

船型開発における SBD 技術の進展

Recent Advances in Simulation Based Design Techniques in Hull Form Design

大 森 拓 也 技術開発本部総合開発センター船舶海洋技術開発部 主査 博士 (工学)

船舶のような大型インデント製品では原寸の試作機による性能確認が難しいため、設計段階で何らかの手段によって実機性能を推定することが必要である。従来の船型開発は主として水槽模型試験に基づき行われてきたが、流れの尺度影響などの問題がつきまとっていた。近年、急速に発展してきた CFD による流場解析を適用する SBD (Simulation Based Design) によって、水槽試験に基づいた船型開発ではできない設計が可能になってきた。その技術の例として、実船スケール流場計算や形状自動最適化システムを紹介する。

Estimation of the performance of a ship at the design stage is extremely important, because of the difficulty in building large trial constructions. For many years, hull form development has been based on tank tests of ship models, considering scale effects of the flow by some theoretical or empirical method. In recent years, development of CFD flow calculation technology has enabled the Simulation Based Design approach, which is not possible with EFD-based design. In this paper, some examples of the Simulation Based Design technique are shown, with the flow field computation around the full-scale ship or propeller, and the automatic hull form optimization system.

1. 緒 言

新たに製品を開発する際の性能確認には色々な方法があるが、小型の量産品では最も確実な方法として実物の試作機での確認が可能である。しかしながら、船舶のような大型かつインデント生産の製品では原寸の試作機による性能確認が難しいため、設計段階で何らかの手段によって実機性能を推定することが必要である。船舶の船型や構造の設計開発プロセスは、過去にも種々の模型実験や理論計算を先駆的に取り入れ、SBD (Simulation Based Design) のアプローチを進めてきた。近年の IT 関連技術の進歩に伴い、CFD (Computational Fluid Dynamics) による実船流体性能推定や有限要素法による全船モデル構造解析などによって、より高度な SBD システムの構築が可能となりつつある。

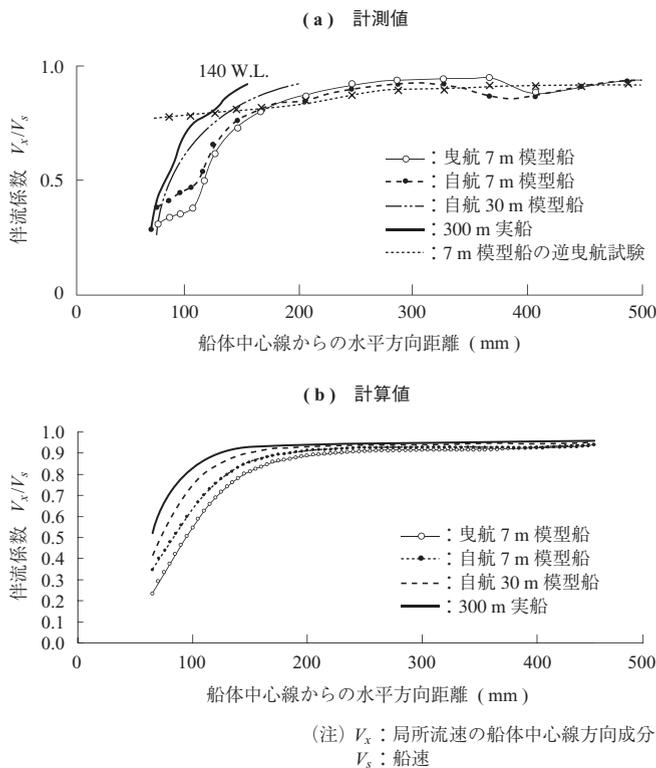
本稿では、流体力学的性能の観点から船型開発を取り上げる。William Froude (1810 ~ 1879 年) 以来百年にわたり船型開発は縮尺模型を用いた水槽試験に基づき行われてきたが、造波 (船体が波を起こす現象) と粘性 (摩擦や渦の現象) の相似則の違いに起因する流れの尺度影響の問題がつきまとってきた。とりわけ、昨今の社会・経済的背景によりダクトやフィンなどの複雑な省エネ装置を装備する船舶では、省エネ装置の実船での効果を的確に推定するためには従来のような単純な模型試験だけでは不

分となりつつある。一方、近年急速に発展してきたシミュレーションやプロダクトモデルの技術を使用することで、水槽試験ベースでは不可能な SBD が可能になってきている。本稿ではその技術の例として、CFD による実船スケール船体およびプロペラまわり流れの直接推定、そして 3D-CAD 船体形状モデルと CFD を組み合わせた船体形状自動最適化システムを紹介する。

