

博士論文

推進効率向上を目的とした CFD による伴流中プロペラ形状最適化

A propeller shape optimization system in a wake using CFD
to improve propulsion efficiency.

横浜国立大学大学院

工学府

システム統合工学専攻

海洋宇宙システム工学コース

齋藤 裕樹

2018 年 3 月

目次

1. 諸言	p.1
2. プロペラ最適化システムの構築	p.4
2.1 最適化システム概略	p.4
2.2 最適化アルゴリズムの選定	p.5
2.3 最適化パラメータの選定	p.5
2.4 目的関数	p.6
2.5 制約条件	p.6
3. 最適化手法	p.8
3.1 関数および数学的記述方法の定義	p.8
3.2 反復法	p.9
3.3 準ニュートン法	p.9
3.3.1 ニュートン法	p.9
3.3.2 準ニュートン法	p.10
3.4 逐次 2 次計画法	p.11
3.4.1 KKT 条件	p.11
3.4.2 逐次 2 次計画法における 2 次計画問題	p.12
3.5 プロペラ最適化への適用	p.14
4. プロペラ形状の変更	p.15
4.1 変形率分布の定義	p.15
4.2 MAU プロペラ翼断面の変形方法	p.15
4.2.1 キャンバー分布・翼厚分布の多項式近似	p.15
4.2.2 コード方向キャンバー分布の変更	p.17
4.2.3 コード方向翼厚分布の変更	p.17
4.3 三次元プロペラ CAD モデルの作成	p.19
5. CFD を用いたプロペラ性能評価	p.21
5.1 計算条件	p.21
5.2 数値計算法	p.22
5.2.1 支配方程式	p.22
5.2.2 乱流モデル	p.23
5.2.3 離散化	p.25
5.2.4 圧力-速度連成	p.26
5.2.5 回転流のモデル化	p.27
6. 最適化システムの有効性確認	p.30
6.1 最適化条件および母型プロペラ	p.30

6.2 最適化計算結果-----	p.31
6.2.1 プロペラ性能比較-----	p.31
6.2.2 プロペラ形状比較-----	p.31
6.2.3 プロペラ表面圧力比較-----	p.32
6.3 水槽試験による効果の確認-----	p.33
6.3.1 水槽試験条件 -----	p.33
6.3.2 水槽試験結果 -----	p.34
6.4 形状パラメータの最適化効果-----	p.34
7. 伴流中最適化 -----	p.36
7.1 供試船型-----	p.36
7.2 母型プロペラ-----	p.37
7.3 伴流中プロペラ性能計算-----	p.38
7.4 最適化条件-----	p.39
7.5 最適化計算結果 -----	p.39
7.5.1 プロペラ形状比較 -----	p.40
7.5.2 プロペラ性能比較 -----	p.40
7.6 水槽試験結果-----	p.43
7.6.1 伴流計測結果-----	p.43
7.6.2 プロペラ単独試験結果-----	p.43
7.6.3 自航試験結果-----	p.44
7.7 伴流中最適化結果について-----	p.45
8. キャビテーション性能を考慮した最適化-----	p.46
8.1 Case2 のキャビテーション性能 -----	p.46
8.2 圧力最小値の制約条件 -----	p.47
8.3 圧力制約を付加した最適化計算結果 -----	p.48
8.3.1 翼表面圧力-----	p.48
8.3.2 プロペラ形状比較 -----	p.49
8.3.3 プロペラ性能比較 -----	p.50
8.4 水槽試験結果-----	p.51
8.4.1 伴流計測結果-----	p.51
8.4.2 プロペラ単独試験結果-----	p.51
8.4.3 自航試験結果-----	p.52
8.4.4 キャビテーション試験結果-----	p.53
8.5 圧力制約を考慮した最適化結果について-----	p.55
9 結言-----	p.56
10. 今後の課題 -----	p.57

謝辞	p.58
参考文献	p.59
Figures	p.61
Tables	p.107
Appendix 最適化用格子の不確かさ解析	p.125

1. 諸言

今日、造船・海運業界では輸送効率の高い省エネ船舶への需要が非常に高まりつつある。この背景の代表的な例として挙げられるのが、世界的な温室効果ガス（GHG）排出規制である EEDI 規制の発効である。これは、1998 年から 2008 年までの 10 年間における建造船の平均的な GHG 排出量をリファレンスラインとして、2015 年から 5 年ごとに GHG 排出量をリファレンスラインに対して 10%から 30%まで段階的に削減することが要求されている。また、海運業界では輸送運賃が減少傾向にあることから、収益性を高めるために低コストで運航できる船舶への期待は高い。こうした状況の中、世界的には建造能力が供給過剰の状況にあることから造船会社間の受注競争も厳しさを増しており、各造船会社は他社に対する競争力強化のため、省エネ船舶の開発に注力している。

省エネ船舶の開発において流体力学的なアプローチとしては、平水中性能の向上と実海域性能の向上が挙げられる。このうち、平水中性能の向上は推進性能の向上を意味し、高い推進効率を実現するための様々な努力が各造船会社によって日々進められている。

これまで、推進効率を向上させるために「船型」「省エネ付加物」「高効率プロペラ」の 3 要素（ここでは、便宜的に性能要素と呼ぶ。）をそれぞれ性能向上させる開発・設計が行われてきた。こういった取組は、既存の船型や省エネ付加物、プロペラに対して、それぞれ単体の性能向上を図る形で行われるのが一般的であったと考えられる。しかし、それらを取りまとめた 1 つの「船舶」として考えると各性能要素は相互に影響を及ぼしあっていることは想像に難くなく、各要素単体の性能向上を考えるのみでは「船舶」の性能向上を図る上では不十分な可能性がある。そのため、先に触れた、造船会社間の競争が激化していることを考えると、今後、現在よりも更に高い推進性能を達成するためには「船舶」としての性能向上、つまり、「船型」「省エネ付加物」「プロペラ」といった各性能要素同士の相互影響を考慮した上での設計・開発が必要不可欠になることは容易に想像できる。一方で、技術者自身が手動で各性能要素同士の影響を考慮しながら推進性能の向上を達成するには深い知識や経験が不可欠であり、そのような技術者の育成には長い年月を要することを考えると、各性能要素同士の影響を考慮した設計は難しい問題とも言える。

