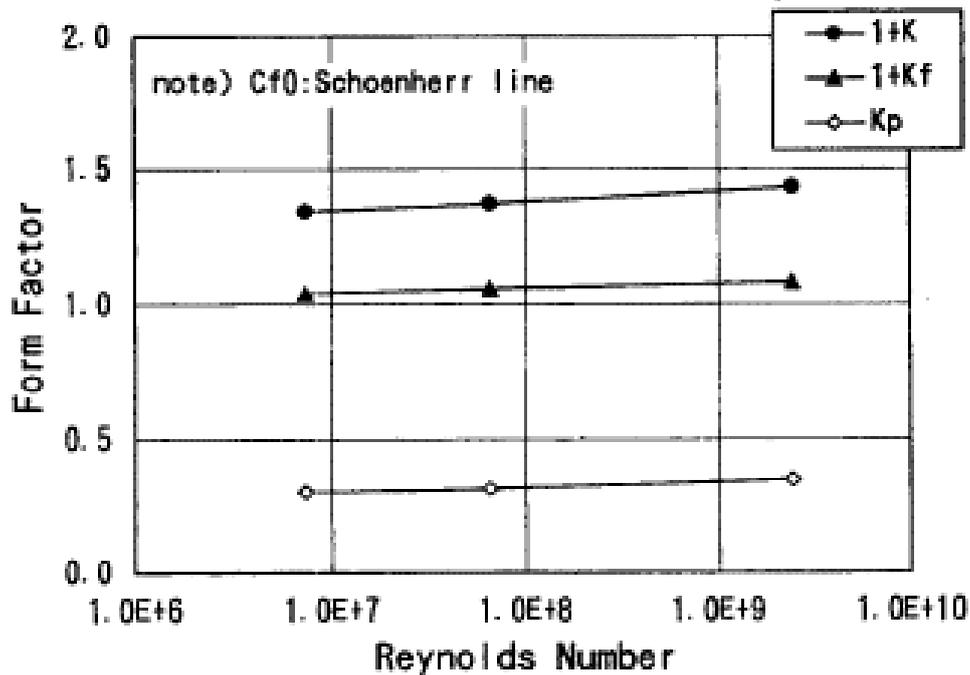


Fig. 5.2-10 形状影響係数の尺度影響 (石川 [48])

次に、模型船および実船の船体表面の局所摩擦係数 c_f および圧力係数 c_p の分布を Fig. 5.2-11～Fig. 5.2-14 に示す。Fig. 5.2-11 と Fig. 5.2-12 は、キール ($j=1$)、ガス中央 ($j=12$ or 17) および水面 ($k=24$ or 34) 付近の c_f および c_p の長手方向分布を示し、Fig. 5.2-13 および Fig. 5.2-14 は、 c_f および c_p の船首尾端付近の船体表面分布を示す。Fig. 5.2-11 を見ると、船体表面の c_f は、模型船および実船ともに中央付近の広い領域において、あわせて表示した相当平板の $c_{f0,CFD}$ とほぼ一致している。ただし、船首あるいは船尾付近では相当平板と異なる値を示し、さらに船尾端付近では模型船と実船の c_f 分布に傾向の違いが見られた。このような c_f 分布の違いが $(1+K_f)$ の尺度影響の要因となっている。なお、Fig. 5.2-13 に示した c_f の等高線図からは、模型船と実船で c_f のレベルが異なるため定量的な考察は困難であるが、両者の船体表面上の分布のパターンが類似していることが分かる。

次に、Fig. 5.2-12 に示した実船と模型船の c_p の分布は、船体の前半はほぼ類似の分布形状となっているが、船尾の付近で違いが見られる。Fig. 5.2-14 の船体表面の圧力分布を見ると、船尾付近のビルジ部や圧力回復域で相違が生じている。このような船尾端付近の圧力分布の相違が形状影響係数の圧力抵抗成分 K_p に対する尺度影響の要因になっている。

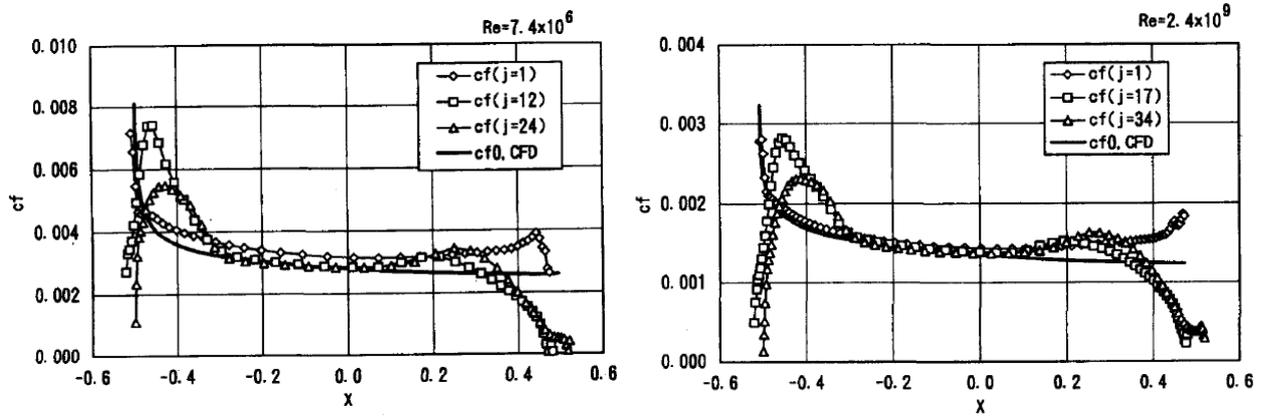


Fig. 5.2-11 局所摩擦係数 c_f の長手方向分布 (石川 [48])

左 : $Re = 7.40 \times 10^6$ 、 右 : $Re = 2.4 \times 10^9$

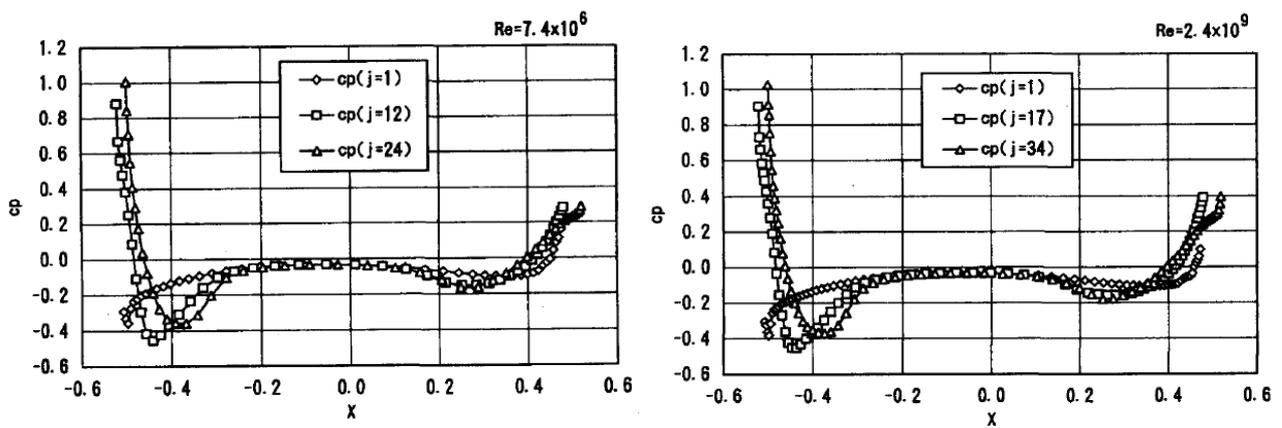


Fig. 5.2-12 圧力係数 c_p の長手方向分布 (石川 [48])

左 : $Re = 7.40 \times 10^6$ 、 右 : $Re = 2.4 \times 10^9$

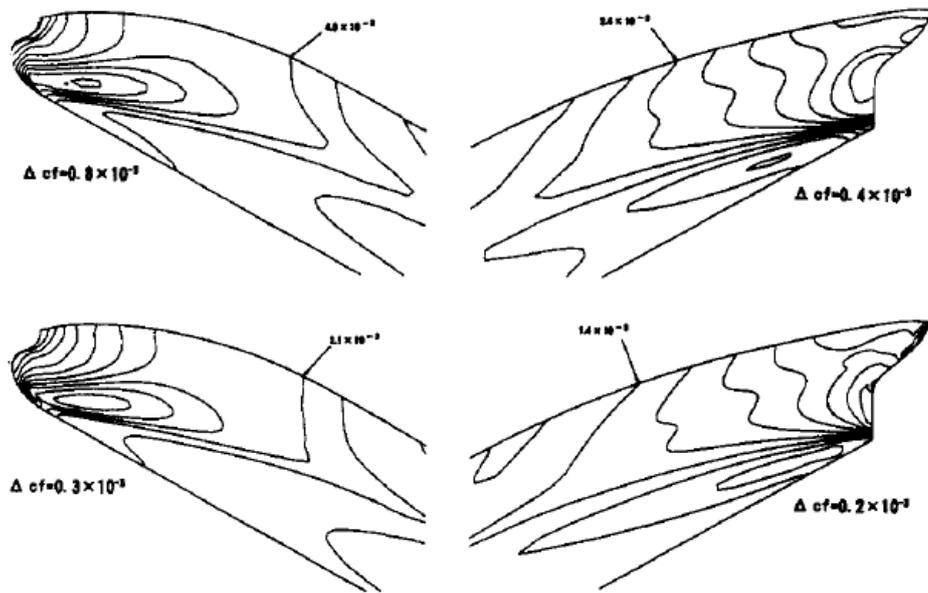


Fig. 5.2-13 船首尾における局所摩擦係数 c_f の分布 (石川 [48])
 上段 : $Re = 7.40 \times 10^6$ 、 下段 : $Re = 2.4 \times 10^9$

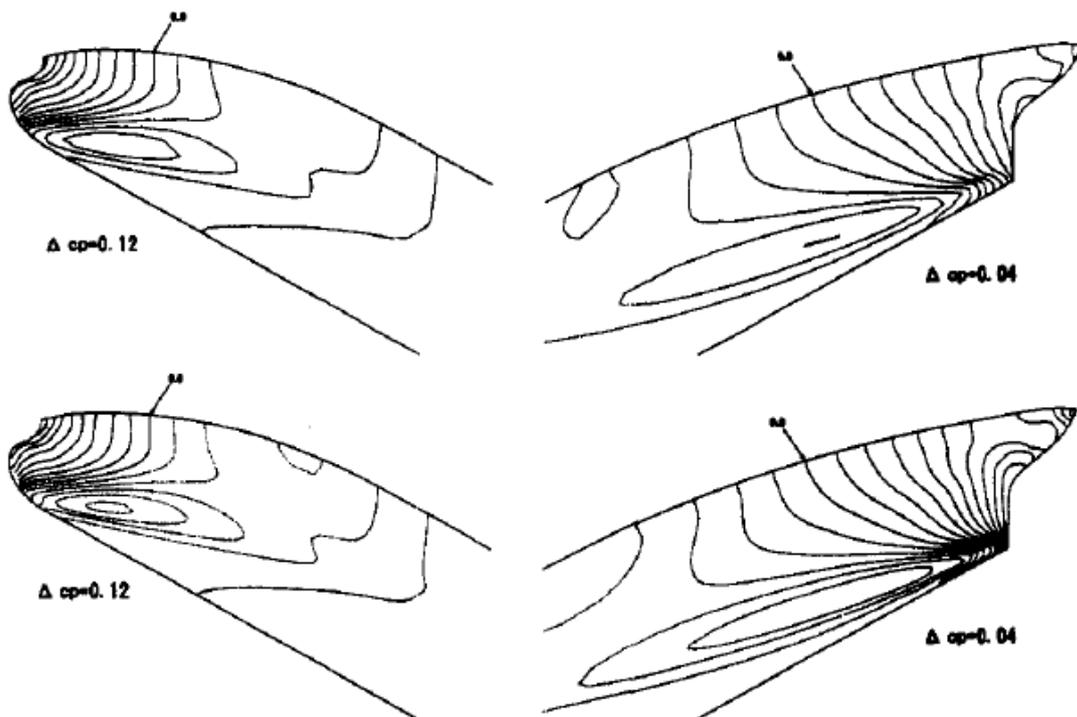


Fig. 5.2-14 船首尾における圧力係数 c_p の分布 (石川 [48])
 上段 : $Re = 7.4 \times 10^6$ 、 下段 : $Re = 2.34 \times 10^9$

5.2.4 自航状態の流場および自航要素に対する尺度影響

龍光丸は、模型船および実船のプロペラが作動している状態で船尾流場（AP より 4.5% L_{pp} 前方）の計測が行われている。そこで、この両試験状態に対する自航計算を実施した。ただし、5.2.3 項と同様、自由表面条件には水面が平坦であると仮定したダブルモデルフロー近似を用いた。自航計算における計算格子は基本的には曳航計算の場合と同様だが、プロペラが旋回流を発生するために左右両舷の格子を用いた。さらに、良く知られているように、舵の自航要素に与える影響が大きいことから Fig. 5.2-15 に示すように舵の形状を考慮した格子を生成した。格子数などを Table 5.2-5 に示す。

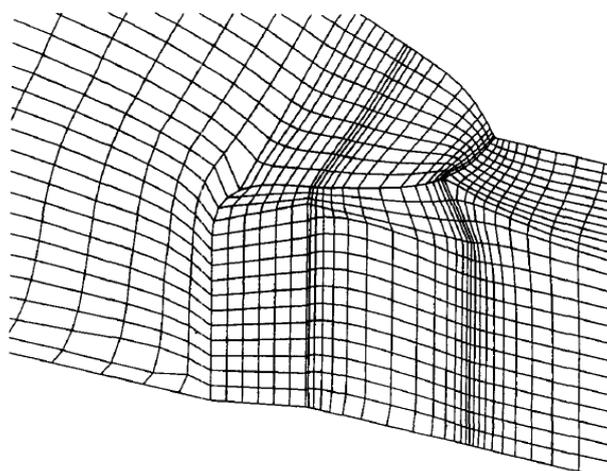


Fig. 5.2-15 自航要素計算用格子（船尾付近）（石川 [48]）

Table 5.2-5 自航計算用格子（石川 [48]）

$$x_{up} = -1.0, x_{down} = 1.5, R_{out} = 1.0$$

| | Model Ship | Full Scale Ship |
|----------------|----------------------|----------------------|
| IM | 99 | 99 |
| JM | 49 | 49 |
| KM | 51 | 61 |
| Total grid | 247,401 | 295,991 |
| Δ_{min} | 3.7×10^{-6} | 2.7×10^{-6} |

IM, JM, KM : Number of grid points in the streamwise, circumferential and radial directions, respectively

Δ_{min} : Minimum grid spacing (in radial direction)

AP から 4.5%Lpp だけ前方 (Fig. 5.2-7 参照) の流場を比較して Fig. 5.2-16 に示す。実船では模型船と比べ境界層が相対的に薄くなるため、主流方向流速 u の等値線の位置が船体表面近傍へと縮む。本船の場合は、船尾縦渦の影響の少ない $z = -0.04$ の水深位置で比較すると、実船で得られた $u = 0.8$ の等値線は模型船の $u = 0.6$ の位置と、実船の $u = 0.7$ の等値線は模型船の $u = 0.5$ の位置とほぼ一致していて、 u の等値線は $\Delta u = 0.2$ だけ縮んでいることが分かる。計算でもほぼ同様の u の等値線の縮みが得られており、縮み幅についても試験結果と良く一致した。ただし、計算では船尾縦渦が弱く計算されているため、縦渦の影響が見られる領域の u は試験とは異なっている。船尾縦渦内の流速ベクトルについても、実船の縦渦領域は船体のごく近傍の範囲に限られるような傾向が見られる。しかし、縦渦そのものの計算精度が不十分であるため縦渦領域における流速ベクトルの尺度影響については判然としない。

自航要素に与える尺度影響を Fig. 5.2-17 に示す。模型船の計算結果を試験結果と比較すると、有効伴流率 w_T は試験結果に近い値が得られているが、推力減少率 t およびプロペラ効率比 η_r はやや高い値を示している。次に、模型船と実船の計算結果を比較すると、推力減少率 t は模型と実船で変わらず、有効伴流率 w_T およびプロペラ効率比 η_r は実船の値が小さくなった。推力減少率はプロペラ吸い込み流れによって生じる干渉影響で、ポテンシャル近似を用いて表すことができる現象で尺度影響は受けずに模型船と実船で同一の値になると考えられている。今回の CFD の結果は、この従来からの考えと一致するものである。一方、有効伴流率は、船尾の境界層流れに強く影響を受けることから尺度影響を受けると考えられている。実際の船型設計では、模型試験結果と実船試験結果から求められる次式で示される相関係数 e_i を用いて実船の有効伴流の推定が行われている。

$$e_i = \frac{1-w_s}{1-w_T} \quad (5.2-6)$$

ここで、 w_T : 模型船の有効伴流率 w_s : 実船の有効伴流率

今回の CFD でも、この伴流率に尺度影響の定性的な傾向は表すことができた。なお、2.4 節と同様、プロペラ効率比 η_r は試験結果との乖離が大きく計算精度には課題が残されているため、ここでは尺度影響の検討対象から除外することとした。