2. 船体まわり流れ解析

船体まわり流れの主要な相似則としては先に述べた造波と粘性の二つがあり、縮尺模型で両者を同時に満たすことは不可能である。このため、水槽模型試験では抵抗成分を粘性起因成分 (摩擦抵抗および粘性圧力抵抗) と造波起因成分 (造波抵抗) に大別して別個に実船へスケールアップすることで実船の抵抗を推定する。また、船体後部に装着されるスクリュープロペラへ流入する流れにも、粘性の尺度影響として、境界層厚さの変化などによって流入速度が変化するため、流入する代表速度のパラメータである有効伴流係数に尺度修正を施して実船のプロペラ作動状態を推定し、実船所要馬力を推定することが一般的である。

一方、緒言で述べたように、近年になって CFD による実船スケールの流れ解析が可能になり^{(1),(2)}、実船の性能を直接推定する手段として注目されている。第 1 図、第 2 図はタンカー「龍光丸」船尾流場の模型船および実船

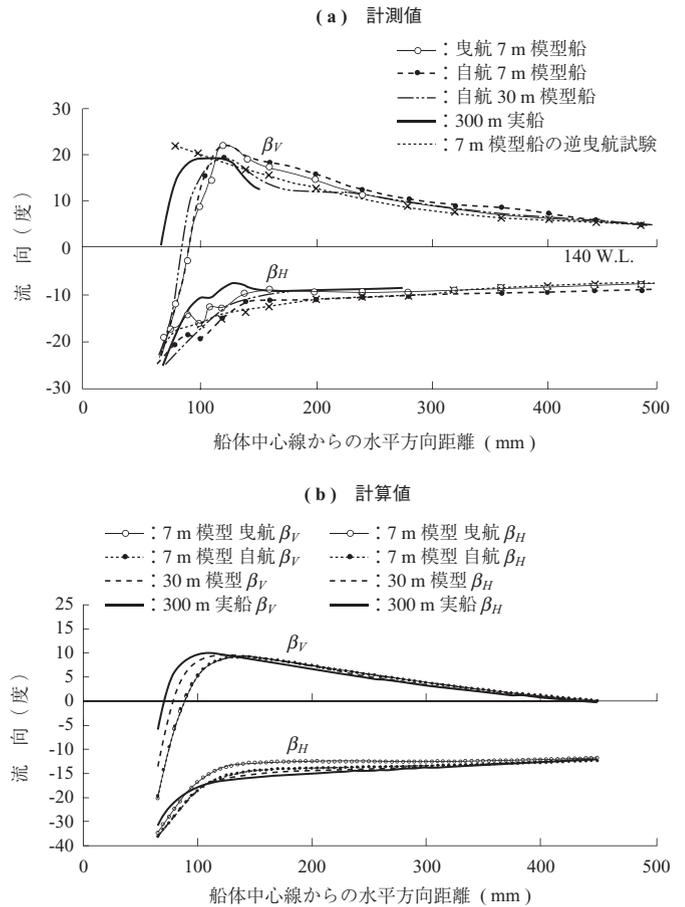


第1図 伴流係数の計算値と計測値の比較
Fig. 1 Comparison between computed and measured wake fraction

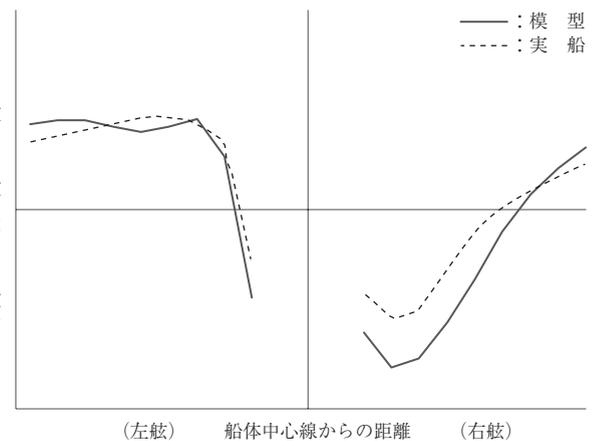
計測値⁽³⁾とCFD解析値を比較したもの⁽²⁾であるが、第1図の流速（伴流係数）、第2図の流向（ β_H ：水平方向、 β_V ：垂直方向）とも定量的に良好な一致を示しており、実船まわり流場推定ツールとしてCFDの有効性が確認できる。