この問題を解決するため、例えばプロペラに関して言えば、船体伴流を考慮したプロペラ設計に関する研究などが旧来から成されている。Lerbs¹⁾は理論的に導き出された最適循環分を伴流中で作動する際に得るように、伴流分布に基づいて、各半径方向位置（以下、半径位置）におけるプロペラへの軸方向流入速度とプロペラ自身の周速度の関係から、最適なピッチ分布を導き出す方法を考案した。また、近年は自動最適化技術の適用事例なども数多く報告されており、上述した伴流中でのプロペラ設計に関してもその例外ではない。たとえば、安東²⁾はポテンシャル理論に基づいた SQCM によるプロペラ性能評価と遺伝的アルゴリズム（GA）を組み合わせることでプロペラ最適設計手法を考案しており、流入条件として伴流分布を与えることで伴流中最適化を実現している。他にも、最適化時のプロ

ペラ性能評価を行う際に船体や省エネ付加物なども合わせてモデル化し解析することで、プロペラが船体や省エネ付加物から受ける影響を考慮しながら最適化を行う事例なども報告されている³⁾⁴⁾⁵⁾⁶⁾。このように、最適化を適用した性能設計は今後、非常に重要になると考えられ今後も継続した研究が成されるべきものであると言える。

ここで、先に紹介したプロペラ最適化に関する研究事例に共通する特徴に触れると、それはプロペラ性能評価にポテンシャル理論に基づいたパネル法などの評価手法を適用している点である。近年、流体解析に **Computational Fluid Dynamics (CFD)** を用いることが一般的となりつつあるが、そのような状況にも関わらずパネル法が採用される理由としては両者の解析に要する負荷の差にあると考えられる。一般的に、パネル法は **CFD** に比べるとプロペラ性能評価に要する計算負荷が小さく、大量のプロペラ形状に対して性能評価を要する最適化に対してはパネル法の方が実用性の上で優位にあると言える。この点が、パネル法がプロペラ最適化に多く用いられている理由であろうと考えられる。一方で近年の計算機は性能が年々向上しており、**CFD** に要する時間的なコストは小さくなりつつあることから、**CFD** を用いたプロペラ最適化も決して不可能ではないと考えられる。たとえば、池田ら⁷⁾⁸⁾はオープンソースの **CFD** コード (**OpenFOAM**) と最適化プラットフォーム (**DAKOTA**) を用いたプロペラの最適設計手法を開発している。しかし、この事例では伴流分布を考慮しておらず、一様流中での作動状態を考慮したのみのプロペラ最適化に留まっている。また、**Park**⁹⁾らは船体とプロペラを組み合わせた **CFD** 解析により船体の影響を考慮した状態でプロペラ形状の最適化を行っているが、この事例ではプロペラの回転数に対するトルクの特性が最適化により大きく変化していることから、主機の性能から決定される回転数と馬力（トルク）の関係を満たさない可能性がある。これをそのまま設計に適用する場合を考えると実用上の問題があると考えられ、また、設計条件の逸脱を抑えた条件下での最適化効果は不明確である。

そこで、本研究では、プロペラ性能の評価に **CFD** 解析を用い、プロペラの回転数とトルクが大きく変化しないように制約を課した状態でプロペラ形状を最適化するシステムの構築を考える。システムの有効性を一様流中のプロペラ最適化および、その結果を用いた水槽試験を行うことによって確認する。さらに低速肥大船型の伴流分布を対象に伴流中最適化を行うことで、一般的な肥大船における船体の影響を考慮したプロペラ最適化による性能向上効果を検証する。なお、伴流中最適化では、より実務的な設計に近づけることを考え、簡易的にキャビテーション性能を評価する手法を考案し、その手法を適用した最適化も行う。

従来の伴流中プロペラ最適化事例では最適化結果については、水槽試験により、その効果を明確にした事例が少ないことを鑑みて、性能向上の確認には、**CFD** による推定と共にプロペラ単独試験や自航試験等の水槽試験を用いる。本システムによる伴流中プロペラ最適化の有効性を確認することができれば、既に報告されている **CFD** を用いた船型自動最適化¹⁰⁾と組み合わせることで、将来的には船型とプロペラの一体的な最適化が可能になり、さら

には、船尾付近に設置されるダクト型書エネ付加物¹¹⁾や PBCF¹²⁾などのプロペラ付加物を総合的に最適化することも可能になると考えられる。この場合、船尾周りという粘性影響を強く受ける流場中での複雑形状に関する形状最適化となることから、これまで以上に CFD を用いた形状最適化の有効性が高まると予想され、より高い推進性能を有した船舶の設計につながると期待される。

2. プロペラ最適化システムの構築

2.1 最適化システム概略

最初に本システムの主な構成を以下に示す。

- 最適化アルゴリズム
 - 逐次二次計画法 (Sequential Quadratic Program)
- プロペラ性能推定手法
 - CFD (有限体積法)
- 最適化パラメータ
 - ピッチ分布
 - 最大キャンバー分布
 - コード長分布
 - 翼断面後半部翼厚変更率分布
- 目的関数
 - プロペラ単独効率
- 制約条件
 - 同一作動点 (前進速度および回転数固定) におけるトルク変動 0.5%以内
 - コード長積分値 (母型プロペラ) \leq コード長積分値 (最適化プロペラ)

Fig.2.1.1 に本システムのフローチャートを示す。本システムは初期形状として母型プロペラが与えられると、最適化アルゴリズム (SQP) に基づいて最適化パラメータを変更し、形状変形後のプロペラモデルを作成する。各最適化パラメータの変更後分布は内製の Fortran で作成したプログラムにより分布を算出し、その結果に基づいて汎用三次元 CAD ソフトウェアである「Rhinceros」を用いて変形後プロペラの三次元面データを作成する。その後、変形後プロペラについて CFD を用いたプロペラ性能評価を行い、スラストおよびトルク性能を推定し、プロペラ効率を算出する。プロペラ効率が最大化し、かつ制約条件を満たすまで形状探索を繰り返し行い、各条件を満たした場合に、最適化プロペラが出力される。なお、CFD 計算に用いる格子の生成には汎用格子生成ソフトである「Hexpress」を用いており、CFD 計算には汎用の流体解析ソフトウェアである「Fluent」を用いた。なお、各ソフトウェアの連携・実行には内製の Fortran プログラム、バッチファイルおよび各ソフトウェアに実装されているマクロ機能を用いた。

本最適化システムでは、前述の通りプロペラ性能評価を CFD で行うが、この際の流入境界を一樣流として与えた場合は一樣流中最適化プロペラが結果として得られる。また、流入境界に伴流分布 (非一樣流) を与えることで伴流中最適化プロペラを得ることが可能となる。