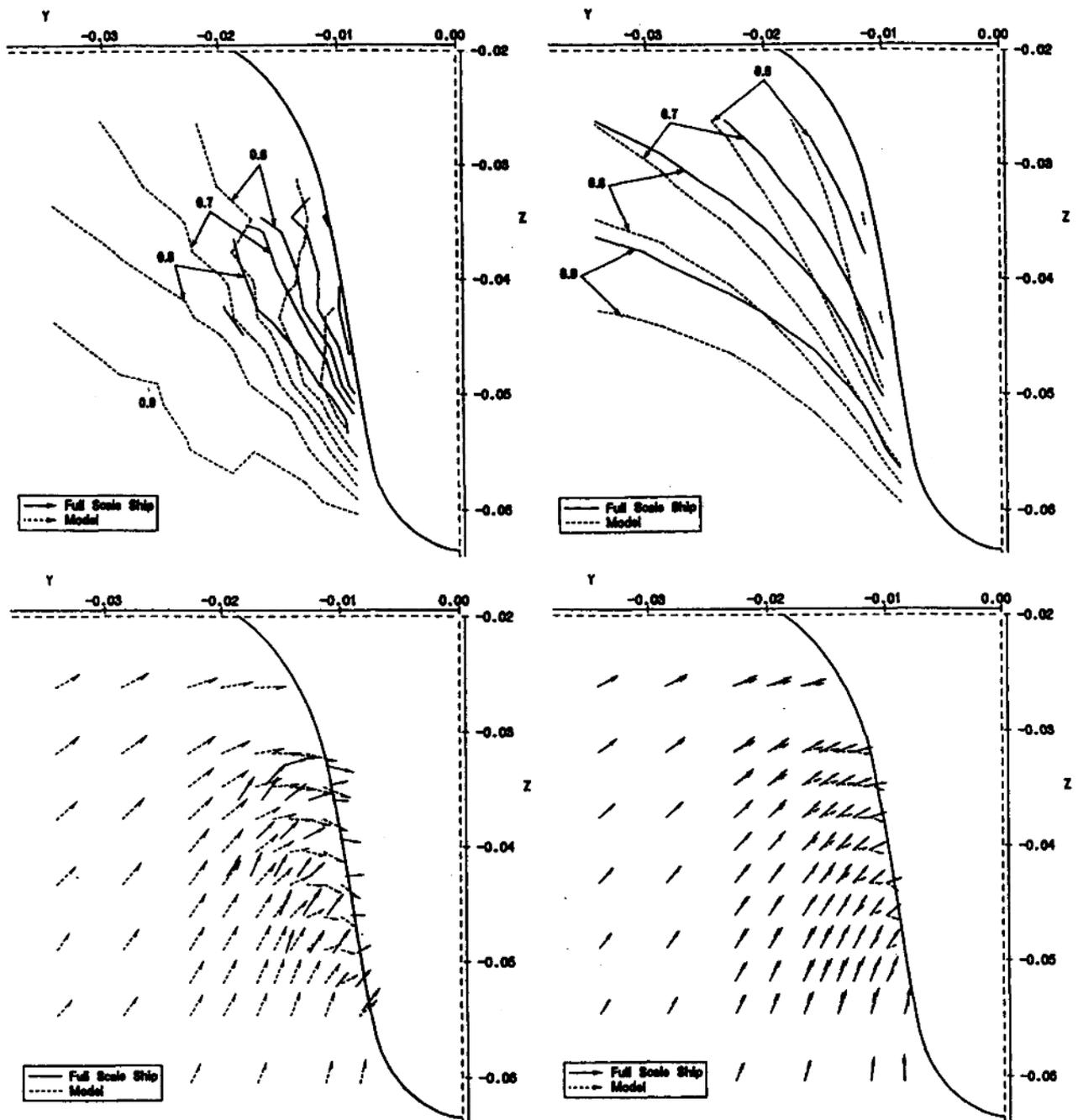


Fig. 5.2-16 模型船と実船の自航状態の船体まわり流速分布の比較 ($x=0.455$) (石川 [48])

上段：主流方向流速、下段：面内流速ベクトル(v, w)

左：計測結果、右：計算結果 (いずれも実線が実船、破線が模型船)

(模型船： $Re=7.40 \times 10^6$ 、実船； $Re \equiv 2.43 \times 10^9$)

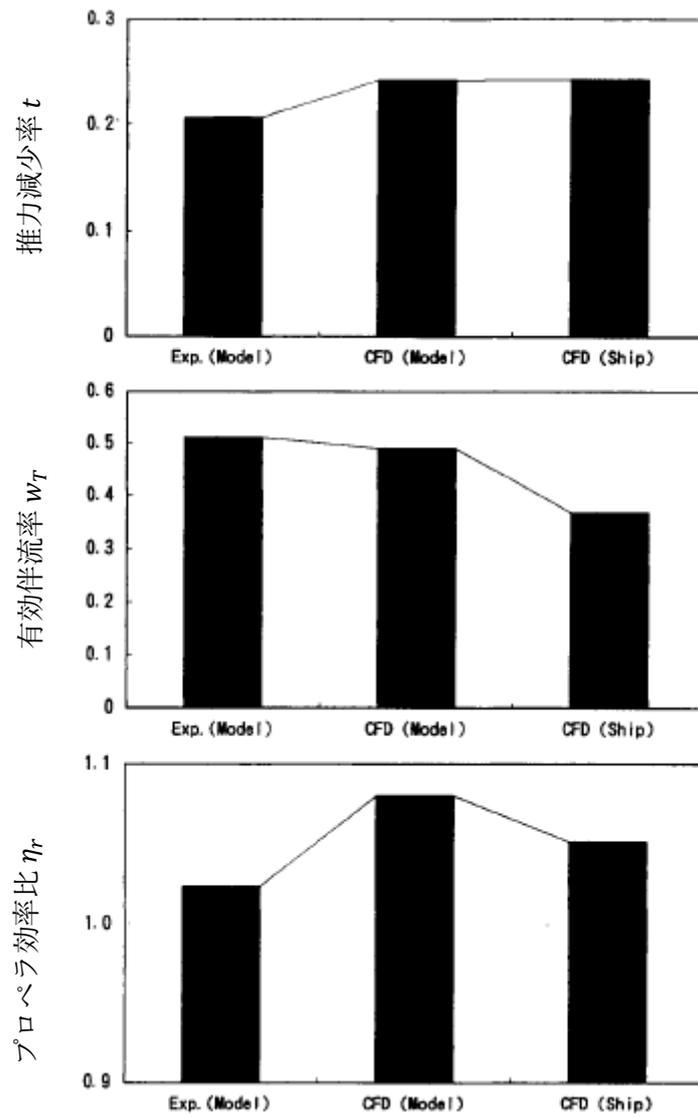


Fig. 5.2-17 自航要素 (石川 [48])

上段：推力減少率、中段：有効伴流率、下段：プロペラ効率比

最後に、計算による曳航状態と自航状態の船体表面の圧力差分布を Fig. 5.2-18 に示す。この圧力差の長手方向成分を積分したものが推力減少係数に相当する。同図を見ると、ポテンシャル近似で表すことができると考えられているプロペラ吸い込み流れの影響が最も強く、かつ推力減少率への寄与が大きくなる船尾端付近の圧力差分布が模型船と実船で圧力差分布はほぼ一致していることが分かる。すなわち、この圧力差分布からも、推力減少率に尺度影響が見られない理由を説明することができる。

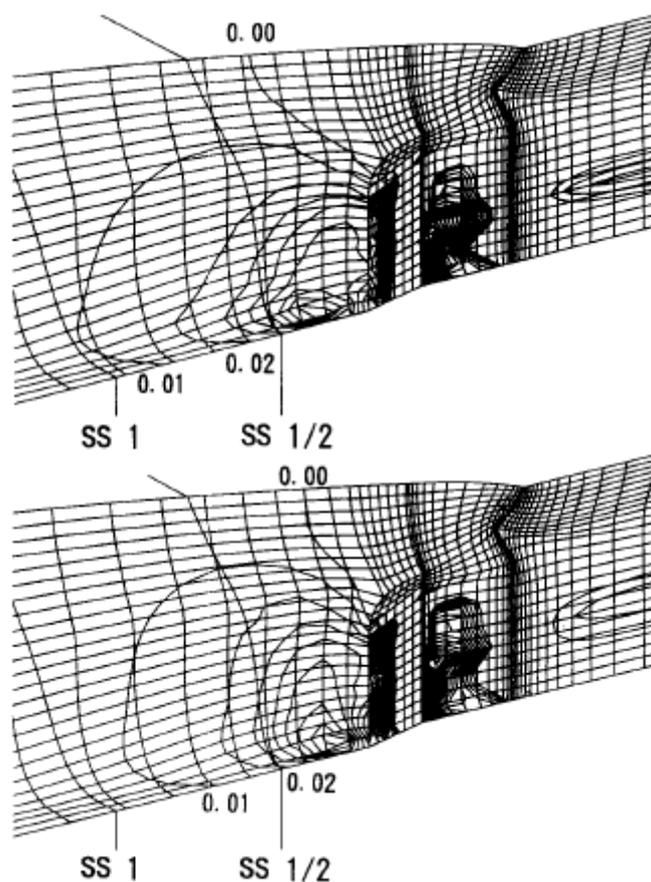


Fig. 5.2-18 船体表面の圧力差分布 (石川 [48])

上段：模型船 ($Re = 7.40 \times 10^6$)、下段：実船 ($Re \equiv 2.43 \times 10^9$)

5.2.5 実船馬力の直接推定

実船レイノルズ数で推進性能が計算できるようになると、模型試験結果に対して実施している抵抗係数や自航要素などの性能要素の成分分離を考える必要がなく、直接、実船馬力を求めることができる。そこで、実船の自航計算の精度検証の一環として、実船の自航計算で得られたプロペラ回転数とトルクから馬力を算出し、実船試験結果と直接比較した。結果を Table 5.2-6 に示す。また、公試と計算の船速の差を補正するために、公試馬力が船速の 3 乗に比例すると仮定し作成した馬力カーブとの比較を Fig. 5.2-19 に示す。計算による推定馬力が公試に比べ約 8 % 小さい値となっている。ただし、本研究における CFD では、

- 1) 造波抵抗が考慮されていない
- 2) 空気抵抗が考慮されていない
- 3) プロペラ特性は模型プロペラの特性で代用している

など考慮不足の要素がある。これらのうち、例えば 1) の影響について水槽試験結果から推定すると、Fig. 5.2-20 に示すように馬力にして約 4% の誤差に相当する。このように、現状未評価の要素を考慮すると、今回の計算結果は比較的良い精度で実船馬力を推定していると考えられる。ただし、先にも述べたとおり、 C_w 、 $1+K$ 、自航要素などの個々の値の推定精度はまちまちであり、今後も、引き続き計算精度向上の取り組みが必要である。

Table 5.2-6 実船馬力 (石川 [48])

| | <i>Trial</i> | <i>CFD</i> |
|---------------|---------------|---------------|
| Vs(kn) | 16.4 | 16.2 |
| N(rpm) | 82 | 83.0 |
| Power | 33,000 | 29,415 |
| | (SHP) | (DHP) |

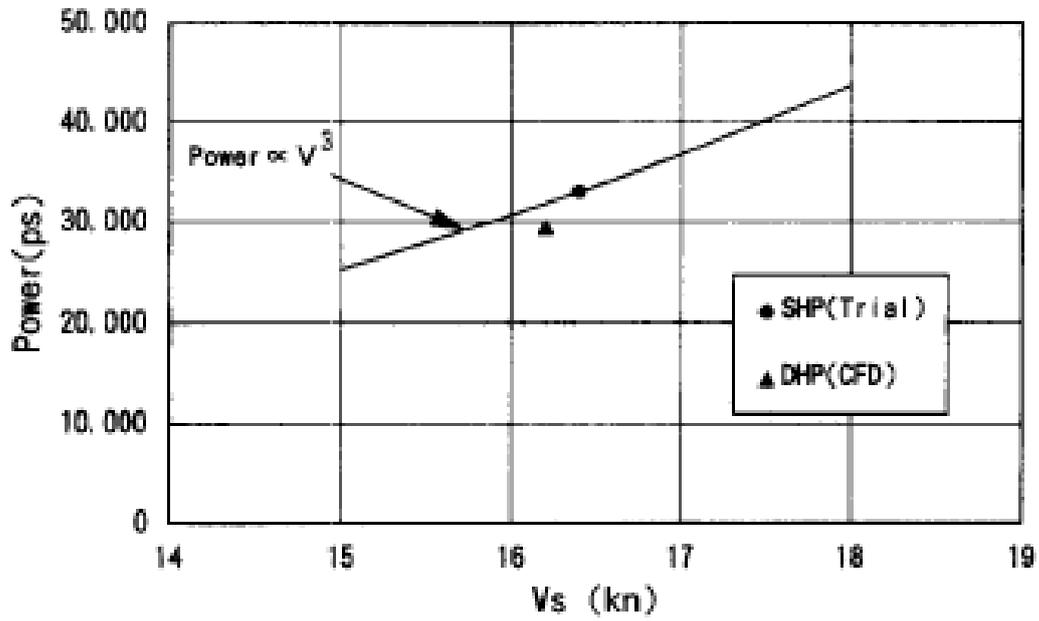


Fig. 5.2-19 実船馬力 (石川 [48])

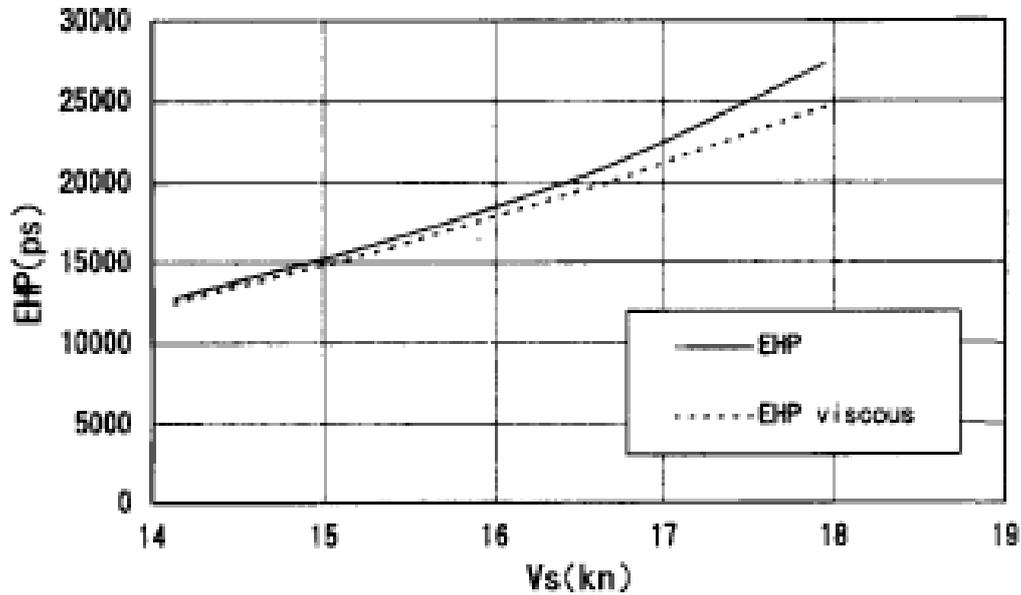


Fig. 5.2-20 有効馬力に対する造波抵抗の影響 (石川 [48])

5.3 形状影響係数の尺度影響と ΔC_f

5.3.1 概要

模型試験結果から実船性能を推定する際には、尺度影響に関するいくつかの仮定が用いられている。しかしながら、全ての現象や性能要素に対する尺度影響が全て説明できていないものではないため、推定される実船性能もこれらの仮定に伴う誤差の影響を受けることになる。そこで、実際の船型設計の現場では、模型試験結果と実船性能の関係を相関係数で整理し、実船性能を推定する際にこの相関係数を考慮する方法が採用されている。

水槽試験で計測された抵抗値は、造波抵抗と粘性抵抗に分離され、(5.3-1)式を用いて実船抵抗が求められる。ここで、 ΔC_f は、実船と模型船の船体表面の凹凸の違いに伴う摩擦抵抗増加を反映した粗度修正係数という意味を持っている。しかしながら、実際には上述の模型と実船の相関係数の一つとして解釈されている。

$$C_{t_{ship}} = C_w + (1 + K)C_{f_{ship}} + \Delta C_f \quad (5.3-1)$$

ここで、

- $C_{t_{ship}}$: 実船の全抵抗係数
- C_w : 造波抵抗係数 (尺度影響は受けないと仮定)
- $(1 + K)$: 形状影響係数 (尺度影響は受けないと仮定)
- $C_{f_{ship}}$: 実船対応の相当平板摩擦抵抗係数
- ΔC_f : 粗度修正係数 (船体抵抗に関する模型と実船の相関係数)

ここで、形状影響係数の尺度影響について、CFD 計算では、上記の尺度影響は受けないとする通常の仮定とは異なり、実船の値が模型船よりも大きくなることを5.2.3項にて説明した。もし、形状影響係数に、このように通常の仮定とは異なる尺度影響が存在すると、現状の実船性能推定法ではその影響は相関係数 ΔC_f に含まれて評価されていることになる。そこで、ここでは、この形状影響係数の尺度影響と相関係数 ΔC_f の関係について検討する。