続いて、実船まわり流場計算技術の設計適用について述べる。実船馬力の推定法は過去数十年の水槽模型試験と実船試運転の結果の相関から修正係数を定めている。その有効性は現在でも変わらないが、船尾に配置する省エネ装置を設計する際には、設置位置における実船の流れ場を推定する必要がある。従来はスケールによる境界層厚さの変化に比例して流れ場が変形すると仮定して扱われてきたが、これを直接CFDによって推定することで、よりの確な設計が可能になる。

第3図にタンカー船型の舵前縁・軸心高さ断面における流向の模型スケールと実船スケールCFD計算結果の比較を示す。使用した計算コードは独立行政法人海上技術安全研究所のNEPTUNEで、無限翼数モデルを使用してプロペラ作動状態を考慮した計算である。また、乱流モデルにはSpalart-Allmaras⁽⁴⁾モデルを使用している。計算結果の流向・流速から、この位置にフィンを着装する場合の適切な取付角を評価することができるようになった。



第2図 流向の計算値と計測値の比較
Fig. 2 Comparison between computed and measured flow direction



第3図 舵前縁・軸心高さでの流向計算値
Fig. 3 Computed flow direction at L.E. of rudder, shaft center height

実船スケール流れシミュレーションの今後の課題としては、計算結果の妥当性の検証が挙げられる。先に示した「龍光丸」の実船計測は数少ないバリデーショナルデータの一つであるが、今後はPIV (Particle Image Velocimetry) などの現代的な計測法による実船の詳細流場計測技術が進展して計算法の検証と改良が進むことが期

待される。

3. プロペラまわり流れ解析

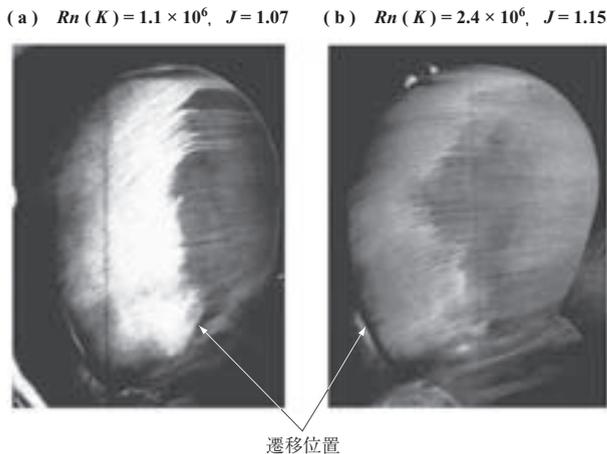
船用プロペラは単独状態では比較的単純な回転翼であり、粘性影響も摩擦抵抗が大半のため理論的に取り扱いやすい。このため、プロペラ設計においては、揚力面理論などのポテンシャル理論が簡便かつ実用上十分な精度をもつことから広く使われてきた。

一方、プロペラ単独性能の水槽模型試験は通常 200 ~ 250 mm 直径の模型プロペラで実施される。ここで問題となるのが乱流遷移である。平板境界層問題のような場合は Reynolds 数の変化に伴う遷移点と摩擦抵抗の変化を推定することは容易であるが、翼面のように圧力勾配が存在する場合は問題が複雑で、さらに正面と背面の遷移位置が非対称になると翼性能が大きく変化する。

プロペラの Reynolds 数 $Rn(K)$ は Kempf によれば (1) 式のように定義され、模型プロペラでは高々 5×10^5 のオーダーとなる。さらに、船体にプロペラを取り付けて行う自航試験では 3×10^5 程度まで低下する。

$$Rn(K) = \frac{C_{0.7R} \sqrt{V_A^2 + (0.7\pi nD)^2}}{\nu} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $C_{0.7R}$ はプロペラ半径の 70% 位置における翼弦長、 V_A はプロペラ前進速度、 n はプロペラ回転数、 D はプロペラ直径、 ν は動粘性係数である。第 4 図に模型プロペラ表面の限界流線観測の例⁽⁵⁾を示す。遷移の前後で壁面せん断応力が変化するため、遷移点を境に油膜のはがれ方が異なっている。また、遷移の前後で流線の方向が変化している。 $Rn(K)$ は 10^6 のオーダーで通常の模型試験条件より高いが、 $Rn(K) = 1.1 \times 10^6$ ではなおも翼面上に広い層