2.2 最適化アルゴリズムの選定

本研究では、最適化アルゴリズムに SQP を採用した。近年の自動最適化研究では遺伝的アルゴリズム (Genetic Algorithm) ¹³⁾を用いた事例が多く見受けられるが、GA は大域的最適解を得やすいという利点があるものの、最適解を得る為に膨大な数のプロペラ形状について性能推定をする必要がある。今回、プロペラ性能評価に CFD を用いることとしたが、いくら近年の計算機性能が向上しているとはいえ、未だに膨大な量の CFD 計算を行うには多量の計算時間を要するものと考えられ、結果的に最適化結果を得るための所要時間も増大するものと考えられる。本研究で構築した最適化システムを現実的な設計ツールとして用いることを考えると、最適化に要する時間は極力短くなることが望ましく、このような事情から、本研究では局所最適解に陥る可能性が高いという欠点があるものの、GA と比べると少ない計算回数で最適解を得られる可能性の高い SQP を用いる事とした。なお、SQP の詳細については、第 3 章に示す。

2.3 最適化パラメータの選定

本研究では、以下に示す形状パラメータを、プロペラ形状を定義する代表的なパラメータとして最適化パラメータに設定している。

- (半径方向) ピッチ分布
- (半径方向) 最大キャンバー分布
- (半径方向) コード長分布
- (半径方向) 翼断面後半部翼厚変更率分布

なお、プロペラ形状を定義する代表的なパラメータとして、他に半径方向翼厚分布が挙げられるが、各半径位置の翼厚は翼強度の観点から船級協会の規則によって下限値が定まっており、最適化の自由度があまり高くないと考えられたことから本最適化では最適化対象として選択していない。最適化対象とするパラメータについては上記の中から適宜選択可能なシステムとなっており、本論文では、第 6 章にピッチ分布、最大キャンバー分布、コード長分布の最適化を、第 7 章および第 8 章にピッチ分布、最大キャンバー分布、翼断面後半部翼厚分布の最適化結果を示す。

最適化時の設計変数および最適化パラメータの変更方法の詳細については第 4 章に示すが、本研究では 1 種類の最適化パラメータに対して 5 個の設計変数を定義して形状変更を加える手法を考案し適用した。

2.4 目的関数

本研究は推進効率の向上を目的としたプロペラ形状最適化を行うことから、最適化によりプロペラ効率の最大化を目指すものである。そこで、本最適化ではプロペラ効率の逆数を目的関数に設定し、SQPにより目的関数の最小化を図ることとした。なお、プロペラ効率は式(2.4.1)で定義される。

$$\eta = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad \text{式 (2.4.1)}$$

ここで、

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D_p^4} \quad \text{式 (2.4.2)}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D_p^5} \quad \text{式 (2.4.3)}$$

であり、

T：スラスト

Q：トルク

ρ ：密度

n：プロペラ回転数

D_p ：プロペラ直径

である。

2.5 制約条件

本研究では制約条件として以下の2条件を課した。

- A) 制約条件 1：同一作動点（前進速度および回転数固定）におけるトルク変動 0.5%以内
- B) 制約条件 2：コード長積分値（母型プロペラ） \leq コード長積分値（最適化プロペラ）

まず、制約条件 1 の導入理由を示す。この制約を考慮せずにプロペラ形状を変更すると、形状変化に伴い性能特性が変化することから、同一作動点におけるトルクは増減することは想像に難くない。しかし、通常、プロペラ設計を行う際には、船に搭載される主機は既に決定しており、主機の回転数と馬力（トルク）の関係はプロペラ設計条件として与えられることとなる。この設計条件を逸脱してしまうと、最適化によりプロペラの推進効率が向上したとしても実用的な設計結果とは成りえないことから、最適化結果が設計条件から逸脱を防ぐ目的で設けた制約条件が上記の制約条件 1 である。

次に制約条件 2 の導入理由を示す。一般的に翼表面積を小さくすることでプロペラ性能が

向上する傾向にあるため、コード長分布を最適化する場合、表面積を小さくする方向、つまりコード長を全体的に小さくする方向へ最適化される可能性が高い。一方で、表面積が過剰に小さくなると翼面荷重が異常に高まり、キャビテーション性能の悪化を誘発する懸念がある。その為、本最適化では、翼表面積が小さくなることによるキャビテーション性能の悪化を防ぐ目的で、最適化プロペラの表面積が母型プロペラの表面積を下回らないように、制約条件を設けている。

3. 最適化手法

本研究では、最適化アルゴリズムとして逐次 2 次計画法 (Sequential Quadratic Programming) を用いた。本章では、SQP の概略について示す。なお、SQP は制約なし最適化問題の解法である準ニュートン法の考え方を取り入れた制約つき最適化問題の解法であるため、SQP の概略に先立ち、準ニュートン法の概略について示す¹³⁾¹⁴⁾。

3.1 関数および数学的記述方法の定義

本章では目的関数を式(3.1.1)、不等号制約関数を式(3.1.2)、等号制約関数を式(3.1.3)のとおき表す。

$$\text{目的関数: } f(\mathbf{x}) \quad \text{式(3.1.1)}$$

$$\text{不等号制約関数: } g(\mathbf{x}) \leq 0 \quad \text{式(3.1.2)}$$

$$\text{等号制約関数: } h(\mathbf{x}) = 0 \quad \text{式(3.1.3)}$$

ここで、 $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ であり、 $(\cdot)^T$ はベクトルの転置を表す。また、目的関数を例にとると、その一階微分は式(3.1.4)で表し、二階微分は式(3.1.5)で表す。なお、式(3.1.4)は勾配ベクトルと呼び、式(3.1.5)はヘッセ行列と呼ばれる。

$$\nabla f(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_1} \\ \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad \text{式(3.1.4)}$$

$$\nabla^2 f(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2^2} & \dots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f(\mathbf{x})}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad \text{式(3.1.5)}$$

また、 $\|\mathbf{x}\|$ は \mathbf{x} のノルムであり、式(3.1.6)で表される。本章ではこれらの標記を用いて各最適化手法の概略を示すこととする。

$$\|\mathbf{x}\| = \sqrt{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2} \quad \text{式(3.1.6)}$$

3.2 反復法

本章で扱う SQP およびニュートン法、準ニュートン法は非線形計画問題とよばれる最適化法である。反復法では、以下の手順により最適解を求める。

- ① ある適当な初期点 \mathbf{x}_0 を定める。
- ② 目的関数 $f(\mathbf{x})$ が点 \mathbf{x}_0 から最小となる方向を探索方向ベクトル \mathbf{d}_0 とする。
- ③ 式(3.2.1)に従い、次の点 \mathbf{x}_1 を定める。

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \alpha_k \mathbf{d}_k \quad \text{式(3.2.1)}$$

- ④ \mathbf{x}_1 以降でも②と③の手順を繰り返し(反復し)、終了条件(反復回数の上限、 $\|\mathbf{x}_{k+1} - \mathbf{x}_k\|$ が十分に小さい等)を満たした段階で終了する。