5.3.2 形状影響係数に対するレイノルズ数影響

形状影響係数に対するレイノルズ数影響を調査するために、以下の船型を対象に、模型船および実船の水面を平坦と仮定したダブルモデルフローの計算を実施し、それぞれの形状影響係数を算出した。ここで、乱流モデルは 2.3.5 項の修正乱流モデル (BL (CF+PG)) モデル) を用いた。

(肥大船)

- ・ SR221A 船型 (VLCC 船型、船尾フレームラインが V 型 : Fig. 5.3-1 [33])
- ・ SR221B 船型 (VLCC 船型、船尾フレームラインが U 型 : Fig. 5.3-1 [33])
- ・ 龍光丸船型 (VLCC 船型、Fig. 5.2-6)

(やせ型船)

- ・ KCS コンテナ船 (Fig. 3.3-1)
- ・ シリーズ 60 船型 (Fig. 5.3-2 [75])

計算結果から形状影響係数を算出して Table 5.3-1 および Fig. 5.3-3 に示す。ここで、相当平板の摩擦抵抗係数は、Hughes の Friction Line を用いて推定した。いずれのケースでも実船の形状影響係数が模型のそれを上回っている。ただし、船型によってその増加率が異なっている。そこで、レイノルズ数が一桁増加したときの形状影響係数の増加量 ΔK を評価して Fig. 5.3-4 に示した。わずかであるが、やせ型船よりも肥大船型の形状影響係数の増加率が大きくなっていることが分かる。

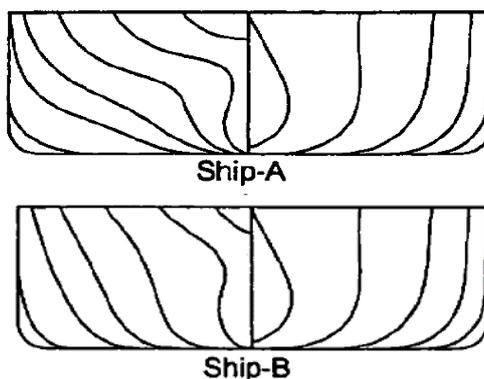


Fig. 5.3-1 SR221A (V 型船尾) および SR221B 船型 (U 型船尾) [33]

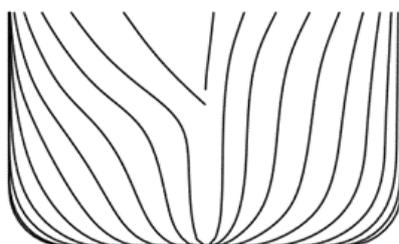


Fig. 5.3-2 シリーズ 60 船型 [75]

Table 5.3-1 形状影響係数に対するレイノルズ数影響

| 船名 | Cb | 模型船 | | 実船 | |
|---------|-------|-------------------|-------|-------------------|-------|
| | | レイノルズ数 | K | レイノルズ数 | K |
| SR221A | 0.805 | 9.5×10^6 | 0.418 | 2.1×10^9 | 0.676 |
| SR221B | 0.801 | 9.5×10^6 | 0.576 | 2.1×10^9 | 0.874 |
| 龍光丸 | 0.829 | 7.4×10^6 | 0.397 | 2.4×10^9 | 0.714 |
| KCS | 0.650 | 1.3×10^7 | 0.235 | 2.4×10^9 | 0.423 |
| シリーズ 60 | 0.600 | 1.3×10^7 | 0.232 | 2.4×10^9 | 0.435 |

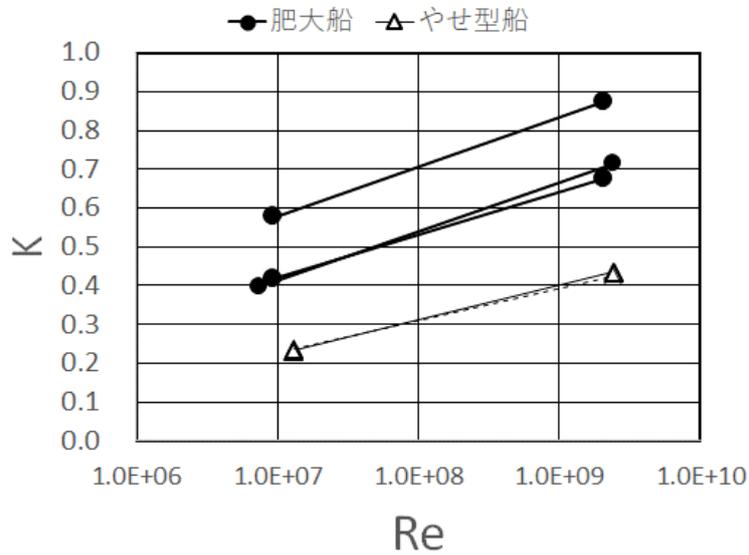


Fig. 5.3-3 形状影響係数とレイノルズ数

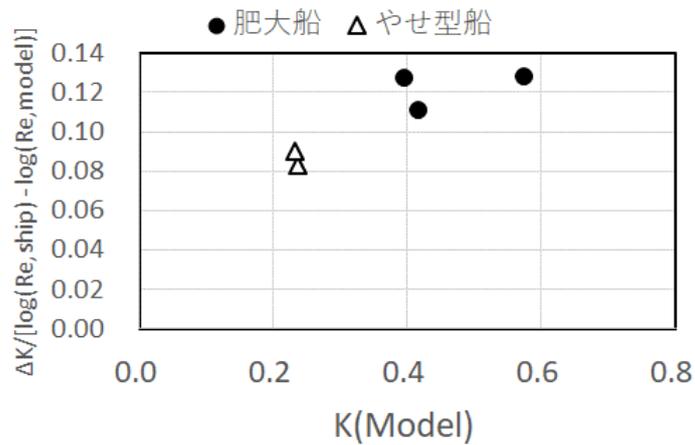
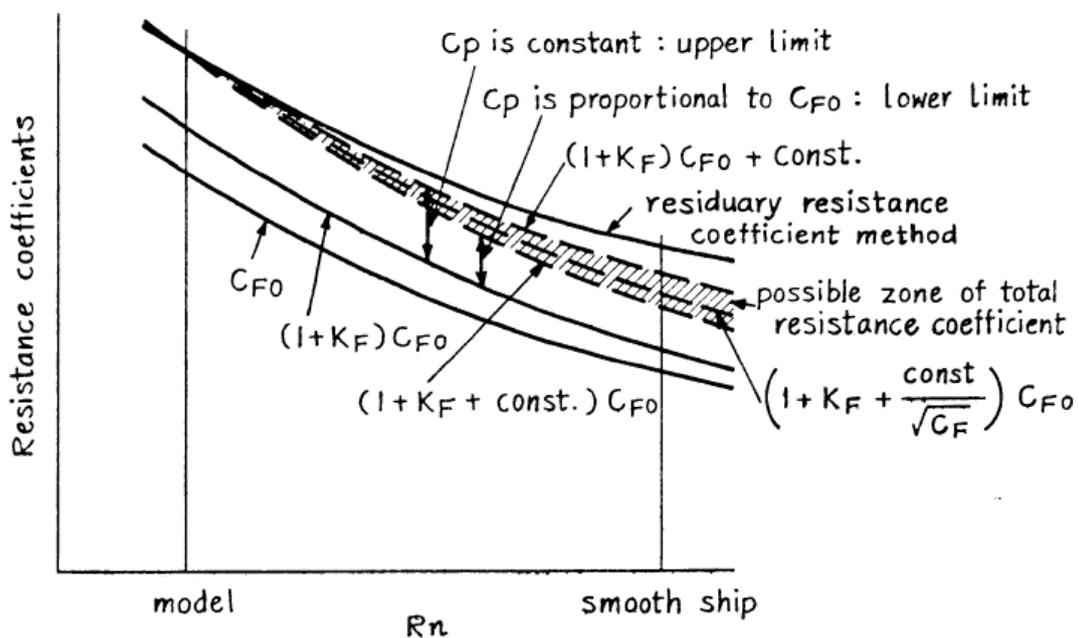


Fig. 5.3-4 実船と模型船の形状影響係数の差 ΔK

このような K のレイノルズ数依存性については、田中が従来の境界層理論に基づき Fig. 5.3-5 のような仮説を発表している [76]。すなわち、 K を摩擦成分 K_F と圧力成分 K_P に分けて考え、 K_F はレイノルズ数の影響を受けないが、圧力成分 K_P には次のようなレイノルズ数依存性があると考えたものである。

- 1) 船体周りの流れが 2 次元的とみなせるときは、圧力抵抗は境界層の排除厚さに比例し、したがって C_{f0} に比例すると考えられる。すなわち、 K_P は模型船と実船で同一の値となる。これは、通常の 3 次元外挿法の仮定そのものに対応する (Fig. 5.3-5 の $(1 + \text{const.})C_{f0}$: Lower Limit)。
- 2) 3 次元物体である回転体の伴流では、排除厚さの縮み方が $\sqrt{C_{f0}}$ に比例するので、圧力抵抗は上記1)と下記3)の中間的な値となる (Fig. 5.3-5 の $(1 + K_F + \frac{\text{const.}}{\sqrt{C_{f0}}})C_{f0}$)。
- 3) 船尾縦渦が非常に強く、境界層の外部に孤立するような状況を考えると、この縦渦に伴う誘導抵抗はレイノルズ数に依存せず一定の値となるとみなせる (Fig. 5.3-5 の $C_p \text{ is constant}$: upper limit)。



* Smooth surface is assumed. Edge effects and wire effects (slenderness effects) are not considered.

Fig. 5.3-5 圧力抵抗の上限と下限および粘性抵抗に対する尺度影響 [76]

このように考えると、形状影響係数の圧力成分 K_p に対する尺度影響は船型に応じて Fig. 5.3-5 に示されている Lower Limit と Upper Limit の幅の中にあり、流れが 2 次元的なときに Lower Limit に近く、逆に 3 次元性が強いときは Upper Limit に近づくことが示されている。これを言い換えると、船尾縦渦が顕著となる肥大船型ほど形状影響係数のレイノルズ数の増加に伴う増大量が大きくなることになる。本計算結果も、Fig. 5.3-4 に示したように、検討数が少ないものの、船尾部流れの 3 次元性の強い肥大船型で模型船に対する実船の K の増加率が大きくなっていて、この傾向は田中の仮定と一致する。

5.3.3 実船と模型船の相関係数 ΔC_f

一般に実船抵抗を推定する際、形状影響係数は船型のみ関数でレイノルズ数に無関係であるという仮定が用いられる。しかし、5.3.2 項で述べたとおり、CFD の結果を見ると、形状影響係数 K はレイノルズ数の増加に伴い増加する傾向を示す。もし、形状影響係数にこのような尺度影響が存在すると、現状の実船性能推定法で、その尺度影響は相関係数 ΔC_f に含まれて評価されていることになる。そこで、本項では、形状影響係数の尺度影響と相関係数 ΔC_f の関係について検討することとした。

実船抵抗に関する相関係数 ΔC_f の解析例として、田村が 1 軸船の試運転成績を用いて解析した結果を Fig. 5.3-6 に示す [77]。なお、この例では、 ΔC_f を解析するために用いる実船プロペラ特性は、Lindgren の方法を用いてその尺度影響が考慮されている。また Friction Line は ITTC1957 Line が用いられている。対象船には肥大船に加えてブロック係数の小さい貨物船（ライナー）も含まれている。Fig. 5.3-6 によると、 ΔC_f に対しレイノルズ数影響はほとんど見られない。また、 ΔC_f のバラツキが大きいためか、船の種類（肥大船か否か）による ΔC_f の差異も見出されなかったと考察されている。

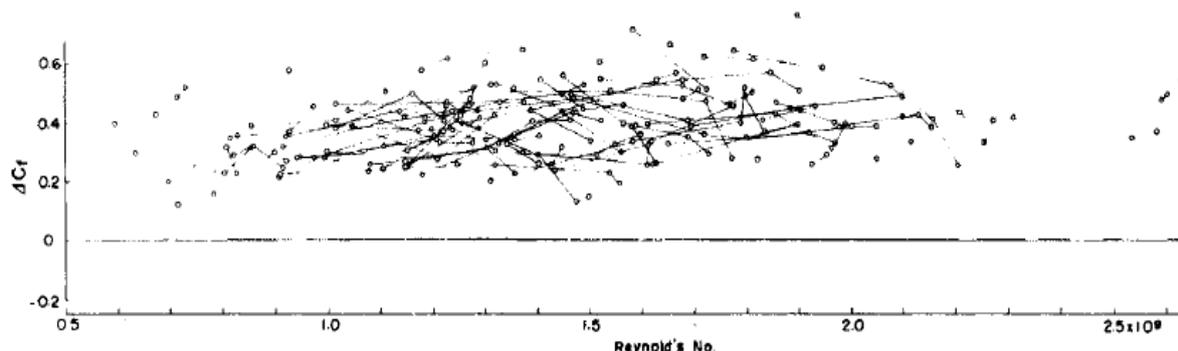


Fig. 5.3-6 試運転結果から算出された実船抵抗に関する相関係数 [77]

ここで、 ΔC_f は、(5.3-2)式に示すように、実船の粘性抵抗と水槽試験結果から外挿して求めた実船の粘性抵抗の差に相当する。すると、同式を用いて、実船と模型船のCFD計算結果から ΔC_f を求めることができる。

$$\begin{aligned} \Delta C_f &= C_{v,ship} - (1 + K_{model}) \cdot C_{f0,ship} \\ &= (1 + K_{ship}) \cdot C_{f0,ship} - (1 + K_{model}) \cdot C_{f0,ship} \\ &= (K_{ship} - K_{model}) \cdot C_{f0,ship} \end{aligned} \quad (5.3-2)$$

5.3.2 項で説明した実船のCFD計算結果から上式で算出した ΔC_f を実船の試運転結果から算出された ΔC_f の実績 [78]と比較して Fig. 5.3-7 に示す。CFD で求めた ΔC_f は、試運転結果のバラツキの平均的な値に近い値を示している。 ΔC_f は、上述の尺度影響に関する各種仮定に伴う誤差に加え、模型試験および実船試験そのものの計測誤差など、多種多様な要素が影響したものとされていた。しかし、本研究のCFD結果から、「 K のレイノルズ数依存性を無視して実船の粘性抵抗を評価していることに対する修正が、 ΔC_f の内訳の大きな成分のひとつである」といえることが分かった。これは、別の見方をすれば、「CFDによる実船の粘性抵抗の計算結果は、3次元外挿法に模型と実船の相関係数を考慮して推定される実船の粘性抵抗とおおむね一致する」といえることを示している。

上記検討結果、ならびに5.2節で説明したCFDによる龍光丸の実船馬力に推定結果などを総合すると、まだまだ実績データとの比較検証の事例を積み重ねる必要であるものの、CFDによる実船性能の直接予測が可能な段階に近づいてきたと考えられる。

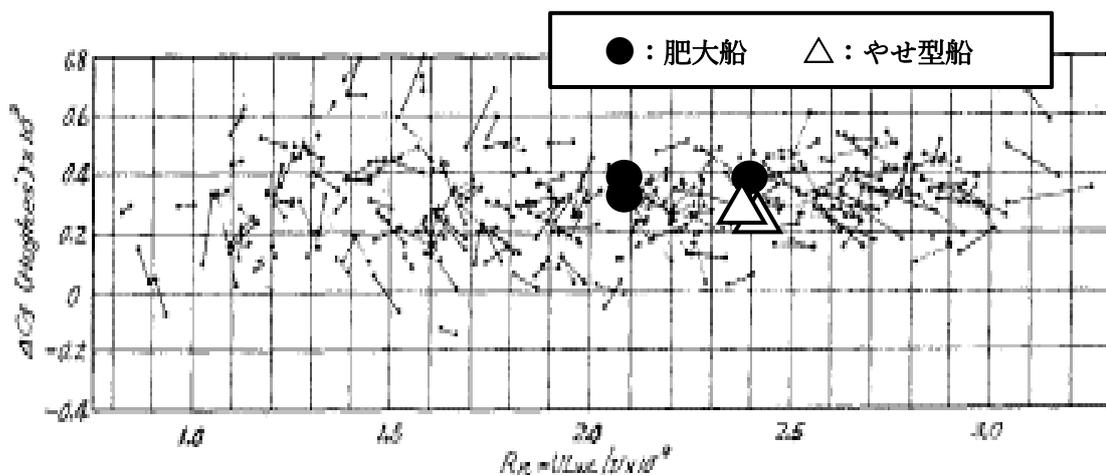


Fig. 5.3-7 CFDによる実船抵抗推定結果から算出した ΔC_f [78]

5.4 船尾波の尺度影響と最適船尾形状

5.4.1 概要

尺度影響に関する研究は、その影響が強く表れる船尾の境界層流れ、粘性抵抗や自航要素、船尾付近に設置される性能向上デバイスの省エネ効果などについて、これまでに多くの研究がなされている(例えば、石川 [48]、大森 [72]、川村ら [73]、荒木ら [74]など)。一方で、フルード則に従うとされている造波現象においても境界層が厚くなる船尾付近の波高においては実船と相似にならないことが知られている。しかし、この船尾波に対する尺度影響を論じた例はあまりない。そこで、本節では、シリーズ 60 船型 (Todd [75]) を対象に船尾波の尺度影響を CFD で評価することとした。あわせて、船尾波の尺度影響が最適船尾形状にどのような影響を与えるかについても検討を行った (皆川、石川 [79])。