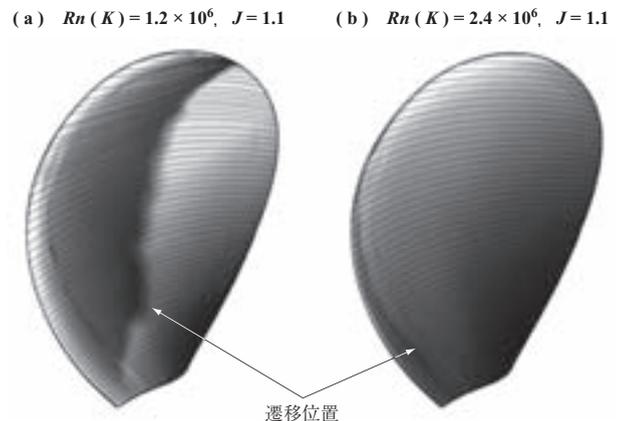
第 4 図 模型プロペラ表面の限界流線観測結果
Fig. 4 Comparison of measured surface streamlines

流域が存在し、 2.4×10^6 に至ってようやく遷移が完了することが分かる。通常、実船プロペラ性能の推定は模型試験結果から外挿して行われるが、このような遷移が関連する場合は尺度影響の非線形性が強く、Reynolds 数変化に対して性能が一様に変わらないなど外挿が難しいため、低 Reynolds 数の試験結果から実船スケールのプロペラ性能を理論的に推定することには困難を伴う。なお、図中の前進率 J はプロペラの作動状態を示すパラメータで、次のように定義される。

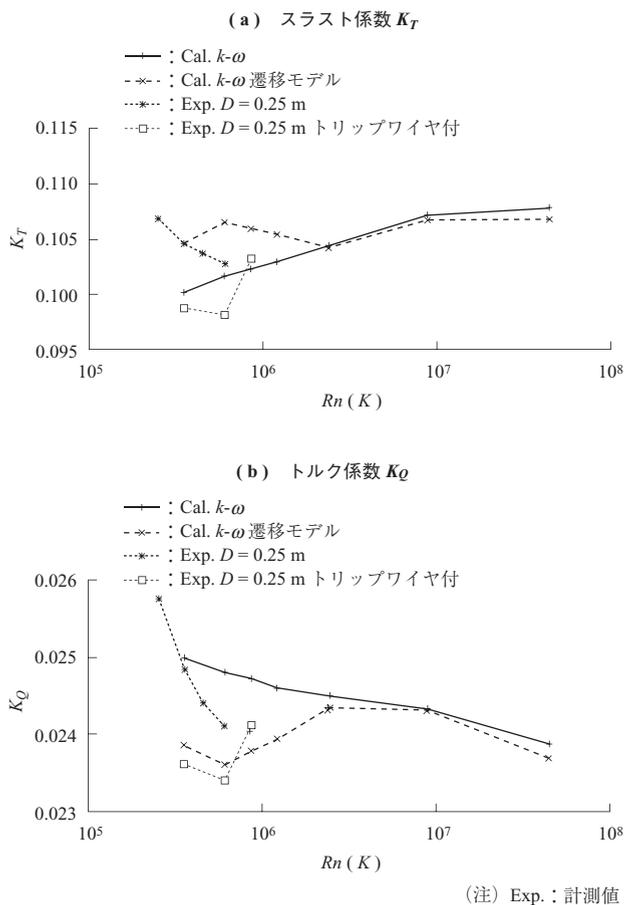
$$J = \frac{V_A}{nD} \dots\dots\dots (2)$$

第 5 図に、同じプロペラについて商用 CFD ソフト FLUENT で行った CFD 計算結果⁽⁶⁾の限界流線と表面せん断応力分布を示す。濃色の部分でせん断応力が弱く、淡色で強い。この計算では乱流モデルに乱流遷移を考慮した $k-\omega$ SST モデル⁽⁷⁾を使用しており、急激に色が変化している場所が遷移点である。計算結果と観測結果は遷移位置および流線方向において良好に一致しており、遷移を含む複雑な流れ場の Reynolds 数による変化をよくとらえている。

次に、乱流遷移を考慮したプロペラ単独性能の尺度影響について検討する。スラスト係数 K_T およびトルク係数 K_Q について Reynolds 数による変化を第 6 図に示す。計算値は乱流モデルの乱流遷移オプションの有無、実験値はトリップワイヤによる乱流促進の有無の結果をプロットしている。試験装置の能力によって実験は十分高い Reynolds 数に達していないため遷移完了後の実験値との比較はできないが、計算値では $Rn(K) > 2 \times 10^6$ で全乱流計算 (Cal. $k-\omega$) と遷移計算 (Cal. $k-\omega$ 遷移モデル) の値が一致し、乱流遷移が完了する結果になっている。また、