ここで、 α はステップ幅と呼ばれる。最適化手法により α や \mathbf{d} の導出が異なることから、次節以降に各手法に応じた導出方法を示す。

3.3 準ニュートン法

3.3.1 ニュートン法

ここでは、準ニュートン法の基礎となるニュートン法について概略を示す。ニュートン法は制約なし最適化問題の解法であり、本法の特徴は目的関数 $f(\mathbf{x})$ のテイラー展開により得られた式の最適化を考える点である。 $f(\mathbf{x})$ を点 \mathbf{x}_k の周りでテイラー展開した式を考えると式(3.3.1)のように表される。

$$f(\mathbf{x}_k + \mathbf{d}) \approx f(\mathbf{x}_k) + \nabla f(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d} + \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \nabla^2 f(\mathbf{x}_k) \mathbf{d} \quad \text{式(3.3.1)}$$

いま、 \mathbf{d} を変数とみると式(3.3.1)は \mathbf{d} に関する二次関数と言える。この式(3.3.1)が最小となるように \mathbf{d} を最適化する事を考える。この最適化を制約なし最適化として考えると、1 次の最適性条件は式(3.3.2)にて示されるとおりとなり、 \mathbf{d} を変数と見ていることから、式(3.3.2)は式(3.3.1)を \mathbf{d} について微分した式(3.3.3)の形で表される。なお、1 次の最適性条件とは、ある局所最適解において満たす条件である。ただし、この条件を満たしたからと言って局所最適解であるとは言えないため、この条件は必要条件となる。

$$\nabla f(\mathbf{x}_k + \mathbf{d}) = 0 \quad \text{式(3.3.2)}$$

$$\nabla f(\mathbf{x}_k) + \nabla^2 f(\mathbf{x}_k) \mathbf{d} = 0 \quad \text{式(3.3.3)}$$

これを \mathbf{d} について解くと式(3.3.4)を得る。

$$\mathbf{d} = -\nabla^2 f(\mathbf{x}_k)^{-1} \nabla f(\mathbf{x}_k) \quad \text{式(3.3.4)}$$

この式(3.3.4)により求められる \mathbf{d} を点 \mathbf{x}_k における探索方向 \mathbf{d}_k として反復を行うのがニュートン法であり、次の反復における解を点 \mathbf{x}_{k+1} とすると \mathbf{x}_{k+1} は式(3.3.5)にて求められる。

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \alpha_k \mathbf{d}_k \quad \text{式(3.3.5)}$$

なお、ステップ幅 α_k は直線探索で求められる。

ここで、式(3.3.4)の両辺に対して左側から $\nabla f(\mathbf{x}_k)^T$ をかけると、式(3.3.6)が得られる。

$$\nabla f(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d}_k = -\nabla f(\mathbf{x}_k)^T \nabla^2 f(\mathbf{x}_k)^{-1} \nabla f(\mathbf{x}_k) \quad \text{式(3.3.6)}$$

このとき $\nabla^2 f(\mathbf{x}_k)$ が正定値であるとする、式(3.3.6)は負の値をとる。 $\nabla f(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d}_k$ は $f(\mathbf{x})$ 上の点 $f(\mathbf{x}_k)$ から \mathbf{d}_k 方向への変化量を表すことから、この値が負の値を取るということは $f(\mathbf{x})$ が減少していることを表す。勾配ベクトル $\nabla f(\mathbf{x}_k)$ は $f(\mathbf{x})$ が最も増加する方向を示すことから、 \mathbf{d}_k は減少方向を示すことになる。最適化（最小化）を図るには減少方向の探索方向ベクトルが必要であることから、本法は $\nabla^2 f(\mathbf{x}_k)$ が正定値であることが前提となる。

3.3.2 準ニュートン法

ここでは、ニュートン法を改良することにより考案された準ニュートン法の概略を示す。ニュートン法ではヘッセ行列が正定値である必要があり、また、ヘッセ行列の算出が難しい場合もあるため、実行上の問題点が出る可能性がある。そこで、ヘッセ行列の代わりに適当な n 次正定値対称行列 \mathbf{B}_k に置き換えることで、ニュートン法の問題点を回避したものが準ニュートン法であり、本法も制約なし最適化問題の解法である。

準ニュートン法では解 \mathbf{x}_k の反復式はニュートン法と同じく、式(3.3.5)に示すとおりであり、 α_k は直線探索で求められる。探索方向ベクトルは \mathbf{B}_k を用いて式(3.3.7)より得られる。

$$\mathbf{d}_k = -(\mathbf{B}_k)^{-1} \nabla f(\mathbf{x}_k) \quad \text{式(3.3.7)}$$

なお、 \mathbf{B}_k の初期値 \mathbf{B}_0 には単位行列 \mathbf{I} を用いることが可能であり、 \mathbf{B}_k の更新結果は正定値であることと、式(3.3.8)に示すセカント条件を満たす必要がある。

$$\mathbf{B}_{k+1} \mathbf{s}_k = \mathbf{y}_k \quad \text{式(3.3.8)}$$

ここで、

$$\mathbf{s}_k = \mathbf{x}_{k+1} - \mathbf{x}_k \quad \text{式(3.3.9)}$$

$$\mathbf{y}_k = \nabla f(\mathbf{x}_{k+1}) - \nabla f(\mathbf{x}_k) \quad \text{式(3.3.10)}$$

である。このセカント条件と正定性を満たす \mathbf{B}_{k+1} の求め方は幾つかあるが、最も有効とされているのは式(3.3.11)に示す BFGS 公式である。

$$\mathbf{B}_{k+1} = \mathbf{B}_k - \frac{\mathbf{B}_k \mathbf{s}_k (\mathbf{B}_k \mathbf{s}_k)^T}{(\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k} + \frac{\mathbf{y}_k (\mathbf{y}_k)^T}{(\mathbf{s}_k)^T \mathbf{y}_k} \quad \text{式(3.3.11)}$$

3.4 逐次 2 次計画法

3.4.1 KKT 条件

最初に、逐次 2 次計画法の概略を示す前に、制約付き最適化問題における 1 次の最適性条件である、KKT 条件 (Karush-Kuhn-Tucker condition) について示す。

制約付き最適化問題では最適性条件を考える際に式(3.4.1)に示されるラグランジュ関数 $L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu})$ を用いる。

$$L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}) = f(\mathbf{x}) + \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{g}(\mathbf{x}) + \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{h}(\mathbf{x}) \quad \text{式(3.4.1)}$$

また、これを変形すると式(3.4.2)となる。

$$L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^l \lambda_i g_i(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^m \mu_j h_j(\mathbf{x}) \quad \text{式(3.4.2)}$$