5.4.2 実船と模型船の船尾波

シリーズ 60 船型 [75] を対象に、模型船および実船相当の条件で船体周りの自由表面流れの計算を実施した。CFD Solver は、2.5 節で述べた”NEPTUNE” [25] とした。自由表面の取り扱い方法には界面適合型を、乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを採用した。計算条件として設定したフルード数 Fn およびレイノルズ数 Re 、格子数、境界層厚さ方向の最小格子間隔 Δ_{min} 等を Table 5.4-1 に、計算格子を Fig. 5.4-1 にそれぞれ示す。流場の対称性を考慮して計算領域は左舷側のみとし、その広さは船首より前方に 1 船長、後方の 2 船長、半径方向に 1.5 船長とした。なお、採用した格子数は、後述する船尾波高の計算結果への影響を考慮し船尾付近の格子が密になるよう決定したものである。また、以降、波高を h で表す。

Table 5.4-1 計算条件

| | 模型船 | 実船 |
|----------------|--------------------|--------------------|
| Fn | 0.268 | |
| Re | 2.50×10^6 | 9.52×10^8 |
| IM x JM x KM | 224 x 48 x 80 | 224 x 48 x 112 |
| Δ_{min} | 5×10^{-6} | 5×10^{-8} |

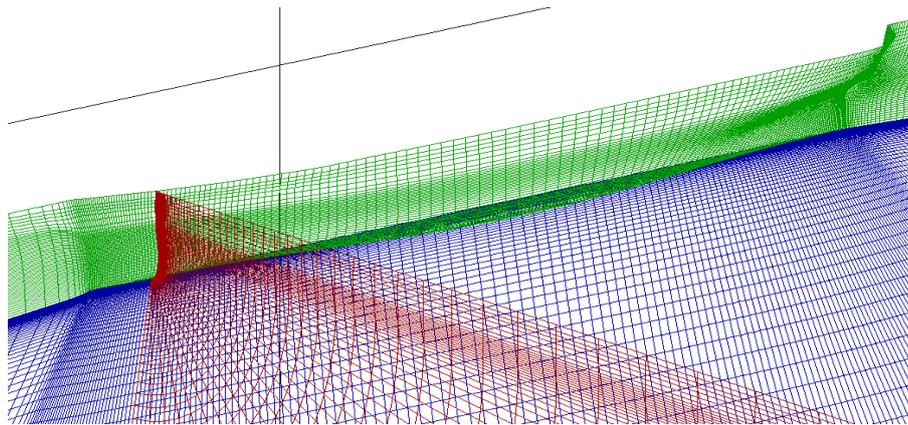


Fig. 5.4-1 シリーズ 60 船型の計算格子

Fig. 5.4-2 に船側波高の計算結果を、Fig. 5.4-3 に計算で得られた船尾端付近の波紋（左舷側のみ）を表示した。Fig. 5.4-2 の船側波形を見ると、船尾端付近を除き、実船の波は模型船と比べて山谷が若干大きい程度で、ほぼ一致している。造波現象は、ポテンシャル近似を用いて表すことができる現象で尺度影響は受けないと考えられているが、今回の CFD の結果は、この従来からの考えと同様、模型船と実船の造波現象には船尾端付近を除き尺度影響は見られなかった。しかし、船尾端では両者に乖離が見られ、実船で大きな船尾波が発生していることが分かる。Fig. 5.4-3 の船尾付近の波紋を見ると、船尾端付近における実船の最大波高 $(h/L)_{max}$ は 0.0159 で、模型船の 0.0119 に対し約 3 割大きい。実船は模型船に対しレイノルズ数が 2 桁大きく粘性影響が小さくなるため、船尾端の波高にこのような大きな違いが生じたものと考えられる。

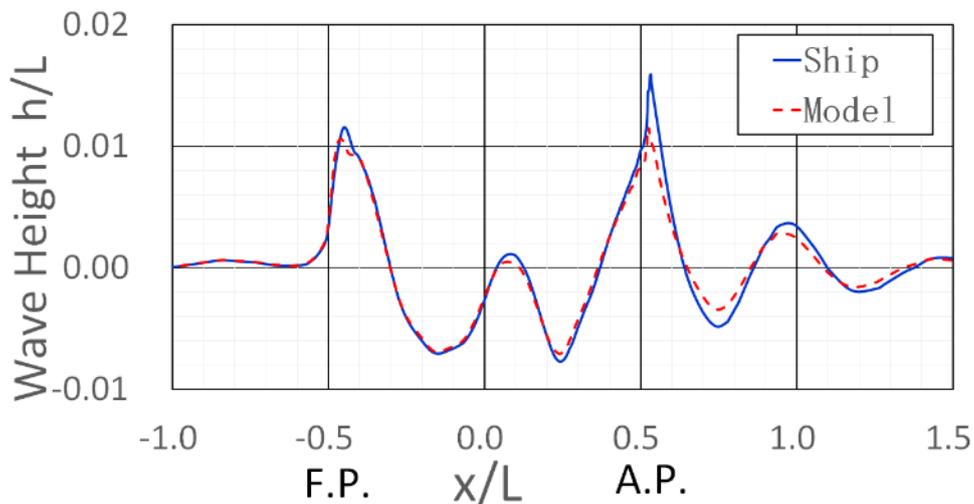


Fig. 5.4-2 船側波形（皆川、石川 [79]）

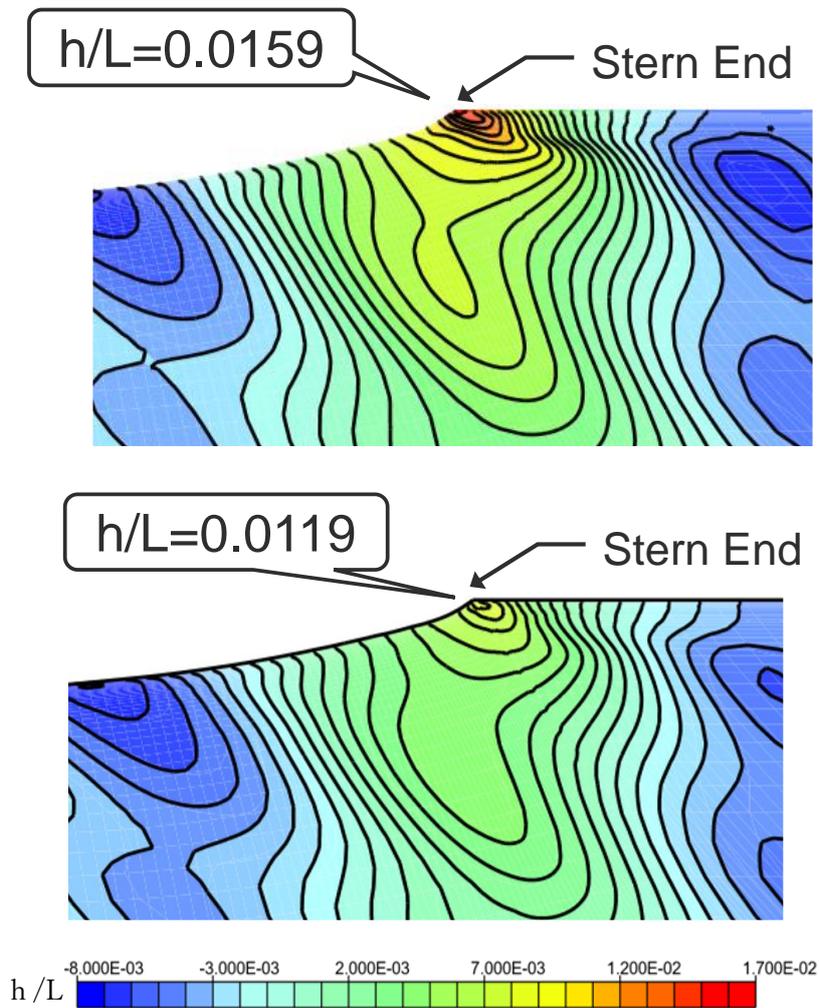


Fig. 5.4-3 船尾周りの波高分布 ($\Delta h/L=0.001$) (皆川、石川 [79])
 上段：実船、下段：模型船

5.4.3 最適船尾形状

1) 船尾形状の変更要領

実船と模型船で船尾付近の波高が異なることが分かった。そこで、この波高分布の相違が実船と模型船の最適船尾形状にどのような影響を与えるかを調べることにした。船尾形状の変更は、横断面積分布を表す C_p カーブ、すなわち排水量の長手方向の分布を変更することで行った。ここで、 C_p カーブの形状変更関数には 4.4.3 項で説明した (4.4-1) 式を用いた。具体的には、Fig. 5.4-4 に示すように、ベースの C_p カーブ ($a=0.0$) に対し、(4.4-1) 式の形状パラメータ a に正の値を採用すると、 C_p カーブの形状は排水量を船体中央に寄せた形状 (以降、肩張という)、 a の値を負とすると逆に船尾付近の面積を増した形状 (以降、肩

落ちという)となるよう C_p カーブが変更される(以下、 a を肩張パラメータと呼ぶ)。ただし、ここでは C_p カーブの変更は船尾側のみとし、船首側は変更していない。また、各船型とも C_p カーブを変更する際、排水量がベース船型と同一となる条件を課した。

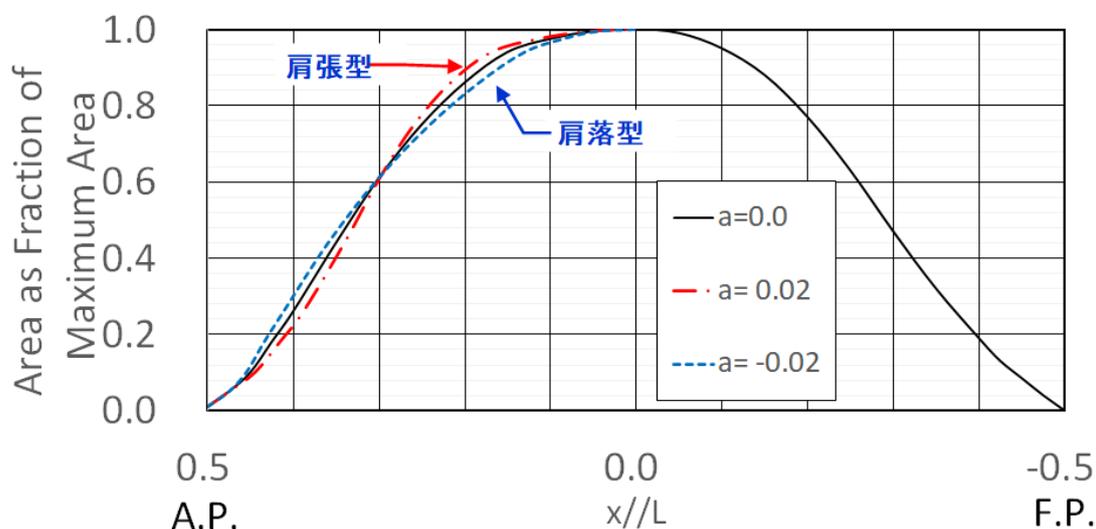


Fig. 5.4-4 プラズマティック曲線 (C_p カーブ)

2) 計算条件

ベース船型ならびに C_p カーブを変更した計9船型(ベース船型、肩張り型3ケース、肩落ち型5ケース)を対象とし、それぞれ実船および模型船相当の自由表面流れの計算を実施した。その際、自由表面を平坦と仮定したいわゆるダブルモデルフローの計算も併せて実施した。後者の計算結果から船体の粘性抵抗 C_v を算出する。Table 5.4-1に計算条件を示す。

Table 5.4-1 計算条件(皆川、石川 [79])

| | 自由表面流れ | | ダブルモデルフロー | |
|------|----------|----------|-----------|----------|
| | 実船 | 模型船 | 実船 | 模型船 |
| Re | 9.52E+08 | 2.50E+06 | 3.55E+08 | 9.33E+05 |
| Fn | 0.268 | 0.268 | 0 | 0 |

3) 抵抗特性

自由表面流れの計算で得られた全抵抗係数 C_t ならびにダブルモデルフローの計算で得られた粘性抵抗係数 C_v をFig. 5.4-5に示す。実船の全抵抗係数は、 C_p カーブの形状を肩張とした場合(a が大)、 C_p カーブの形状を肩落ち逆に船尾に寄せた場合(a が小)、いずれも増大する傾向が見られ、両者の中間に全抵抗が最小となる最適な a が存在する。模型船でも同様な傾向が見られるが、船尾に排水量を寄せた場合の抵抗の増加が小さく、同領域において実船と異なる傾向が見られる。一方、粘性抵抗係数 C_v は、実船および模型船ともに a に対

してほとんど変化していない。したがって、全抵抗係数 C_t の相違は、全抵抗係数 C_t から粘性抵抗係数 C_v を減じすことで定まる造波抵抗 C_w の違いによるものといえる。

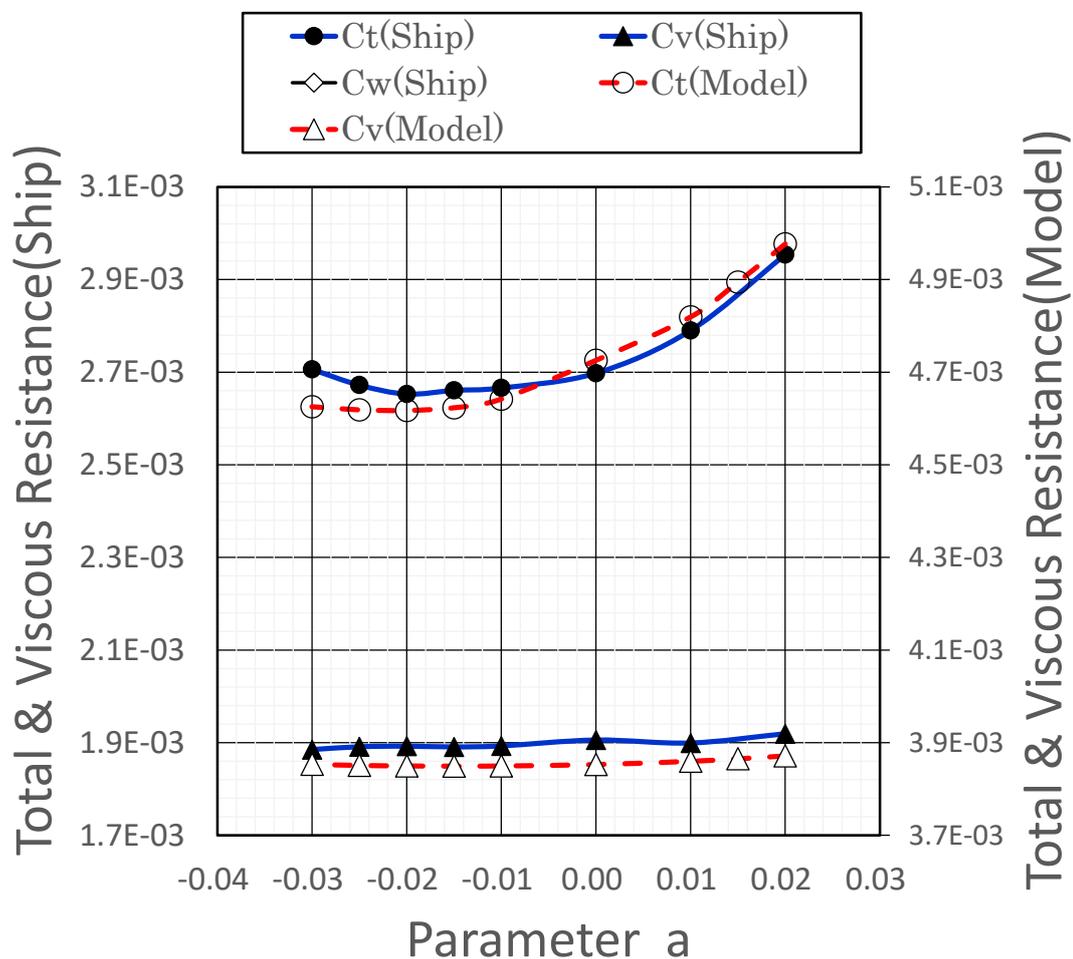


Fig. 5.4-5 全抵抗係数 C_t および粘性抵抗係数 C_v (皆川、石川 [79])

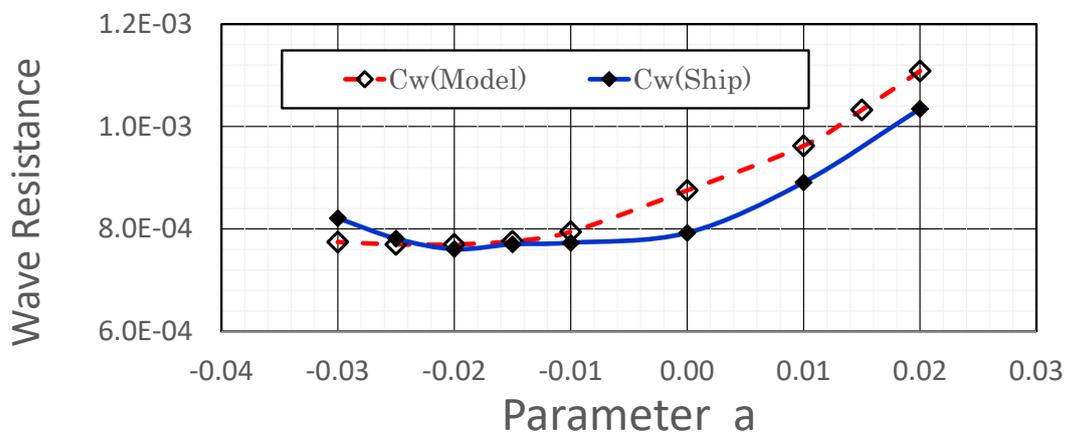


Fig. 5.4-6 造波抵抗係数 C_w (皆川、石川 [79])