第 5 図 模型プロペラ表面の限界流線計算結果
Fig. 5 Comparison of computed surface streamlines



第 6 図 プロペラ単独性能の計算値と計測値の比較
 Fig. 6 Comparison of computed and measured thrust and torque coefficients

遷移完了後は実機スケールまで単調に変化しており容易に外挿可能であるが、遷移中の単独性能からの実機性能推定は困難であることも確認できる。加えて、模型試験で乱流促進を行うとトリップワイヤ固有抵抗の発生によって遷移影響の正確な評価が難しい面がある。

このように、プロペラ単独性能においても、実機性能の高精度な推定は容易ではないが、CFD 粘性流計算により性能の尺度変化を推定し水槽試験やポテンシャル計算により補強することで、この問題に対する非常に有効なツールとなっている。さらに、今後は前章の実船まわり流れ計算と組み合わせて実船性能のより正確な推定が可能になることが期待される。ただし、船体の場合と同様に、高 Reynolds 数の実験データを広く取得して CFD のバリデーションを進めることが今後の課題である。

4. 船型自動最適化システム

船型設計の技術体系としては、性能推定技術と形状定義技術がその両輪であり、両者を結ぶ車軸にあたるのが最適な設計ポイントを見つける技術といえる。模型製作・水槽

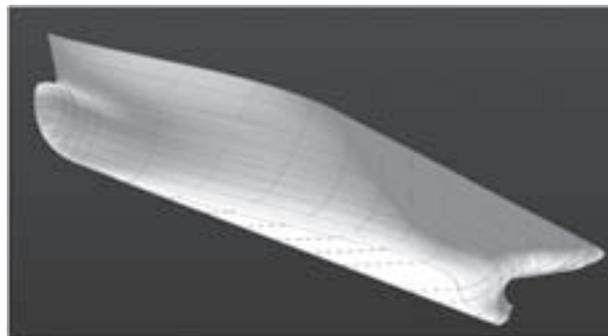
試験のターンアラウンドに 1 か月を要する水槽試験ベース設計の時代にはデザインスパイラルを何度も回すことは困難であったため、最適設計の探索は設計者のスキルによるところが大きかった。しかし CFD の時代になって数十回のスパイラルアップが可能で昨今では、船型をパラメトリックに変更しての自動最適化という SBD アプローチが現実のものとなりつつある。

一方、船体の三次元曲面形状定義技術の進歩もまた重要なポイントである。かつては木製のスプライン定規で作図し、人の手で三次元形状の整合性をとっていたが、CAD による曲線定義、そして曲面定義へと移行が進んできた。CAD 定義の採用によって性能推定法への形状入力も簡便になり、形状定義から性能推定までがすべて計算機の中で行えるようになって SBD の基盤が整ったといえる。本章では、三次元 CAD 「NAPA」と CFD 計算を用いた船体形状最適化システムを紹介する。

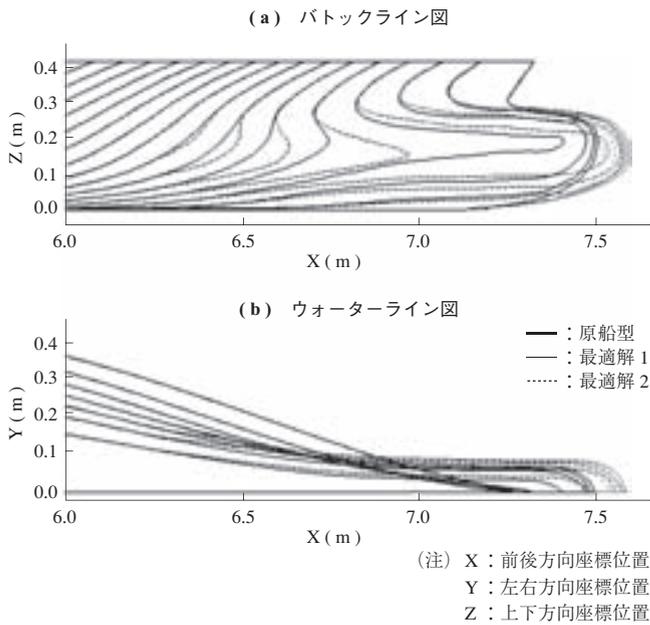
最適化システム例として、以下に船首バルブ形状最適化システム⁽⁸⁾を示す。本システムは形状定義・性能推定・最適化アルゴリズムすべてが NAPA を使用し、NAPA 上で完結している。