ここで、 $\boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}$ はラグランジュ乗数ベクトルである。

ある解 \mathbf{x} において不等号制約関数 $g_i(\mathbf{x}) = 0$ となるとき、 $g_i(\mathbf{x})$ は解 \mathbf{x} における有効制約と呼ばれ、この有効制約の勾配ベクトル $\nabla g_i(\mathbf{x})$ が一次独立であるとき、 \mathbf{x} は正則である。ある解 \mathbf{x}^* が正則であり、かつ、局所最適解であるとき、 \mathbf{x} に対する $L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu})$ の勾配ベクトル $\nabla_{\mathbf{x}} L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu})$ は \mathbf{x}^* において式(3.4.3)から式(3.4.5)に示す条件を満たす。

$$\begin{aligned} \nabla_{\mathbf{x}} L(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\lambda}^*, \boldsymbol{\mu}^*) &= \nabla f(\mathbf{x}^*) + \sum_{i=1}^l \lambda_i^* \nabla g_i(\mathbf{x}^*) + \sum_{j=1}^m \mu_j^* \nabla h_j(\mathbf{x}^*) \\ &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad \text{式(3.4.3)}$$

$$\lambda_i^* \geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, l) \quad \text{式(3.4.4)}$$

$$\lambda_i^* g_i(\mathbf{x}^*) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, l) \quad \text{式(3.4.5)}$$

このとき、不等号制約関数と等号制約関数は、その性質上、必然的に式(3.4.6)および式(3.5.7)に示す条件を満たすものである。

$$g_i(\mathbf{x}^*) \leq 0 \quad \text{式(3.4.6)}$$

$$h_j(\mathbf{x}^*) = 0 \quad \text{式(3.4.7)}$$

この式(3.4.3)から式(3.4.7)に示す条件が KKT 条件と呼ばれるものである。

3.4.2 逐次 2 次計画法における 2 次計画問題

逐次 2 次計画法は、制約付き最適化問題の KKT 条件を準ニュートン法で直接解かず、式(3.4.8)に示す \mathbf{d} に関する目的関数を、式(3.4.9)および式(3.4.10)に示す制約条件の下で最小化する 2 次計画問題 (QP 問題) を考えることで、制約付き最適化問題を解くことを図るものである。

$$\text{目的関数: } \nabla f(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d} + \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \mathbf{B}_k \mathbf{d} \quad \text{式(3.4.8)}$$

$$\text{不等号制約関数: } \mathbf{g}_i(\mathbf{x}_k) + \nabla \mathbf{g}_i(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d} \leq 0, i = 1, 2, \dots, l \quad \text{式(3.4.9)}$$

$$\text{等号制約関数: } \mathbf{h}_j(\mathbf{x}_k) + \nabla \mathbf{h}_j(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d} = 0, j = 1, 2, \dots, m \quad \text{式(3.4.10)}$$

ここで、 \mathbf{B}_k は準ニュートン法と同じ考え方で定めた、ラグランジュ関数のヘッセ行列

$\nabla^2 L(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu})$ に相当する近似行列である。また、式(3.4.9)および式(3.4.10)は制約関数を点 \mathbf{x}_k

のまわりで 1 次の項までテイラー展開して得たものである。この QP 問題に対する KKT 条件は前出の式(3.4.9)、式(3.4.10)および式(3.4.11)から式 (3.4.13) となる。

$$\mathbf{B}_k \mathbf{d} + \nabla f(\mathbf{x}_k) + \sum_{i=1}^l \lambda_i \nabla \mathbf{g}_i(\mathbf{x}_k) + \sum_{j=1}^m \mu_j \nabla \mathbf{h}_j(\mathbf{x}_k) = \mathbf{0} \quad \text{式(3.4.11)}$$

$$\lambda_i \geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, l) \quad \text{式(3.4.12)}$$

$$\lambda_i \cdot \mathbf{g}_i(\mathbf{x}_k) + \nabla \mathbf{g}_i(\mathbf{x}_k)^T \mathbf{d} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, l) \quad \text{式(3.4.13)}$$

この QP 問題から \mathbf{d} の最適解および対応する $\boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}$ を求めると、QP 問題に対する KKT 条件を満足することとなる。このとき、 $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ であれば、制約条件付き最適化問題の KKT 条件 (式(3.4.3)から式(3.4.7)) となることは明らかである。このことから、QP 問題を解いた結

果、 $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ となる点 \mathbf{x}_k を得ることができれば、 \mathbf{x}_k は制約付き最適化問題の KKT 条件を満

たすこととなる。SQP は、この $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ となる点 \mathbf{x}_k を反復により求めるものということができ

き、 $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ は SQP の終了条件となる。ここで、QP 問題を解き \mathbf{d} の最適解を得るための反復

を内部反復と呼び、 $\mathbf{d} = \mathbf{0}$ となる点 \mathbf{x}_k を求める反復を外部反復と呼ぶ。

$\mathbf{d} \neq \mathbf{0}$ である場合、 \mathbf{x}_k は 2 次計画問題の \mathbf{d} を用いて式(3.4.14)の形で更新される。

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \alpha_k \mathbf{d} \quad \text{式(3.4.14)}$$

ここで、ステップ幅 α_k は直線探索で求められる。また、 \mathbf{B}_k の更新は式(3.4.15)に示すパウエル⁵の修正 BFGS 格子に基づいて行われる。

$$\mathbf{B}_{k+1} = \mathbf{B}_k - \frac{\mathbf{B}_k \mathbf{s}_k (\mathbf{B}_k \mathbf{s}_k)^T}{(\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k} + \frac{\hat{\mathbf{y}}_k (\hat{\mathbf{y}}_k)^T}{(\mathbf{s}_k)^T \hat{\mathbf{y}}_k} \quad \text{式(3.4.15)}$$

ここで、

$$\hat{\mathbf{y}}_k = \begin{cases} \mathbf{y}_k & , (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{y}_k \geq \gamma (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k \\ \beta_k \mathbf{y}_k + (1 - \beta_k) \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k & , (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{y}_k < \gamma (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k \end{cases} \quad \text{式(3.4.16)}$$

ただし、

$$\beta_k = \frac{(1 - \gamma) (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k}{(\mathbf{s}_k)^T \mathbf{B}_k \mathbf{s}_k - (\mathbf{s}_k)^T \mathbf{y}_k} \quad \text{式(3.5.17)}$$