Fig. 5.4-6 に造波抵抗 C_w の比較を示す。同図を見ると、実船の造波抵抗は、模型船のそれと比べ右へ少しシフトしている。すなわち、模型船に対し実船では、排水量を少し前方に移動した船型が抵抗特性の観点からは有利となっている。

4) 造波特性

前項で述べた抵抗特性と船体周りの造波特性との関連性について検討する。まず、実船および模型船の船側波を比較して Fig. 5.4-7 に示す。模型船の船側波形は実船とほぼ同じだが、船尾付近で模型船の波高がやや低い。次に波形に対する船型影響に着目する。船体の前半形状は同一なので、船首から船体中央直後付近までの船側波形には変化が見られない。これに対し、 C_p カーブを変更した船尾側では、 C_p カーブの肩部の後方に位置する波の谷、ならびに船尾端の波の山の部分に相違がはっきり現れている。そこで、Fig. 5.4-7 に示すように、船体中央直後の波の波高を h_a 、 C_p カーブの肩部の後方に位置する波の谷を h_b 、船尾端の波を h_c と定義し、これら h_a, h_b, h_c の肩張パラメータ a に対する変化の様子を Fig. 5.4-8 に示す。実船の波高を見ると、 a が大きいとき、すなわち肩張のとき波高 h_b の負の値が大きくなる。 a を小さくして排水量を船尾に寄せると h_b の負の値は小さくなり、逆に船尾波の波高 h_c が大きくなる。模型船でも、 h_b については実船とほぼ同じ特性を示す。ところが、船尾端の波高 h_c は、 C_p カーブを肩落ちとして排水量を船尾に寄せても実船ほどの波高の増大が見られない。これは、模型船の場合、実船と比べて粘性影響が大きいためと考えられる。

Fig. 5.4-7 および Fig. 5.4-8 にて船体表面の波高分布について評価してきたが、さらに船尾船体周りの水面領域における波高分布の特徴を確認するため、船尾付近の波高分布を Fig. 5.4-9 に示す。同図を見ると、実船の場合、排水量が船尾に寄るほど船尾端における最大波高が大きくなり、 $a=-0.01$ と $a=-0.03$ との最大波高の差は明確である。一方、模型船の場合は、排水量が船尾に寄せても最大波高はあまり変化していない。

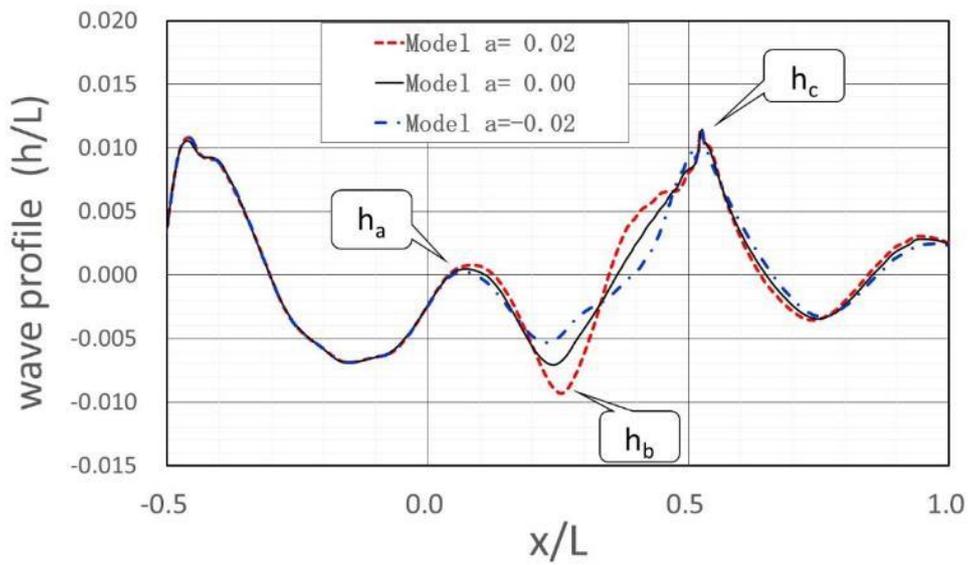
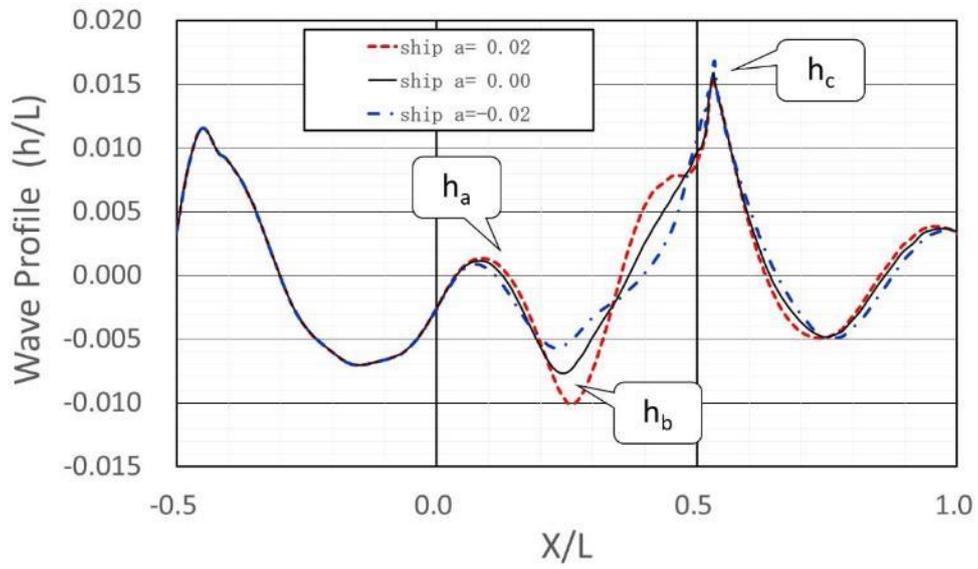


Fig. 5.4-7 船側波形（皆川、石川 [79]）

上段：実船、下段：模型船

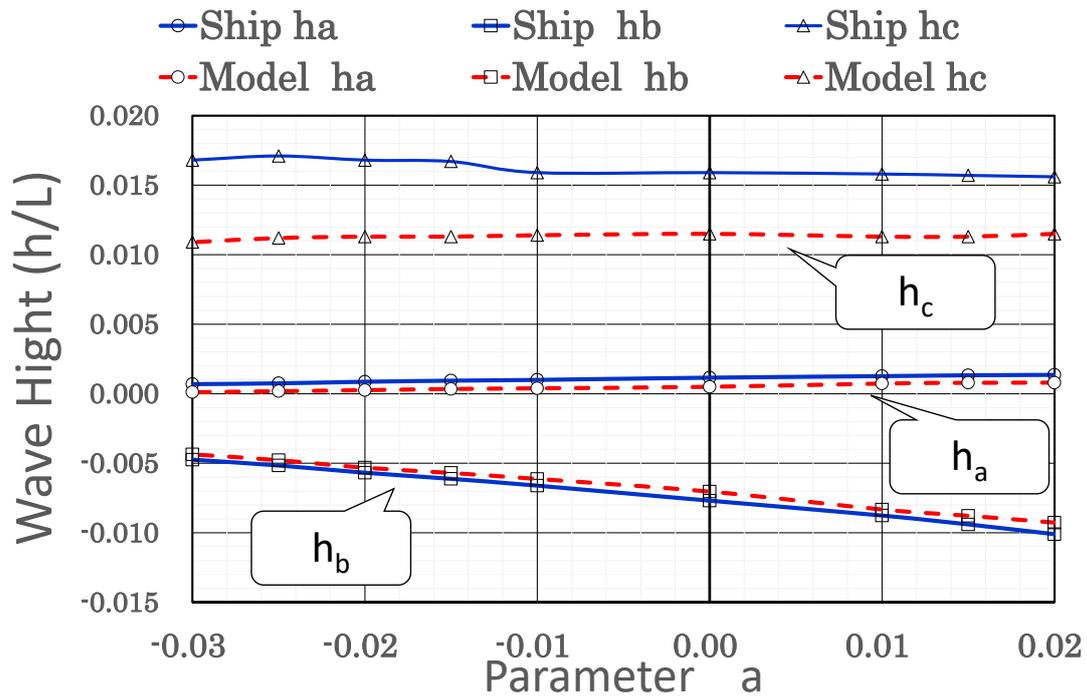


Fig. 5.4-8 形状パラメータ a と波高 (皆川、石川 [79])

5) 考察

本項の 3) および 4) で述べた抵抗特性と造波特性の関係をまとめる。Fig. 5.4-5 あるいは Fig. 5.4-6 に示した船型の違い (肩張パラメータ a の違い) と全抵抗 C_t あるいは造波抵抗 C_w との関係が模型船と実船で異なるのは Fig. 5.4-8 に示した船尾波の違いに起因するものと推察される。すなわち、実船では、排水量を船体中央に寄せると波高 h_b が増大 (負の値が増大、すなわち波の谷が深くなる)、船尾に寄せると h_c が増大するので、その中間の両者のバランスの良いところに全抵抗あるいは造波抵抗が最小となる最適船型が存在する。一方で、模型船の場合、船尾波高 h_c が粘性影響を受けて実船よりも低くなるため、排水量を船尾へ寄せた際の波高の増大が実船に比べて微小の範囲にとどまっている。このため、船尾へ排水量を寄せた際の造波抵抗の増大が小さく、全抵抗あるいは造波抵抗が小さくなるパラメータ a の範囲が船尾端方向に広がっている。

このように、排水量を船尾方向へ移動しても模型船の場合は船尾波の変化が小さく、従って造波抵抗の増大も軽微である。これに対し船尾波が大きくなる実船では、船尾に排水量を移動すると船尾波が大きくなって抵抗の悪化が大きい。上記を踏まえると、模型船で抵抗低減が得られる船尾形状においても、実船では抵抗増大の領域に入っている可能性がある。したがって、船型設計の際は、実船は模型船に対しやや前方に排水量を移動した船型が有利である点に注意を払う必要があるといえる。

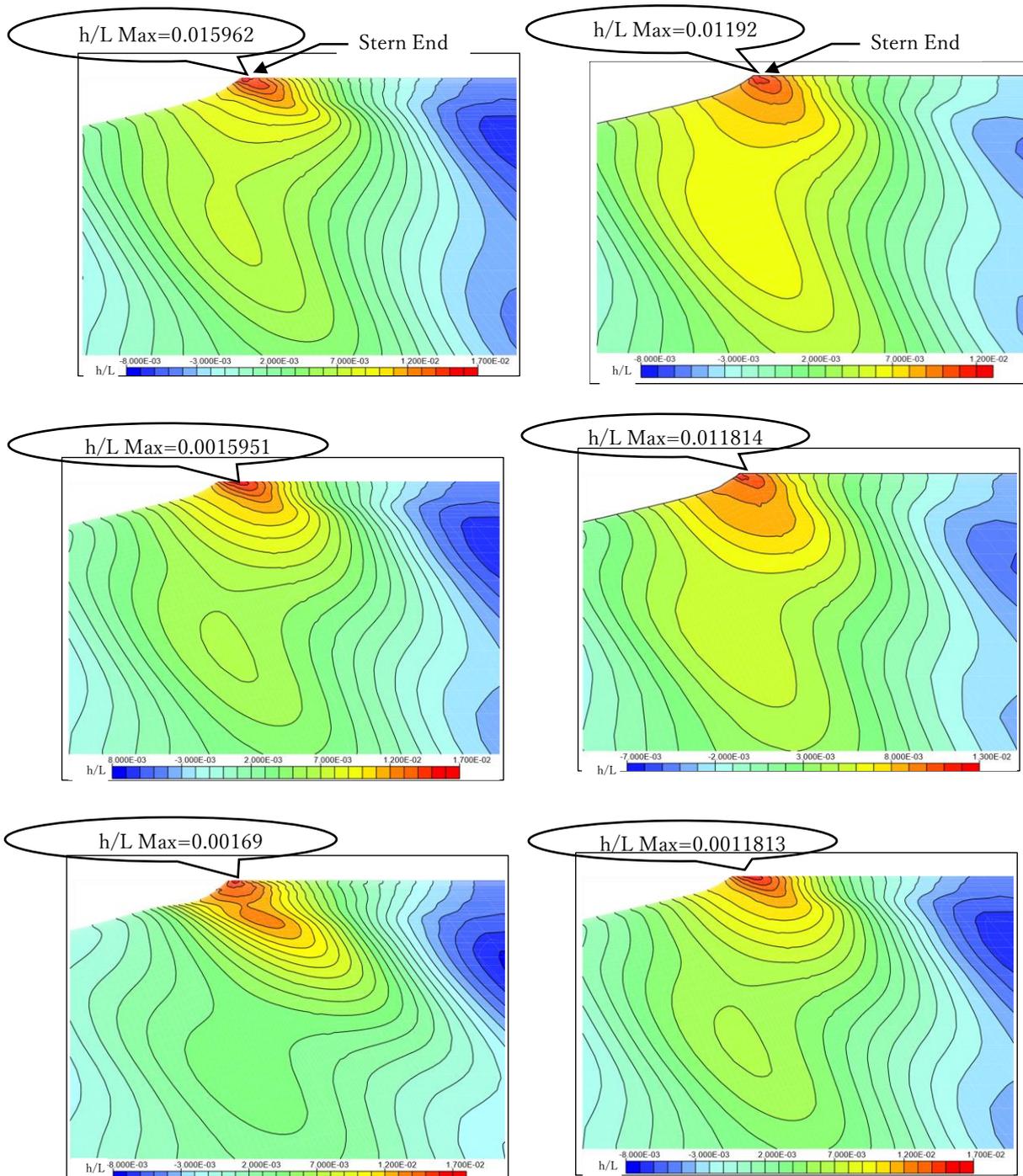


Fig. 5.4-9 形状パラメータ a と船尾付近の波高分布 (皆川、石川 [79])

左側：実船 右側：模型船

上段： $a=0.0$ 、中段： $a=-0.01$ 下段： $a=-0.03$

5.5 結言

実船と模型船の船体まわりの流場や推進性能には尺度影響が存在するため、模型試験結果から実船性能を推定する際、模型船と実船の性能要素に関する相関を考慮する必要がある。しかし、造波、境界層、渦、伴流など船体まわりの全ての流体现象に対する尺度影響が解明されているわけではないので、設計者は、その経験的知見に基づき未解明な部分を補いながら設計を実施している。そこで、CFD で実船の計算が可能となれば、その性能を直接評価することが可能となり、尺度影響の未解明な部分も明らかとなることから、より合理的な船型設計が可能となると期待される。そこで、第 5 章では、実船と模型船まわりの流場や推進性能を CFD で評価し、これらに対する尺度影響の検討を行った。加えて、尺度影響を考慮した船型設計の一例として、船尾波の尺度影響が造波抵抗に与える影響を調査し、同尺度影響を考慮した船尾形状の設計法について検討した。以下、本章で得られた成果を示す。

5.2 節では龍光丸の抵抗および自航状態の計算を模型ならびに実船相当のレイノルズ数にて実施し、流場、抵抗および自航要素の尺度影響について以下のような成果を得た。

- 船体まわりの粘性流れに対する尺度影響

実船は模型船と比べ境界層が相対的に薄くなり、主流方向流速 u の等値線の位置が船体表面近傍へ縮むが、計算でもこのような尺度影響による u の等値線の縮みが得られた。特に、船尾縦渦の影響の少ない領域ではその縮み幅も試験結果と良く一致した。

- 形状影響係数に対する尺度影響

「形状影響係数 K はレイノルズ数に依存せず同じ値と取る」という従来から用いられている仮定と異なり、「形状影響係数 K はレイノルズ数の増加に伴い増加する傾向を示す」と評価された。

- 自航要素に対する尺度影響

推力減少率は、プロペラ吸い込み流れによって生じる干渉影響で、ポテンシャル近似できる現象のため尺度影響は受けないと考えられている。今回の CFD の結果でも、この従来からの考えと同様、推力減少率には尺度影響は見られなかった。一方、有効伴流率は、船尾の境界層流れに強く影響を受ける値であることから尺度影響を受けると考えられている。今回の CFD の結果も、このような尺度影響を受けて実船で小さな値を示した。