船首バルブは主船体（バルブを除いた船体）の作る波とバルブの作る波が互いに打ち消し合うことで造波抵抗を減らす効果をもつが、設計速度や主船体形状などの設計条件によって最適形状は変化するため、設計ごとに最適形状を求める必要がある。最適化の目的関数は造波抵抗最小化であり、性能推定には非粘性パネル法を用いている。また、最適化アルゴリズムは多目的遺伝的アルゴリズムを使用している。形状パラメータには船首バルブの最大幅・突出量・バルブ先端高さを与え、原船型に関数で表現した薄い船体を付加して変形させている。

供試船型である KCS (Kriso Container Ship) コンテナ船のサーフェスモデルを第 7 図に、原船型と最適解 2 種



第 7 図 KCS コンテナ船型の三次元曲面定義
 Fig. 7 Surface model of KCS container ship



第 8 図 原船型と最適解の船型比較
Fig. 8 Comparison of the initial and optimized hull forms

との比較を第 8 図に示す。最適解は船首バルブを長く大きく変化させる方向性となっている。最適解は計算上で約 5% の造波抵抗低減という結果になった。

現状の自動最適化システムは設計者に改良の方向性を提示するレベルであるが、形状定義と変形手法の改良によって自然な形状の解が得られるようになり、また計算機の能力向上によって短時間で高精度の推定ができるようになれば設計効率の大幅な向上が期待できる。したがって、最適化システムの今後の課題として以下の 2 点が挙げられる。まず形状定義をパラメトリックなものにしてスムーズな変形を可能にし、設計者の作業に反映しやすくする必要がある。また、性能推定精度が結果の信頼性を決定的に左右するため、推定法を CFD などにより高度化して推定精度を高めることも必要である。

5. 結 言

以上のように、実船数値水槽の実現ともいえる CFD 技術の進歩によって、実船スケール流れと推進性能の直接推定が可能になり、従来の模型の最適形状=実船の最適形状という水槽模型試験からのスケールアップによる設計とは異なるアプローチの設計技術が構築されつつある。また、三次元 CAD による船体形状定義と最適化アルゴリズムおよび CFD の組み合わせによる船体形状自動最適化システムも実用段階に達しようとしており、本格的な SBD の時代が到来している。今後は、これらの要素技術を改良すると

ともに統合して、実船レベルの最適設計ツールとして構成していくことになる。

一方で、実験的確認が難しい対象への SBD への適用は、同時に結果の信頼性を担保する別法の必要性をも喚起しており、実機スケールの流れ計測など EFD (Experimental Fluid Dynamics) 技術のさらなる進展への期待も高まっている。これからも CFD と EFD が両輪となって船舶流体力学の技術向上を進めていくであろう。

謝 辞

本論文の執筆に当たり多大なる協力をいただいた東京大学大学院工学系研究科川村隆文准教授、大阪府立大学工学部田原裕介准教授をはじめ関係各位に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) 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 2006 年 11 月 pp. 271 - 274
- (2) 金子唯明, 大森拓也, 越智文俊：実船周りの流場の数値的推定法における乱流モデルの影響について 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 6 号 2008 年 5 月 pp. 125 - 128
- (3) 並松正明, 村岡賢二：肥大船型の船尾の流れ 石川島播磨技報 第 14 巻第 1 号 1974 年 1 月 pp. 1 - 10
- (4) P. R. Spalart and S. R. Allmaras : A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows La Recherche Aerospaciale No.1 (1994) pp. 5 - 21
- (5) T. Yamasaki : On Some Tank Test Results with a Large Model Propeller - 0.95 m in Diameter - Part I - 日本造船学会論文集 第 144 号 1978 年 pp. 70 - 77
- (6) 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数の影響 日本船舶海洋工学会講演会論文集 第 6 号 2008 年 5 月 pp. 189 - 192
- (7) D.C.Wilcox : Turbulence Modeling for CFD DCW Industries, Inc., La Canada, California (1998)
- (8) T. Ohmori and Y. Tahara : An Application of Hull Form Optimization for Practical Hull Forms Proceedings NAPA User Meeting 2007 (2007)