であり、 γ は $0 < \gamma < 1$ である。なお、本研究で使用した γ は $\gamma = 0.2$ である。

以上より、SQP の手順を簡易的に表すと、以下の通りとなる。

- ① 適当な初期値 \mathbf{x}_0 および \mathbf{B}_0 を定め、 $k = 0$ とする。
- ② \mathbf{d} に関する QP 問題を解き、その解を \mathbf{d}_k とする。(内部反復)
- ③ 直線探索によりステップ幅 α_k を定める。
- ④ $\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + \alpha_k \mathbf{d}$ として解を更新する。
- ⑤ \mathbf{B}_k を修正 BFGS 公式にしたがって更新する。
- ⑥ 終了条件を満たさない場合、 $k = k + 1$ として②に戻る。

ここで、②から⑥の処理が外部反復となる。なお、QP 問題の解法や直線探索の方法は文

献 14)を参照のこと。

3.5 プロペラ最適化への適用

本研究で構築した最適化システムでは具体的に以下の制約条件を課している。このうち、式(3.5.1)および式(3.5.2)がトルク変動を母型プロペラから 0.5%以内とするための制約条件である。また、式(3.5.3)および式(3.5.4)が、プロペラ表面積が母型プロペラより小さくならないことを満たすための制約条件である。

$$g_1(\mathbf{x}) = \frac{K_Q^*(\mathbf{x})}{K_{Q0}} - 1.005 \quad \text{式(3.5.1)}$$

$$g_2(\mathbf{x}) = 0.995 - \frac{K_Q^*(\mathbf{x})}{K_{Q0}} \quad \text{式(3.5.2)}$$

$$g_3(\mathbf{x}) = \frac{S_P^*(\mathbf{x})}{S_{P0}} - 1.005 \quad \text{式(3.5.3)}$$

$$g_4(\mathbf{x}) = 0.995 - \frac{S_P^*(\mathbf{x})}{S_{P0}} \quad \text{式(3.5.4)}$$

ここで、

K_{Q0} : 母型プロペラのトルク係数

$K_Q^*(\mathbf{x})$: 変形後プロペラのトルク係数

S_{P0} : 母型プロペラの表面積

$S_P^*(\mathbf{x})$: 変形後プロペラの表面積

である。ここで、プロペラの半径方向への翼断面定義数を n とすると、プロペラ表面積は式(3.5.5)により求める。

$$S_P = \sum_{i=1}^n \frac{(C_{i+1} + C_i)(r_{i+1} - r_i)}{2} \quad \text{式(3.5.5)}$$

ただし、

r_i : 半径位置

C_i : r_i におけるコード長

である。

4. プロペラ形状の変更

4.1 変形率分布の定義

本研究で作成したシステムでは、母型プロペラが持つ形状パラメータ分布に対して、変形率分布を乗じることで変形後の形状パラメータ分布を求める。なお、変形率分布は各形状パラメータに対して個別に定義されるものである。母型形状と変形後形状および変形率の関係を式(4.1.1)に示す。

$$P(r) = p(r) \times dp(r) \quad \text{式(4.1.1)}$$

ここで、

$P(r)$: 変形後プロペラ形状パラメータ分布

$p(r)$: 母型プロペラ形状パラメータ分布

$dp(r)$: 変形率分布

r : 半径位置

を示す。

変形率分布は半径方向の数か所において定義された変形率とスプライン補間により求められる。このスプライン補間に用いられる変形率が本最適化システム上の設計変数となる。なお、本研究では設計変数を $r/R=0.180, 0.400, 0.600, 0.800, 1.000$ (R はプロペラ半径を示す。) の 5 点で定義しており、最適化対象となる形状パラメータが n 種類の場合、設計変数の数は $5n$ となる。本方法にてピッチ分布の変形率分布を定義した例を Fig.4.1.1 に示す。また、Fig.4.1.1 に示した変形率分布に基づいて得られたピッチ分布と母型プロペラのピッチ分布を比較した結果を Fig.4.1.2 に示す。Fig.4.1.2 に示すピッチ分布は黒が母型となる(一定)ピッチ分布であり、赤が変形後のピッチ分布を示す。

Fig.4.1.1 より、 $r/R=0.180$ から $r/R=1.000$ の間で定められた 5 点の設計変数(赤いダイヤのプロット)に基づいて各半径位置ピッチ分布(赤い曲線)が定義されていることが確認できる。また、Fig.4.1.2 に示すピッチ分布比較より、一定ピッチの母型ピッチ形状に対して Fig.4.1.1 に示す変形率を乗じたことで変形率分布と相似形状のピッチ分布が変形後分布として得られていることが確認できる。

4.2 MAU プロペラ翼断面の変形方法

4.2.1 キャンバー分布・翼厚分布の多項式近似

本研究では、最適化の初期形状として MAU プロペラを与える事とした。MAU プロペラ

は尼崎製鉄と運輸技術研究所（現・海上技術安全研究所）が開発した AU プロペラを改良したプロペラであり、設計チャートやオフセットが公開¹⁵⁾されている一般的なプロペラである。最適化を行う際に最大キャンバーや翼厚を変形すると翼断面が MAU プロペラから変化することになるが、MAU プロペラの翼断面情報は Table4.2.1 に示す様なオフセットが公開されているのみであり、コード方向のキャンバー分布や翼厚分布は公開されていない。

そこで、オフセットからコード方向翼厚分布およびキャンバー分布を求め、変形可能な様に数式表示することを試みた。オフセットと翼厚およびキャンバーの関係は式(4.2.1)および式(4.2.2)に示すとおりである。

$$Y_{O(X)} = T_{C(X)} + 0.5 \times f_{C(X)} \quad \text{式(4.2.1)}$$

$$Y_{U(X)} = T_{C(X)} - 0.5 \times f_{C(X)} \quad \text{式(4.2.2)}$$

ここで、

$T_{C(X)}$: コード方向翼厚分布

$f_{C(X)}$: コード方向キャンバー分布

X : コード方向位置

である。

数式表示は翼前半部（最大翼厚位置、最大キャンバー位置から前縁側）と翼後半部（最大翼厚位置、最大キャンバー位置から前縁側）に分割して、それぞれ式(4.2.3)に示すよう 4 次の多項式近似で表すことを考え、各次数の係数は最小二乗法で算出した。

$$f(x) = \sum_{i=0}^4 (a_i x^i) \quad \text{式(4.2.3)}$$

ここで、

$f(x)$: コード方向翼厚分布もしくはキャンバー分布

a_i : 4 次式近似係数

x : コード方向位置

である。

オフセットから得られたコード方向の翼厚およびキャンバー分布と多項式近似結果の比較を Fig.4.2.1 から Fig.4.2.7 に示す。なお、比較図は横軸をコード長で無次元化したコード方向位置を示し、縦軸は最大翼厚で無次元化した翼厚もしくはキャンバー量を示している。また、数式表示に用いる各係数 a_i を Table4.2.2 に示す。