- 実船の馬力性能

CFD による龍光丸の実船馬力に推定結果は、実船試験結果とおおむね一致した。

5.3 節で形状影響係数 K の尺度影響について、模型と実船の相関係数 ΔC_f を含めて検討したところ、以下のことが分かった。

- 5.2 節と同様、「形状影響係数 K はレイノルズ数の増加に伴い増加する傾向」を示した。これは、田中 [76] の指摘にあるように、船尾流れに 3 次元性が顕著で大きなはく離渦の発生する肥大船型で K の増加率が大きくなった。
- 実船と模型船対応の CFD で得られた粘性抵抗 C_v を用いて相関係数 ΔC_f を評価すると、実船の試運転結果から得られた相関係数 ΔC_f とほぼ一致した。
- このことから、「 K のレイノルズ数依存性を無視して実船の粘性抵抗を評価していることに対する修正が、 ΔC_f の内訳の大きな成分のひとつである」といえることが分かった。これは、別の見方をすれば、CFD による実船の粘性抵抗の計算結果は、3 次元外挿法に模型と実船の相関係数を考慮して推定される実船の粘性抵抗とおおむね一致しているといえることを示している。
- 今後、さらなる検証データの蓄積が必要であるものの、5.2 節および 5.3 節の検討結果を見ると、CFD による実船性能の直接予測が可能となる段階に近づいてきたと考えられる。

5.4 節では、船尾波の尺度影響が最適船尾形状にどのような影響を与えるかについて検討し、以下の知見を得た。

- 造波現象は、ポテンシャル近似を用いて表すことができる現象で尺度影響は受けないと考えられている。今回の CFD の結果も、この従来からの考えと、概略一致するものであった。しかし、船尾波には尺度影響が見られ、実船の船尾波は模型船のそれよりも大きくなる様子が CFD の計算結果で表現することができた。
- 上述のとおり船尾波に尺度影響が現れるため、造波抵抗についても船尾形状を変更する際には尺度影響が見られ、船尾波が大きくなる実船では模型船の最適船尾形状よりも船尾端付近の排水量をやや前方に移動した船型が有利となることが示された。
- このような実船性能の直接計算が可能となると、上述のような実船流場に適した最適設計を具体的に実施することが可能になるといえる。

第6章 結論

本研究は、造船所の設計の現場で適用可能な実用的な船型設計支援システムの開発を目的として実施した。まず、先駆的な研究で開発された CFD Solver の船型設計への適用性を検討したところ、異なる船型の推進性能の優劣を正しく評価するに十分な精度を有していること、実用上十分な計算時間で性能評価が可能な高速 Solve が開発されていることなどが分かった。しかし、同時に実用船型のような複雑形状への適用性が不十分であることも分かった。そこで、共同研究者である高田氏および檜垣氏 ([19], [20]) によって新たに開発されたマルチブロック格子法を用いた CFD Solver “FS-MINTS” の船型設計への適用性を検討した。その結果、同 Solver にて複雑な形状を有する実用船型の抵抗および自航性能の評価が可能であることが確認された。次に、CFD Solver に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型設計 CAD システムおよび並列計算技術を連携させた船型設計支援システムを開発した。同システムの中核となる船型最適化手法には、「逆問題解法による船型最適化手法」と「順問題解法による船型最適化手法」を併用して用いることとした。本システムによって、船型と推進性能との関係が明確になり流体力学的な根拠に基づく船型最適化が可能となることが確認された。さらに、模型と実船の尺度影響の問題にも取り組み、CFD で模型と実船の相関係数 ΔCf を含めた性能評価が可能であることも分かった。今後、本研究で開発した船型設計支援システムが実際の設計の現場で活用されていくこと、さらに、実船スケールの流場に基づく船型開発へと発展していくことなどが期待される。以下、本論文の各章の主な結論を示す。

第 1 章において、本研究の必要性ならびに関連する研究を整理して概説し、船型設計に CFD を援用するにあたっての課題を述べるとともに、本研究の目的と論文構成を示した。

第 2 章では、先駆的な研究で開発された CFD Solver “NICE” (児玉 [17]) および “NEPTUNE” (平田・日野 [25]) による実用船型の推進性能の推定精度を確認するとともに、船型が変更された際の性能の追従性を検討した。その結果、推進性能の性能要素である粘性抵抗、造波抵抗、自航要素、プロペラ面伴流分布について、いずれも異なる船型の優劣を判断するという観点から十分な精度を有していること、計算が高速化されていて計算時間も実用の範囲にあることなどが確認された。しかしながら、定量的な精度については改善の余地が残されていることも明らかとなった。この計算精度に関する課題のうち、プロペラ面の船尾縦渦を過小評価してしまう課題に対する対策として、本研究にて乱流モデルの改良を検討した。その結果、船尾縦渦が強く計算されるようになり、伴流分布の主流方向流速の等値線に見られるフック状の形状が計算でも表現できるようになった。ただし、定量的な精度については十分とはいえず、さらなる改善が必要であると指摘された。

第 3 章では、複雑な形状を有する実用船型の性能評価を行うために、共同研究者の高田氏および檜垣氏によって新たに開発された CFD Solver “FS-MINTS (Flow Solver of Mitsubishi Numerical Tank System)” [19] [20]の実用船型への適用性について検討した。第 2 章で述べたとおり、先駆的な研究で開発された CFD Solver は、トランサム船尾、舵、スタンチューブとプロペラボス、あるいは性能向上デバイスなどの複雑な形状を有する実用船型の計算が難しかった。そこで、このような複雑な形状を有する船型の評価を可能とするためにマルチブロック格子法を適用した CFD Solver “FS-MINTS”が開発された。本章では、同手法の実用船型への適用性を検討し、このような複雑形状を伴う船尾形状を格子生成において正確の取り扱うことで、その影響を強く受けるプロペラ面の伴流分布ならびに自航要素の推定精度が改善することが明らかとなった。さらには、性能向上デバイスのひとつであるリアクションフィンに関しても、より形状が複雑になるものの、その設計支援へも適用可能であることを示した。

第 4 章では、本研究で開発した新しい船型設計支援システムの概要とその適用例について説明した。第 2 章および第 3 章でも説明したとおり、CFD は飛躍的な発展をとげてきた。このような背景のもと、より多数の候補船型の中から性能の優れた船型の絞り込みを迅速に実施することが要求される設計現場でも CFD の有効活用が期待されるようになってきた。特に、CFD で得られる船体周りの流れや圧力に関する詳細な情報を活用することで流体力学的な根拠に基づいたより合理的な船型設計が迅速に実施可能となることが期待された。そこで、このような船型設計を実現するために、CFD Solver に最適船型の探索機能を持たせ、さらに船型 CAD と並列計算技術を統合した新しい船型設計支援システムを開発した。ここで、その中核となる CFD による船型最適化の手法には「順問題解法による船型最適化手法」と「逆問題解法による船型最適化手法」を併用して用いた。なお、このうち「逆問題解法による船型最適化手法」は「船型最適化の共同研究」[58]の参加メンバーによって開発され、その中核となる船型最適化法には日野 [59]によって開発されたものである。本研究では、このようにして構築した「船型設計支援システム」を以下に示す 3 つの事例に適用し、その有用性を確認した。

- 「逆問題解法」の適用性の検討例として実用タンカー船型を対象に粘性抵抗を最小化する船型の検討を実施したところ、船尾フレームライン形状の自動探索でその形状が U 型から V 型へと自動変更され、3.4%の粘性抵抗低減が得られた。しかし、より広い船型の中からの最適船型の探索を期待して高次モードの形状変形を許容する最適化計算を行うと、実用的な船型が得られないという課題も明らかとなった。
- 「順問題解法」の適用性の検討例としてシリーズ 60 船型を対象に各船速ごとに剰余抵抗を最小化する船型の検討を実施したところ、低速域では肩張りの C_p カーブと小型の船首バルブ、高速域では肩落ちの C_p カーブと大型の船首バルブの組み合わせが有利となり、低速域では 3~8%、高速域では 10~25%の剰余抵抗改善が得ら

れた。また、「順問題解法」の場合、最適化の課程で実施した CFD 計算を整理して性能評価マップを作成することが可能であること、同マップは船型最適化の次のサイクルの初期船型の設計にあたって有益な情報となることなどが分かった。しかしながら、形状パラメータの数を増大させるとシリーズ船型の数が指数関数的に増大するため多くの形状パラメータの影響を同時に調査するのは困難である。

- 流場情報を活用した設計の一例として、“NAGISA”を用い FIN 型省エネ装置装着による船尾流れに与える影響と推進性能の改善の関係について検討を行った。その結果、船体 FIN の翼端渦との干渉効果で船尾縦渦域がプロペラ外周側へ拡大されてプロペラ円内の伴流分布が均一化する傾向を示すが、これが伴流利得の改善の主な理由であることが示された。また、プロペラ面伴流分布をこのようにコントロールできる位置に船体 FIN を配置することが推進効率の改善に最も有効であることも明らかとなった。

「逆問題解法による船型最適化」と「順問題解法による船型最適化」には上述のようにメリットとデメリットがあるため、問題に応じて使い分ける必要がある。現状では、順問題解法で概略形状を決め、必要に応じて逆問題解法を組み合わせるという運用形態が実用的であると考えられている。なお、本システムは、これを構成する各機能を個別のモジュールとして取り扱う方法を採用した。こうすることで、各モジュールはその使用目的に応じて別のモジュールに交換可能となる。また、技術の進展に応じてモジュールごとのアップデートが可能である。例えば、CFD Solver は、“FS-MINTS” ([19], [20]) を基本としているが、用途に応じて“NEPTUNE” ([25], [26])、“NAGISA” ([27] [28] [29])あるいは汎用コード“FLUENT”など別の Solver ([30], [31]) に交換することが可能である。

第 5 章では、実船と模型船のまわりの流場や性能要素に対する尺度影響の検討を行った。実船と模型船の船体まわりの流場や推進性能にはレイノルズ数の相違に起因する尺度影響が存在するため、模型試験結果から実船性能を推定する際、模型船と実船の性能要素に関する相関を考慮する必要がある。しかし、造波、境界層、渦、伴流など船体周りの全ての流体现象に対して尺度影響が解明されているわけではないので、設計者は、未解明な部分とその経験的知見で補いながら船型設計を行っている。第 5 章では、この尺度影響について CFD による評価を試み、以下の結果を得た。なお、この尺度影響の検討には、“NICE”および“NEPTUNE”を使用した。

- 船体まわりの粘性流れに対する尺度影響

実船は模型船と比べ境界層が相対的に薄くなり、主流方向流速 u の等値線の位置が船体表面近傍へと縮むが、計算でもこのような尺度影響を精度よく表現することができる。特に、船尾縦渦の影響の少ない領域ではその縮み幅も試験結果と良く一致した。

- 形状影響係数に対する尺度影響

「形状影響係数 K はレイノルズ数に依存せず同じ値と取る」という従来から用いられている仮定と異なり、「形状影響係数 K はレイノルズ数の増大に伴い増加する傾向を示す」と評価された。そこで、実船と模型船対応の CFD で得られた粘性抵抗 C_D を用いて相関係数 ΔC_f を評価したところ、実船の試運転結果から得られている相関係数 ΔC_f のバラツキの平均的な値を示した。このことから、「 K のレイノルズ数依存性を無視して実船の粘性抵抗を評価していることに対する修正が ΔC_f の内訳の大きな成分のひとつである」といえることが分かった。

- 自航要素に対する尺度影響

従来から、推力減少率はポテンシャル近似できる現象で尺度影響は受けないと考えられている。今回の CFD の結果でも、この従来からの考えと同様、推力減少率には尺度影響は見られなかった。一方、有効伴流率は、船尾の境界層流れに強く影響を受けることが知られているが、CFD の有効伴流率もこのような尺度影響を受けて実船で小さな値を示した。

- 造波抵抗に対する尺度影響

造波現象は、ポテンシャル近似できる現象で尺度影響は受けないと考えられている。CFD も結果も同様に粘性影響が顕著となる船尾付近を除き模型船と実船の造波現象に相違は見られなかった。しかし、粘性影響が顕著となる船尾付近では尺度影響が見られ、実船の船尾波は模型船のそれよりも大きくなる様子が今回の CFD の計算結果で表現することができた。そこで、船尾形状を変更したシリーズ計算を実施したところ、船尾波が大きくなる実船では模型船の最適船尾形状よりも船尾端付近の排水量をやや前方に移動した船型が造波抵抗の観点から有利となることが示された。

以上より、本研究で開発した船型設計支援システムが実際の設計の現場で活用されていくこと、さらに、今後は実船スケールの流場に基づく船型開発へと発展していくことなどが期待される。そのために解決が必要な今後の課題を以下に示す。

- 推進性能の性能要素である粘性抵抗、造波抵抗、自航要素、プロペラ面伴流分布について、いずれも船型の優劣を判断するという観点からは実用上十分な精度を有しているが、定量的な精度についてはいずれも改善の余地がある。
- 船型最適化支援システムについては、実用船型として適切なフェアネスを維持できる曲面形状が確保できるような船型自動変形機能の開発が期待される。
- 実船スケールでの CFD 解析による船型開発あるいは船型最適化の取り組み、および実船データとの比較検証の拡大が期待される。

謝辞

本研究を取りまとめるにあたり、長崎総合科学大学 池上国広学長には多大なるご指導と暖かい激励を賜りました。厚く御礼申し上げます。論文とりまとめおよび査読にあたり、影本 浩教授、堀 勉教授、林田 滋名誉教授ならびに九州大学の安東 潤教授より、懇切丁寧なご指導、ご意見を賜りました。ここに、心より感謝の意を表し厚く御礼申し上げます。

本研究は、著者が三菱重工株式会社 総合研究所長崎地区の在籍していたころに実施した内容が多く含まれております。当時、職場の多くの皆様方よりご指導、御協力をいただきました。心より御礼申し上げます。

第2章で述べた”NICE”および”NEPTUNE”の検討においては、同 Solver を開発された船舶技術研究所の児玉 良明様、日野 孝則様、日夏 宗彦様、長崎大学の塩谷 茂明先生（いずれも研究当時）より、Solver のアルゴリズム、使用方法について懇切丁寧にご指導くとともに、実船適用性検討、Solver の改良などにおいても種々のアドバイスをいただきました。厚く、御礼申し上げます。第2章の研究の一部は、社団法人 日本造船研究協会の「大型肥大船船尾流場推定法の高度化(第222研究部会)」ならびに「数値流体力学による最適船型設計法に関する研究(第229研究部会)」の共同研究の一環として実施しました。多大なご指導をいただきました同研究会の関係各位に御礼申し上げます。

第3章で述べた新 CFD Solver “FS-MINTS”の適用性検討には、当時、著者が在籍していた三菱重工株式会社 総合研究所長崎地区の関係各位に多大なご指導、ご支援をいただきました。研究の推進においては、永松 哲郎氏、星野 徹二氏、坂本 利明氏より丁寧なご指導、ご助言をいただきました。同 Solver の開発は、高田 憲尚氏、檜垣 祥市氏に担当いただきました。お二人が居られなければ、Solver の開発は完成できませんでした。厚く、御礼申し上げます。

CFD Solve の設計支援システムへの適用についても三菱重工株式会社 総合研究所長崎地区の川北 千春氏、西垣 亮氏、松本 大輔氏、佐藤 圭氏、川淵 信氏、高島 怜子氏、窪田 雅也氏、佐藤 昌弘氏、田中丸 仁美氏など多数の方々に多大なるご協力をいただきました。また、水槽試験による検証データ取得については、同地区の溝浦 勝氏、是成晴知氏、大野 嘉弘氏、坪口 克則氏、大住 知子氏、前田なお子氏、尾下 正憲氏、松尾 博氏、江頭 久幸氏、塩野 三夫氏、内田 武郎氏など、多くの方々から多大なご協力をいただきました。心より御礼申し上げます。

また、逆問題解法による船型最適化の検討は、情報処理振興事業協会（IPA）が「次世代デジタル応用基盤技術開発事業」として公募した事業を（社）日本造船工業会が請負って実施したプロジェクト「STEP を装備した数値流体解析による船型最適化システムの構築」の一環として実施しました。多大なご指導をいただきました同プロジェクトの関係各位に御礼申し上げます。

性能向上デバイス 船体 FIN の検討を進めるにあたっては、阪大の戸田保幸先生（研究当時）に有益なアドバイスをいただきました。また、海上技術安全研究所の大橋訓英様、小林寛様には、CFD Solver “NAGISA”の導入、取り扱い方法、計算の進め方などに関し多くのアドバイスをいただきました。ここに記して御礼申し上げます。

最後に、本研究を推進するにあたり、CFD の計算ならびに水槽試験による検証データ取得について、卒業研究の一環として協力いただいた本学学生の樫 蓮君、中村 匠君、中能 弘人君、高橋 小太郎君、山本 哲史君、池田 功太郎君、香島 裕哉君、皆川 大地君、岡島 怜生樹君、鬼塚 柊冶君、宮脇 流土君、菊池 北斗君、土居 大貴君、魏瑞俊君、砂田 博斗君、石渡 正樹君、宮武 航平君、宮阪 秋二君、村上 遼君、村上 竜太郎君、PHUNG DANH VUONG 君に感謝申し上げます。