Fig.4.2.1 から Fig.4.2.7 より翼厚分布とキャンバー分布を多項式近似した結果はオフセットから得られたキャンバーおよび翼厚分布とよく一致していることが確認できる。Table4.2.3 にオフセットから算出された翼厚、キャンバー分布と多項式近似結果から求めた決定係数 R^2 を示すが、いずれの式も決定係数 R^2 が 1 に限りなく近い値を示しており、

このことから多項式近似により MAU プロペラのコード方向翼厚分布およびキャンバー分布形状を十分な精度で表現可能であることが確認できる。

このように、MAU プロペラのコード方向翼厚分布およびキャンバー分布が多項式近似により表現可能になったことで、MAU プロペラに対して翼断面（コード方向翼厚分布やキャンバー分布）の変更を簡易的な数式処理で与えることが可能になった。

4.2.2 コード方向キャンバー分布の変更

本最適化では最大キャンバー分布を最適化することから、最大キャンバーの変形率に応じてコード方向のキャンバーも同変形率へ変更する方法を用いた。半径位置 r における最大キャンバー変形率を $dp_{camber}(r)$ とすると、コード方向キャンバー分布は式(4.2.4)にて与えられる。

$$f_C(x) = \sum_{i=0}^4 (a_i(r) \cdot x^i) \times dp_{Camber}(r) \quad \text{式(4.2.4)}$$

Fig.4.2.8に $r/R=0.700$ において変形率 $dp_{camber}(r)=2.00$ が与えられた場合のコード方向キャンバー分布を示す。MAU プロペラの $r/R=0.700$ 位置におけるキャンバー分布は $X/C=0.400$ の位置で最大キャンバー量をとるが、黒線で示した母型形状は最大キャンバー量が 0.500 であるのに対して、赤線で示した変形後形状は最大キャンバー量が 1.000 となり、2 倍の値となっていることが、確認できる。また、最大キャンバー位置以外でも母型に対して変形後形状のキャンバー量は 2 倍の値となっていることが確認できる。

4.2.3 コード方向翼厚分布の変更

本最適化では、最大翼厚位置から後縁までの翼後半部に対して翼厚を変更することとした。最大翼厚の変更を加えることが可能であれば、コード方向キャンバー分布変更方法と同様の方法で変形が可能であるが、最大翼厚の下限値は強度の観点から船級協会の規則で定められており変形の自由度が少ない。そこで、翼断面を変更しプロペラ性能の向上に寄与する目的で翼後半部の翼厚分布変更を導入した。翼後半部の翼厚分布変更は式(4.2.5)から式(4.2.7)で示す方法を用いた。

$$T'_C(X) = T_C(X) + \Delta T_C(X) \quad \text{式(4.2.5)}$$

$$\Delta T_C(X) = T_C(X) \times \alpha(X) \times dp_{Tc}(r) \quad \text{式(4.2.6)}$$

$$\alpha(X) = 0.5 \times (1 + \cos(\theta(X) - \pi)) \quad \text{式(4.2.7)}$$

ここで,

$T_{C(X)}$: コード方向翼厚分布 (母型形状)

$T'_{C(X)}$: コード方向翼厚分布 (形状変更後)

$\Delta T_{C(X)}$: 翼厚変化量

X : コード方向位置

$\alpha(X)$: 翼厚変更関数

$\theta = 0.0$ at X_{Tmax} , $\theta = \pi$ at Trailing Edge

である。翼厚変更を加えた際に最大翼厚位置付近の翼厚分布変化について連続性を保つ目的で翼厚変更関数に三角関数を用いた。 $r/R=0.950$ における翼厚変更関数を図示すると Fig.4.2.9 のとおりとなる。

上記の手法で得られた翼厚変化の影響は全て翼 Back 面に与えることとした。これは、MAU プロペラの Face 面がフラットな形状を持っていることから、翼厚変化の影響を Face 面に与えると、翼断面が歪んだ形状となり翼断面性能の悪化をもたらす可能性を懸念したためである。そのため、翼断面のオフセットは式(4.2.8)および式(4.2.9)で示すとおりとなる。

$$Y'_{O(X)} = Y_{O(X)} + \Delta T_{C(X)} \quad \text{式(4.2.8)}$$

$$Y'_{U(X)} = Y_{U(X)} \quad \text{式(4.2.9)}$$

ここで,

$Y_{O(X)}$: 翼 Back 面オフセット分布 (母型形状)

$Y'_{O(X)}$: 翼 Back 面オフセット分布 (形状変更後)

$Y_{U(X)}$: 翼 Face 面オフセット分布 (母型形状)

$Y'_{U(X)}$: 翼 Face 面オフセット分布 (形状変更後)

である。Fig.4.2.10 にコード方向翼厚変形率 $dp_{Tc(r)} = 0.200$ とした場合の $r/R=0.950$ におけるコード方向翼厚分布比較を示す。

以上より、変形率 dp が与えられれば変形後のコード方向翼厚分布およびキャンバー分布が得られることとなり、式(4.2.1)および式(4.2.2)に基づいて翼断面オフセットを定義することが可能となる。

4.3 三次元プロペラ CAD モデルの作成

本最適化ではプロペラ性能評価に CFD を用いることから、三次元 CAD モデルを作成する必要がある。2 章でも述べたように CAD モデルの作成には汎用 3 次元 CAD ソフトウェア「Rhino」(以下、Rhino) を用いたが、CAD モデル作成には入力ファイルとして、翼面を定義する三次元座標データを入力データとして用意する必要がある。そこで、2 次元座標データであるオフセットデータから、以下の式を用いて 3 次元座標データを得る。なお、以下の式ではオフセットの X を x' に、 Y_o 、 Y_u を y' として表記し、3 次元円筒座標を経由して 3 次元直交座標 (x, y, z) へ変換することを考える。3 次元円筒座標系および 3 次元直交座標を Fig.4.3.1 に示す。

2 次元オフセットデータから 3 次元円筒座標への変換

ここでは、2 次元座標 (x', y') を 3 次元円筒座標 (x, r, θ) へ変換することを考える。2 次元座標データから、3 次元円筒座標への変換は式(4.3.1)に基づいて算出される。

$$\left. \begin{aligned} x &= -r \tan \phi_r(r) - \left\{ l_s(r) - \frac{c(r)}{2} + x' \right\} \sin \phi_p(r) + y' \cos \phi_p(r) \\ r &= r \\ \theta &= -\frac{(l_s(r) - c(r)/2 + x') \cos \phi_p(r) + y' \sin \phi_p(r)}{r} \end{aligned} \right\} \text{式(4.3.1)}$$