参考文献

- [1] Michell, J.H., "The Wave Resistance of a Ship," *Phil. Mag.* 45 p.106, 1898.
- [2] Havelock, T., "The Collected Papers of Sir Thomas Havelock on Hydrodynamics," ONR/ACR-103, Wigley, C. Editor, 1965.
- [3] Inui, T., "Wave – making resistance of ships," *Transaction of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME)* Vol.70, 1962.
- [4] Maruo, H., "Experiments on theoretical ship forms of least wave resistance," *International Seminar on Theoretical Waveresistance*, Ann Arbor, 1963.
- [5] Baba, E. , Takekuma, K., "A study on free surface flow around bow of slowly moving full forms," *J. Soc. Nav. Arch. Japan*, Vol. 1, 1975.
- [6] 横尾幸一, "水槽試験の始まりとその発展," 船型開発と水槽試験, 水槽試験委員会第1部会シンポジウム, 日本造船学会, 1983.
- [7] Yasukawa, Y., "A Rankine Panel Method to Calculate Steady Wave – Making Resistance of a Ship Taking the Effect of Sinkage and Trim into Account," *J. of West Japan Soc. Nav. Arch.*, No.86, 1993.
- [8] Nagamatsu, T., "Calculation of Ship Viscous Resistance and Its Application," *Journal of The Society of Naval Architects of Japan*, Vol. 157, 1985.
- [9] 山崎隆介, "静止流体中における船舶の推進性能に関する序論," 西部造船会会報第33号, 1967.
- [10] 山崎隆介, 中武一明, 上田耕平, "静止流体中の船の推進理論について 一薄い船の場合一," 西部造船会会報第40号,第41号,第42号, 1970.
- [11] 山崎隆介, 中武一明, 上田耕平, "静水中の船の推進理論について 一薄い船の場合一 (その2)," 西部造船会会報41号, 1971.
- [12] 山崎隆介, 中武一明, 上田耕平, "静水中の船の推進理論について 一薄い船の場合一 (その3)," 西部造船会会報第42号, 1971.
- [13] 中武一明, 有村文男, 山崎隆介, "推進性能に及ぼす舵の影響," 西部造船会会報第55号, 1978.
- [14] 中武一明, "船体・プロペラ・舵の相互作用," 船体まわりの流れと流体力 推進性能研究委員会 第3回シンポジウム, 日本造船学会, 1989.
- [15] Miyata, H., Nishimura, S. , Masuko, A., "Finite difference simulation of nonlinear waves generated by ships of arbitrary three-dimensional configuration," *Journal of Computational Physics*, Vol.60, No.3, pp.391-436, 1985.
- [16] Zhu, M., Yoshida, O., Miyata, H. , Aoki, K., "Verification of the Viscous Flow-Field

- Simulation for Practical Hull Forms by a Finite-Volume Method,” Proc. Sixth Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, 1993.
- [17] Kodama, Y., “Computation of Ship's Resistance Using an NS Solver with Global Conservation -Flat Plate and Series 60 (CB=0.6) Hull-,” Journal of The Society of Naval Architects of Japan, Vol. 172 p.147-155, 1992.
- [18] 野澤和男, 児玉良明, “CFD による船体流場の推定と設計への応用,” 日本造船学会誌, Techno Marine, 第 806 号, pp.21-27, 1996.
- [19] 高田憲尚, “マルチブロック格子法によるトランサム船尾周りの造波粘性流場計算,” 日本造船学会論文集, 第 190 号, 2002.
- [20] 高田憲尚, 星野徹二, 石川暁, 檜垣祥市, “自航状態にある舵付き実用船型周りの造波流場計算,” 日本造船学会論文集第 192 号, 2002.
- [21] 日夏宗彦, 児玉良明, 藤沢純一, 安東潤, “プロペラ影響を考慮した船体まわり流れの数値シミュレーション,” 西部造船会々報, 第 88 号, 1994.
- [22] 日夏宗彦, 日野孝則, 児玉良明, 藤沢純一, 安東潤, “自航状態における舵付き船体周り流れの数値シミュレーション,” 西部造船会々報, 第 90 号, 1995.
- [23] 塩谷茂明, 児玉良明, “Wigley 模型周りの自由表面流の数値計算,” 西部造船会々報, 第 90 号, pp.43-56, 1995.
- [24] 塩谷茂明, 児玉良明, “Series 60 模型周りの造波粘性流場の数値計算,” 日本造船学会論文集, 第 180 号, pp.39-50, 1996.
- [25] Hirata, N. , Hino, T., “An Efficient Algorithm for Simulating Free-Surface Turbulent Flows around an Advancing Ship,” Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol.185, pp.1 - 8., 2000.
- [26] Hino, T., “A Study of Grid Dependence in Navier-Stokes Solutions for Free Surface Flows around a Ship Hull,” J of the Soc. of Naval Architects of Japan, Vol.176, p.p.11-18, 1994.
- [27] 大橋訓英, “重合格子対応構造格子 NS ソルバーの開発,” 第 28 回数値流体力学シンポジウム, 2014.
- [28] 平田信行, 田原祐介, 大橋訓英, 小林寛, 宮崎英樹, 荒木元輝, 児玉良明, 小野寺直幸, “次世代 CFD を用いた実海域省エネ性能評価に関する研究,” 海上技術安全研究所報告, 第 17 巻, 第 1 号, 2017.
- [29] Ohashi, K., Hino, T., Kobayashi, H., Onodera, N. , Sakamoto, N., “Development of a structured overset Navier-Stokes solver including a moving grid with a full multigrid method,” Journal of Marine Science and Technology, Vol.24, pp.884-901, 2019.

- [30] 西垣亮, 川淵信, 石川暁, “最新 CFD 技術の省エネ船型開発への活用,” 三菱重工技報 Vol.50 No.2 pp.71-76, 2013.
- [31] 川淵信, 窪田雅也, 石川暁, “造波影響及びプロペラの回転影響を考慮した大規模非定常 CFD による船体周りの流場の推定,” 三菱重工技報 Vol.53 No.2 pp.50-53, 2016.
- [32] Tahara, Y., “Wave Influences on Viscous Flow around a Ship in Yaw Motion,” Journal of Soc. Naval Architects of Japan, Vol.186, 1999.
- [33] 社団法人 日本造船研究協会, “操縦運動時の船体周囲流場に関する研究 成果報告書 (第 221 研究部会),” 1996.
- [34] 社団法人 日本造船研究協会, “数値流体力学による最適船型設計法に関する研究成果報告書(第 229 研究部会),” 1999.
- [35] Ishikawa, S., “Application of CFD to Estimation of Ship's Viscous Resistance -A Series of Full Hull Forms-,” The West-Japan Society of Naval Architects, Vol.87, pp.81-94, 1994.
- [36] Mori, K. et al., “An International Workshop for Improvement of Hull Form Designs,” Proceedings of CFD WORKSHOP TOKYO 1994, 1994.
- [37] Ishikawa, S., “Application of CFD to the Design of the Ship's Hull Form,” 3rd World Congress on Computation Mechanics, pp.1111-1112, 1994.
- [38] Ishikawa, S., “Calculation of Incompressible Fluid Flows for Two Tanker Models,” Proceedings of CFD Workshop TOKYO 1994, Vol.1, pp.294-303, 1994.
- [39] Anderson, W.E., Thmas, J.L., van Leer, B., “Comparison of Finite Volume Flux Vector Splitting for Euler Euation,” AIAA Journal, Vol24, No.9, pp.1453-1460, 1896.
- [40] Nagamatsu, T., “Measurements of Flow Field near the Stem of a Ship Mode with High Block Coefficient,” J. of West Japan Soc. Nav. Arch., No.61, 1981.
- [41] Larsson, L., Paterl, V.C., Dyne, G., “Ship Viscous Flow,” Proceeding of 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop, Flowtech International AB, 1991.
- [42] Baldwin, B. and Lomax, H., “Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows,” AIAA Paper 78-257, 1978.
- [43] Sung, C. H., Tsai, J. F., Huang, T. T., Smith, W.E., “Effect of Turburence Model on Axisymmetric Stern Flow Computed by Uncompressible Viscous Flow Solver,” 6th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, 1993.
- [44] Deng, G.B., Quentey, P., Visonneau, M., “Navier-Stokes computations of Ship Stern Flow -A Detailed Comparative Study of Turbulence Models and Discritization Schemes,” 6th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, 1994.

- [45] 児玉良明, “CFD は船の波にどこまで迫れるか? -CFD Workshop Tokyo 1994 開催記-,” TECHNO MARINE 日本造船学会誌 第 882 号(平成 6 年 8 月), 1994.
- [46] 社団法人 日本造船研究協会, “大型肥大船船尾流場推定法の高度化 成果報告書 (第 222 研究部会),” 1996.
- [47] 社団法人 日本造船研究協会, “船尾形状設計法 (粘性流場) に関する研究 (第 196 研究部会),” 1987.
- [48] 石川暁, “CFD による船体周りの流場ならびに推進性能の尺度影響に関する検討,” 西部造船会会報 第 91 号, 1996.
- [49] 中武一明, “自航推進性能の計算方法,” 船型設計のための抵抗・推進理論シンポジウム, 日本造船学会, 1979.
- [50] 石川暁, 安川宏紀, 永松哲郎, “CFD による流場解析の船舶への応用,” 三菱重工技報, Vol.34, No.5, 1997.
- [51] 川北千春, 石川暁, 佐々木壮一, 林秀千人, “解強制置換法を用いた船体周りの流場計算法,” 日本造船学会論文集, 第 186 号, pp.185-192, 1999.
- [52] 流体性能評価系 CFD 研究グループ, “NEPTUN Ver 6.41 ユーザーズマニュアル,” 海上技術安全研究所, 2013.
- [53] 石川暁, 高田憲尚, “粘性の影響を考慮した自由表面流れの計算,” 三菱重工技報, Vol.37, No.5, 2000.
- [54] Hughes, G., “Frictional and Form Resistance in Turbulent Flow, and a Proposed Formulation for Use in Model and Ship Correlation,” TINA Vol.96, 1954.
- [55] 西垣亮, 佐藤圭, 石川暁, “CFD を用いた船型改良技術について -造波抵抗低減と推進効率向上-,” 三菱重工技報, Vol. 44, No.3, 2007.
- [56] Hoshino, T., “Application of Quasi-Continuous Method to Unsteady Propeller Lifting-Surface Problems,” J. of the Soc. Naval Archit. Japan, Vol.158, pp.51-70,, 1985.
- [57] Kume, K., Ukon, Y., Takeshi, H., “Measurements of Surface Pressure and Local Velocity Field around a KCS Model and Uncertainty Analysis,” A Workshop on Numerical Ship Hydrodynamics, Gothenburg, Sweden, 2000.
- [58] (社)日本造船工業会 ICS 専門委員会, 荻原誠功, 鈴木宜之, 日野孝則, 大和裕幸, “STEP を装備した数値流体解析による船型最適化システムの構築,” 日本造船学会誌, 第 853 号, 2000.
- [59] 日野孝則, “CFD による船型最適化問題の現状,” 試験水槽委員会シンポジウム「船型設計と流力最適化問題」, 日本造船学会, 1999.
- [60] Ogiwara, S., “Stern Flow Measurements for The Tanker “Ryuko-Maru” in Model

- Scale, Intermediate Scale and Full Scale Ships,” CFD Workshop Tokyo 1994, Vol.1, pp.341-349, 1994.
- [61] 中村匠, 向井蓮, 中能弘人, “平易な船型変更手法を用いた最適船型に関する実験的研究,” 長崎総合科学大学 卒業研究(非公開), 2019.
- [62] 高橋小太郎, 山本哲史, “CFD による最適船型計画法に関する研究 -船首形状の最適化-,” 長崎総合科学大学 卒業研究(非公開), 2019.
- [63] 伊東真一郎, “プロペラまわりの流れの制御,” 日本造船学会, 推進性能研究会, 第3回シンポジウム, pp.321-350, 1988.
- [64] 金丸崇, 日夏宗彦, “省エネ技術, GHG 排出量ゼロに向けた船舶流体力学の現状と展望,” 日本船舶海洋工学会, 推進・運動性能研究会シンポジウム, pp194-221, 2020.
- [65] 川北千春, 高島怜子, 佐藤圭, “省エネデバイスを考慮した船用プロペラまわりのキャビテーション数値解析,” 三菱重工技報, Vol.49, No.1, pp.64-68, 2012.
- [66] 山下力蔵, 戸田保幸, 安東潤, “JBC における船体 FIN 効果および流場の実験及び数値解析,” 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 29 号, 2019.
- [67] 山下力蔵, “船体後半部に取り付けられた小型フィンによる推進性能向上に関する基礎的研究,” 大阪大学博士論文, 2019.
- [68] 石川暁, 樺蓮, “肥大船における船体 FIN の省エネ効果の CFD による検証,” 日本船舶工学会講演論文集, 第 34 号, 2022.
- [69] 石川 暁, “船体 FIN の船尾流れおよび性能改善に与える影響の数値解析,” 日本船舶海洋工学会論文集第 37 号, 2023.
- [70] National Maritime Research Institute, “Tokyo 2015, A Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics,” <https://www.t2015.nmri.go.jp/announcement.html>, 2015.
- [71] Hino, T., Stern, F., Larsson, L., Visonneau, M., Hirata, N., Kim, J., “Numerical Ship Hydrodynamics, An assessment of the Tokyo 2015 Workshop,” Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics 94, Springer, 2020.
- [72] 大森拓也, “実船流場の数値的推定法に関する研究,” 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 3 号, pp.271-274, 2006.
- [73] 川村隆文, 大森拓也, “プロペラ単独性能に対するレイノルズ影響,” 日本船舶海洋工学会論文集, 第 10 号, pp.29-36, 2009.
- [74] 荒木元輝, 大橋訓英, 平田信行, “省エネ付加物に関する形状最適化とその尺度影響に関する一考察,” 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 20 号, pp.411-414, 2015.
- [75] Todd, F. H., “Some Further Experiments on Single-Screw Merchant Ship Form - Series 60,” Trans. SNAME, Vol.61, pp.517-189, 1953.
- [76] Tanaka, I., “Scale Effects on Wake Distribution and Viscous Pressure Resistance

- of Ships,” Jour. Soc. Nav. Arch. Japan, No. 146, 1979.
- [77] 田村欣也, “実船と模型船の相関,” 肥大船の推進性能に関するシンポジウム, 日本造船学会, 1975.
- [78] 渡辺恭二, 谷林英毅, “Model-Ship Correlation,” 試験水槽委員会第一部会シンポジウム, 船型開発と水槽試験, pp99-118, 日本造船学会, 1983.
- [79] 皆川大地, 石川暁, “船尾波の尺度影響を考慮した最適船尾形状について,” 長崎総合科学大学新技術創成研究所所報 第 15 号、pp37-42, 2021.
- [80] 児玉良明, 大橋訓英, 梅崎隆義, 平田信行, “付加物つき船体まわり流れ計算のための重合格子法システム UP_GRID の開発,” 第 6 回数値流体力学シンポジウム講演会論文集, 2012.
- [81] Kobayashi, H. , Kodama, Y., “Developong Spline Based Overset Grid Assembling Approach and Application to Unsteady Flow Around a Moving Body,” VI International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, 2015.

表一覧

| | | |
|-------------|-------------------------------|-----|
| Table 2.3-1 | 格子分割法の影響調査(SR107 船型) | 18 |
| Table 3.3-1 | コンテナ船”KCS”の水槽試験の条件 [57] | 57 |
| Table 4.5-1 | 裸殻模型船の CFD 結果とその精度 | 96 |
| Table 5.2-1 | 格子分割法の検討 | 116 |
| Table 5.2-2 | 龍光丸の主要目 [60] | 121 |
| Table 5.2-3 | 伴流計測の試験条件 [60] | 122 |
| Table 5.2-4 | 曳航状態の格子分割法 (石川 [48]) | 123 |
| Table 5.2-5 | 自航計算用格子 (石川 [48]) | 128 |
| Table 5.2-6 | 実船馬力 (石川 [48]) | 133 |
| Table 5.3-1 | 形状影響係数に対するレイノルズ数影響 | 137 |
| Table 5.4-1 | 計算条件 | 141 |

図一覧

| | | |
|-------------|--|----|
| Fig. 2.2-1 | 座標系 | 10 |
| Fig. 2.3-1 | SR107 船型 (石川 [35]) | 13 |
| Fig. 2.3-2 | 計算格子のトポロジー (HO 格子) | 14 |
| Fig. 2.3-3 | 計算格子(石川 [35]) | 14 |
| Fig. 2.3-4 | 計算の収束状況 (石川 [35]) | 16 |
| Fig. 2.3-5 | 半径方向の格子数 KM の影響 (石川 [35]) | 18 |
| Fig. 2.3-6 | 半径方向の最小格子間隔の影響 (石川 [35]) | 18 |
| Fig. 2.3-7 | 伴流分布の比較[船型：SR107, $Re=1.2 \times 10^7$] (石川 [35]) | 19 |
| Fig. 2.3-8 | 船尾形状の比較 (石川 [35]) | 20 |
| Fig. 2.3-9 | 船尾形状と粘性抵抗係数(石川 [35]) | 21 |
| Fig. 2.3-10 | 船尾船体表面(左舷側)の圧力分布 ($\Delta p=0.02$) (石川 [35]) | 21 |
| Fig. 2.3-11 | プロペラ面における Ship F と Ship S の流速分布の比較 (石川 [35]) .. | 23 |
| Fig. 2.3-12 | プロペラ面における Ship V と Ship U の流速分布の比較 (石川 [35]) .. | 24 |
| Fig. 2.3-13 | プロペラ面内の渦度 (主流方向成分) ω_x の計算結果の比較 (石川 [35]) .. | 25 |
| Fig. 2.3-14 | 公称伴流係数(石川 [35]) | 25 |
| Fig. 2.3-15 | 各半径位置(r/R)における伴流率 (円周方向平均値) w_r の分布 | 26 |
| Fig. 2.3-16 | 各半径位置(r/R)における伴流率 (円周方向平均値) w_r の分布 | 26 |
| Fig. 2.3-17 | HSVA タンカー [36] | 30 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Fig. 2.3-18 | Mystery タンカー [36]..... | 30 |
| Fig. 2.3-19 | オリジナル BL モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38]) | 31 |
| Fig. 2.3-20 | BL-G モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38]) | 31 |
| Fig. 2.3-21 | BL-GP モデルを採用したときのプロペラ面伴流分布 (石川 [38]) | 32 |
| Fig. 2.3-22 | HSVA タンカーの $x = 0.476$ 断面における流速分布..... | 33 |
| Fig. 2.3-23 | 各研究機関の粘性抵抗の計算結果 (HSVA タンカー) [36]..... | 34 |
| Fig. 2.3-24 | SR196A 船型 [47] | 36 |
| Fig. 2.3-25 | 乱流モデル改良 (BL (CF+PG)) モデル) の検証 (SR222 研究部会 [46]) | 36 |
| Fig. 2.4-1 | 自航要素計算のフローチャート..... | 38 |
| Fig. 2.4-2 | 船体表面格子とプロペラ作動円パネル(SR222 研究部会 [46]) | 39 |
| Fig. 2.4-3 | 自航要素計算用格子の船尾付近拡大図 (石川 [48]) | 39 |
| Fig. 2.4-4 | 自航要素 (石川ほか [50]) | 40 |
| Fig. 2.4-5 | SR221B 船型 (破線) と SR229 船型 (実線) ([34]) | 42 |
| Fig. 2.4-6 | 肥大船の自航要素(SR229 研究部会 [34]) | 43 |
| Fig. 2.5-1 | マルチグリッド格子の計算法 [52]..... | 44 |
| Fig. 2.5-2 | CFD の高速化 Id [34] | 45 |
| Fig. 2.5-3 | コンテナ船 [53] | 46 |
| Fig. 2.5-4 | 波高 h の等値線の比較 ($Fn = 0.254, Re = 1.54 \times 10^7$) (石川、高田 [53]) | 46 |
| Fig. 2.5-5 | 縦切り波形の比較 (石川、高田 [53]) | 47 |
| Fig. 2.5-6 | コンテナ船の抵抗係数の比較 (石川、高田 [53]) | 48 |
| Fig. 2.5-7 | コンテナ船の船首フレームラインと剰余抵抗係数 (石川、高田 [53]) .. | 49 |
| Fig. 3.2-1 | マルチブロック格子 (3-ブロック、KCS コンテナ船) (高田 [19]) | 54 |
| Fig. 3.2-2 | プロペラ表面パネル分割 ("UQCM" 計算) (高田、星野、石川、檜垣 [20])..... | 54 |
| Fig. 3.2-3 | ボディフォースパネル (BFP) (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 56 |
| Fig. 3.2-4 | ボディフォースパネル(BFP)とインフローパネル(IPF)..... | 56 |
| Fig. 3.3-1 | 3600TEU 型コンテナ船 "KCS" [57]..... | 57 |
| Fig. 3.3-2 | プロペラ後方横断面における流速分布 (左: 試験結果、右: 計算結果) [プ ロペラなし、 $x/L = 0.4911, Fn = 0.26, Re = 1.4 \times 10^7$] (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 59 |
| Fig. 3.3-3 | プロペラ後方横断面における流速分布 (左: 試験結果、右: 計算結果) ... | 59 |
| Fig. 3.3-4 | プロペラ後方の横断面 ($x/L = 0.4911, z/L = -0.03$) における流速成分 | 60 |
| Fig. 3.3-5 | 肥大船船尾のマルチブロック格子 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 61 |

| | |
|---|----|
| Fig. 3.3-6 剰余抵抗係数 C_r (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 61 |
| Fig. 3.3-7 推力減少率 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 62 |
| Fig. 3.3-8 有効伴流率 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 62 |
| Fig. 3.3-9 プロペラ効率比 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 62 |
| Fig. 3.3-10 推力減少率に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 63 |
| Fig. 3.3-11 有効伴流率に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 63 |
| Fig. 3.3-12 プロペラ効率比に対するプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 63 |
| Fig. 3.3-13 プロペラ流入速度へのプロペラ直径影響 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 64 |
| Fig. 3.3-14 有効伴流率と公称伴流率 (高田、星野、石川、檜垣 [20]) | 65 |
| Fig. 3.3-15 リアクションフィン付き計算格子 (西垣、佐藤、石川 [55]) | 65 |
| Fig. 3.3-16 リアクションフィン有無によるプロペラ流入流場の違い (西垣、佐藤、石川 [55]) | 66 |
| Fig. 3.3-17 リアクションフィンと必要馬力 (西垣、佐藤、石川 [55]) | 66 |
| Fig. 4.2-1 船型 CAD/CFD による設計支援システム | 71 |
| Fig. 4.2-2 造波抵抗の小さい船首形状への変更 (西垣、佐藤、石川 [55]) | 73 |
| Fig. 4.2-3 性能評価マップ (西垣、佐藤、石川 [55]) | 74 |
| Fig. 4.2-4 船型自動変更機能 (西垣、佐藤、石川 [55]) | 74 |
| Fig. 4.2-5 必要馬力の推定 (西垣、佐藤、石川 [55]) | 75 |
| Fig. 4.3-1 逆問題解法における船型最適化のサイクル (日野 [59]) | 77 |
| Fig. 4.3-2 船型変更のための重み関数 $w_{x,z}$ (日野 [59]) | 78 |
| Fig. 4.3-3 主機搭載や貨物艙を確保するための条件 [58] | 79 |
| Fig. 4.3-4 船型最適化計算における抵抗の減少 (“船型最適化の共同研究” [58]) | 81 |
| Fig. 4.3-5 最適船型と母船型の船尾フレームラインの比較 | 81 |
| Fig. 4.4-1 順問題解法における船型最適化のサイクル | 82 |
| Fig. 4.4-2 船首バルブ面積変更機能 | 83 |
| Fig. 4.4-3 C_p Curve 変更機能 (船首側の例) | 84 |
| Fig. 4.4-4 Frame Line 変更機能 | 84 |
| Fig. 4.4-5 船首バルブのサイズ変更シリーズ | 85 |
| Fig. 4.4-6 船首バルブ付きシリーズ 60 船型 | 86 |
| Fig. 4.4-7 C_p カーブ形状変更関数 【(4.4-1)式で $S_0=0.63$ とした場合】 | 87 |
| Fig. 4.4-8 C_p カーブ形状変更関数 (4.4-2)式 | 88 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 4.4-9 Cpカーブの形状変更の一例 | 88 |
| 次に、4.4.3 項で検討する形状変更の具体的な内容を説明する。変更ケースは、船首バルブサイズ変更を 7 ケース、Cpカーブを肩張型に変更した 5 ケース、肩落型へ変更した 4 ケースの計 9 ケースとした。なお、船首バルブ形状は、先に説明したとおり中村、向井、中能の設計した断面積の異なる数種の船首バルブ形状[61]に、Fig. 4.4-10 で示した自動生成機能を組み合わせて合計 7 ケースの船首バルブを作成した。この各船首バルブに対してCpカーブ変更 9 ケースの組み合わせ、合計 63 ケースの船型を自動生成した。ここで、船首バルブサイズの変更は、S.S. 9 3/4 の位置での Cp の値を 0.04~0.17 とすることで定義した。船首バルブなしの主船体のみの場合、同位置での Cp は 0.04 である。肩張度を表す係数 a は-0.04~+0.06 の範囲で変更した。なお、船首バルブサイズおよびCpカーブを変更する際、排水量がベース船型と同一となる条件を課した。Cpカーブの具体的な変更例の一例を Fig. 4.4-11 に示す。これらシリーズ船型 63 隻に対し、検討するフルード数は以下の 4 ケースとした。CFD 計算の総計は 149 ケースとなった。 | 88 |
| Fig. 4.4-11 Cpカーブ変更シリーズの一例（排水量調整後） | 89 |
| Fig. 4.4-12 剰余抵抗係数 Cr が最適となるCpカーブと船首バルブサイズ (Fn =0.193) | 90 |
| Fig. 4.4-13 剰余抵抗係数 Cr が最適となるCpカーブと船首バルブサイズ (Fn =0.223) | 90 |
| Fig. 4.4-14 剰余抵抗係数 Cr が最適となるCpカーブと船首バルブサイズ (Fn =0.268) | 91 |
| Fig. 4.4-15 剰余抵抗係数 Cr が最適となるCpカーブと船首バルブサイズ (Fn =0.300) | 91 |
| Fig. 4.4-16 最適船型の肩張度および船首バルブサイズと剰余抵抗低減量 ΔCr | 92 |
| Fig. 4.5-1 Japan Bulk Carrier(JBC)船型 [70] [71]..... | 94 |
| Fig. 4.5-2 船尾まわりの格子分割..... | 95 |
| Fig. 4.5-3 プロペラ面内の伴流分布 | 96 |
| Fig. 4.5-4 船体 FIN の設置位置 (at SS2、基線の 20% d 上方) 石川 [69]) | 97 |
| Fig. 4.5-5 船体 FIN を装着した船体周りの重合格子 (石川、樫 [68]、石川 [69]) .. | 97 |
| Fig. 4.5-6 船殻効率と自航要素 (石川、樫 [68]、石川 [69]) | 98 |
| Fig. 4.5-7 船体周りの流場 (石川、樫 [68]、石川 [69]) | 99 |
| Fig. 4.5-8 プロペラ面伴流分布 (石川、樫 [68]、石川 [69])..... | 100 |
| Fig. 4.5-9 プロペラ面内の各半径位置での V_x および V_θ (石川、樫 [68]、石川 [69]) | 102 |
| Fig. 4.5-10 プロペラ面内の各半径位置での誘導速度 ΔV_x および ΔV_θ (石川、樫 [68]、石川 [69]) | 102 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Fig. 4.5-11 | プロペラ面伴流分布の比較 (石川、樫 [68]) | 103 |
| Fig. 4.5-12 | パワー常数およびスラスト常数 | 105 |
| Fig. 4.5-13 | 推進効率 $\eta_{all}(= RV^2/\pi nQ)$ | 105 |
| Fig. 4.5-14 | プロペラ面の伴流分布 | 105 |
| Fig. 4.5-15 | 自航要素に与える舵の影響 | 106 |
| Fig. 4.5-16 | 推力減衰率の船体成分と舵成分 | 106 |
| Fig. 4.5-17 | 舵正面の圧力差分布 | 106 |
| Fig. 4.5-18 | 推進性能の比較 (石川、樫 [68]) | 108 |
| Fig. 4.5-19 | 船体 FIN の設置位置と伴流分布 (石川、樫 [68]) | 109 |
| Fig. 4.5-20 | 船体 FIN 位置 SS 1 1/2、20%d from B.L.のときの船体まわりの流場 | 110 |
| Fig. 5.2-1 | 平板まわりの計算格子 [48] | 116 |
| Fig. 5.2-2 | 平板の摩擦抵抗係数と最小格子間隔 (石川 [48]) | 117 |
| Fig. 5.2-3 | 平板まわりの速度分布 (石川 [48]) | 118 |
| Fig. 5.2-4 | 局所摩擦抵抗係数 (石川 [48]) | 119 |
| Fig. 5.2-5 | 平板の摩擦抵抗係数 (石川 [48]) | 120 |
| Fig. 5.2-6 | 龍光丸の正面線図および船首尾端形状 [60] | 121 |
| Fig. 5.2-7 | 流場計測位置 [60] | 121 |
| Fig. 5.2-8 | 粘性抵抗と最小格子間隔 (石川 [48]) | 123 |
| Fig. 5.2-9 | 粘性抵抗とレイノルズ数 (石川 [48]) | 124 |
| Fig. 5.2-10 | 形状影響係数の尺度影響 (石川 [48]) | 125 |
| Fig. 5.2-11 | 局所摩擦係数 c_f の長手方向分布 (石川 [48]) | 126 |
| Fig. 5.2-12 | 圧力係数 c_p の長手方向分布 (石川 [48]) | 126 |
| Fig. 5.2-13 | 船首尾における局所摩擦係数 c_f の分布 (石川 [48]) | 127 |
| Fig. 5.2-14 | 船首尾における圧力係数 c_p の分布 (石川 [48]) | 127 |
| Fig. 5.2-15 | 自航要素計算用格子 (船尾付近) (石川 [48]) | 128 |
| Fig. 5.2-16 | 模型船と実船の自航状態の船体まわり流速分布の比較 ($x=0.455$) (石川 [48]) | 130 |
| Fig. 5.2-17 | 自航要素 (石川 [48]) | 131 |
| Fig. 5.2-18 | 船体表面の圧力差分布 (石川 [48]) | 132 |
| Fig. 5.2-19 | 実船馬力 (石川 [48]) | 134 |
| Fig. 5.2-20 | 有効馬力に対する造波抵抗の影響 (石川 [48]) | 134 |
| Fig. 5.3-1 | SR221A (V型船尾) および SR221B 船型 (U型船尾) [33] | 136 |
| Fig. 5.3-2 | シリーズ 60 船型 [75] | 136 |
| Fig. 5.3-3 | 形状影響係数とレイノルズ数 | 137 |
| Fig. 5.3-4 | 実船と模型船の形状影響係数の差 ΔK | 137 |
| Fig. 5.3-5 | 圧力抵抗の上限と下限および粘性抵抗に対する尺度影響 [76] | 138 |

| | |
|---|-----|
| Fig. 5.3-6 試運転結果から算出された実船抵抗に関する相関係数 [77]..... | 139 |
| Fig. 5.3-7 CFDによる実船抵抗推定結果から算出した ΔC_f [78] | 140 |
| Fig. 5.4-1 シリーズ 60 船型の計算格子 | 142 |
| Fig. 5.4-2 船側波形 (皆川、石川 [79])..... | 142 |
| Fig. 5.4-3 船尾周りの波高分布 ($\Delta h/L=0.001$) (皆川、石川 [79])..... | 143 |
| Fig. 5.4-4 プラズマティック曲線 (C_p カーブ) | 144 |
| Fig. 5.4-5 全抵抗係数 C_t および粘性抵抗係数 C_v (皆川、石川 [79]) | 145 |
| Fig. 5.4-6 造波抵抗係数 C_w (皆川、石川 [79])..... | 145 |
| Fig. 5.4-7 船側波形 (皆川、石川 [79])..... | 147 |
| Fig. 5.4-8 形状パラメータ a と波高 (皆川、石川 [79])..... | 148 |
| Fig. 5.4-9 形状パラメータ a と船尾付近の波高分布 (皆川、石川 [79])..... | 149 |

記号一覧

| | |
|-----------------|--|
| (x, y, z) | 船長(Lpp)で無次元化した座標系。静止水面上において、船の長手方向の後方に向かって x 軸、水平右舷方向に y 軸を、鉛直上向きに z 軸をとる。原点は船体の中央とした。FP は $x = -0.5$ 、AP は $x = 0.5$ となる。 |
| (u, v, w) | 流入流速 U_0 で無次元化した流速成分 |
| p_r, p | ρU_0^2 で無次元化された実圧力、および重力項を含んだ圧力 |
| ρ | 流体の密度 |
| ν_t は | 渦動粘性係数 |
| Fn | フルード数 |
| Re | レイノルズ数 |
| L_{pp} or L | 船の長さ |
| B | 船の幅 |
| d | 船の喫水 |
| D_p | プロペラ直径 |
| IM, JM, KM | 船体まわりに OH タイプの格子を生成したときの格子数。IM は主流方向、JM はガース方向、KM は壁から垂直な方向（半径方向）の格子数を表す。 |
| C_t | 全抵抗係数 |
| C_v | 粘性抵抗係数 |
| C_f | 摩擦抵抗係数 |
| C_{f0} | 相当平板の摩擦抵抗係数 |
| C_p | 圧力抵抗係数 |
| C_r | 剰余抵抗係数 |
| ρ | 流体密度 |
| v | 船速 |
| S | 浸水面積 |
| ∇ | 排水容積 |
| c_f | 局所摩擦係数 |
| c_p | 圧力係数 |
| $1 + K$ | 形状影響係数 |
| $(1 + K_f)$ | 形状影響係数の摩擦抵抗成分 |

| | |
|--------------|----------------|
| K_p | 形状影響係数の圧力抵抗成分 |
| C_w | 造波抵抗係数 |
| ΔC_f | 模型船と実船の相関 |
| u^+ | 摩擦速度 |
| y^+ | 壁からの無次元距離 |
| T | プロペラ推力 |
| Q | プロペラへの伝達トルク |
| $(1 - t)$ | 推力減少係数 |
| t | 推力減少率 |
| $(1 - w_T)$ | 伴流係数あるいは有効伴流係数 |
| w_T | 伴流率 |
| η_r | プロペラ効率比 |
| η_H | 船殻効率 |
| K_T | 推力係数 |
| K_Q | トルク係数 |
| k_p | パワー常数 |
| k_t | スラスト常数 |