ここで、

$$l_s(r) = \frac{r \phi_s(r)}{\cos \phi_p(r)} \quad \text{式(4.3.2)}$$

$$\phi_p(r) = \frac{H(r)}{2\pi r} \quad \text{式(4.3.3)}$$

であり、

$c(r)$: コード長分布

$H(r)$: ピッチ分布

$\phi_r(r)$: レーキ角分布

$\phi_s(r)$: スキュー角分布

である。

3 次元円筒座標から 3 次元直交座標への変換

3 次元円筒座標 (x, r, θ) から 3 次元直交座標 (x, y, z) への変換は、式(4.3.4)に基づいて算出される。

$$\left. \begin{array}{l} x = x \\ y = r \sin \theta \\ z = r \cos \theta \end{array} \right\} \quad \text{式(4.3.4)}$$

これにより、2次元のオフセットデータから3次元座標データを得ることができる。この座標データをRhinoのマクロ機能を用いてモデル作成を行う。Rhinoのマクロ機能はRhino内部のRhinoScriptを用いて作成したものであり、全自動で実行される。なお、通常はプロペラ前縁、翼端、後縁部は所定の半径を持った曲面にて面データを作成する、いわゆるR処理を施すが、本最適化ではRhinoScript上の機能的な制約によりFig.4.3.1に示す様なBack面とFace面を突き合わせた形とした。

5. CFD を用いたプロペラ性能評価

5.1 計算条件

ここでは、プロペラ性能評価を CFD で実行する際の計算条件を示す。まず、Fig.5.1.1 に計算領域の概略図を示す。計算領域はプロペラから前方に 4D_P、後方に 10D_P、半径方向に 6D_P の範囲で設定しており、領域の前端および側面を流入境界条件、後端を流出境界条件としている。流入境界条件を一様流として設定すると、最適化は一様流中最適化となり、伴流分布（非一様流）を設定すれば伴流中最適化結果が得られることとなる。伴流中計算を行う際は、プロペラ前後 2D_P、半径方向 3D_P の領域を回転領域、それ以外を固定領域として領域を分割している。なお、座標系はプロペラ中心を原点 O として、プロペラ軸方向を X 軸とし、プロペラ前進方向を正とする。また、鉛直上方を Z 軸とし、O-XYZ が右手系となるように Y 軸を設定する。

上記の領域に基づいて作成される計算格子の分布図を示す。Fig.5.1.2 に計算領域中心線上の格子分布を、Fig.5.1.3 にプロペラ翼表面の格子分布図を示す。なお、計算格子の生成には 2 章でも述べたとおり、汎用格子生成ソフトウェア「Hexpress」を用いた。Fig.5.1.2 から確認できるとおり、計算領域前端の流入境界からプロペラまでの空間は、その周囲に比べて格子を細分化している。これは、伴流分布などの非一様な速度分布を与えた際に以下の 2 点を確保するために設けたものである。

- 与えた速度分布を十分な解像度で再現可能であること。
- プロペラに達するまでの間に与えた速度分布が減衰してしまわないこと。

Fig.5.1.4 にプロペラ・回転なしの状態での流入境界に非一様な速度分布を与えて CFD を実行した結果から、プロペラ位置における速度分布を描画した結果を示す。また、合わせて流入境界での速度分布を示す。Fig.5.1.4 より、プロペラ位置における速度分布は流入境界における速度分布とよく一致しており、十分な解像度で減衰せずにプロペラ位置まで保たれていることが確認できる。

また、Fig.5.1.3 に示すプロペラ表面格子分布からは、1 翼のみを Keyblade として細分化し、その他の翼については格子密度が粗くなっていることが確認できる。これは、スラストやトルクを Keyblade に働く流体力を翼数倍することで算出し、流体力の算出に用いない他の翼については格子密度を粗く設定することで、格子数の削減、つまりは計算時間の短縮を図るものである。

最少格子幅は式(5.1.1)に示すプロペラ直径と回転数から求まる周速度に基づいたレイノルズ数 R_{nD} が 1.10×10^6 の状態で $y^+ = \text{abt.}1$ となるよう設定している、

$$R_{nD} = \frac{nD_P^2}{\nu} \quad \text{式(5.1.1)}$$

ここで、

n : プロペラ回転数

D_P : プロペラ直径

ρ : 動粘性係数

である。これらの設定により格子数は全体で 150 万格子程度となっており、計算時間の増大を抑制しつつ伴流中計算が可能な計算格子となっている。なお、この計算格子は一般的なプロペラ性能推定を CFD で行う際の計算格子としては格子数が少ない。そこで、不確かさ解析¹⁶⁾¹⁷⁾を行い、目的関数であるプロペラ効率の推定精度に問題がないことを確認している、不確かさ解析の詳細な結果については、付録に示す。

次に、プロペラ性能評価を CFD で定常計算により実行する際の計算条件を Table.5.1.1 に示す。プロペラ直径やレイノルズ数は模型プロペラを用いたプロペラ単独試験を実施する際の条件に合わせて決定した。

上記の計算格子・計算条件で 1 回の計算に要する計算時間は abt.1.5[hrs.]であり、最適化計算に適用するのに現実的な計算時間となっている。

8 章では最適化に非定常計算を用いたが、その際の計算条件を定常計算の計算条件から変更した点について示すと Table5.1.2 のとおりとなる。時間刻み幅 Δt はプロペラの回転角が 2[deg.]となるのに相当する時間であり、これは 180TimeStep でプロペラが 1 回転することを意味する。なお、上記に示した数値計算手法については次節にそれぞれの概略を示す。

5.2 数値計算法

本節ではプロペラ性能評価計算に用いる汎用流体解析ソフトウェア「ANSYS Fluent」の CFD 計算手法¹⁸⁾について示す。

5.2.1 支配方程式

CFD 計算により流場解析を実行するに当たっては、式(5.2.1)および式 5.2.2)の方程式を解く事となる。なお、式(5.2.1)は質量保存方程式であり、式(5.2.2)は運動量保存方程式を意味する。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m \quad \text{式(5.2.1)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\overset{=}{\tau} \right) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad \text{式(5.2.2)}$$

ここで、

p : 静圧

$\overset{=}{\tau}$

: 応力テンソル

$\rho \vec{g}$: 重力体積力

\vec{F} : 外部体積力

であり、 μ を分子粘度、 I を単位テンソルとして応力テンソルは式(5.2.3)で求められる。

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad \text{式(5.2.3)}$$

式(5.2.1)および式(5.2.2)に対して、速度成分 u_i およびスカラー成分 ϕ_i について式(5.2.4)および式(5.2.5)に示すアンサンブル平均を行い、重力体積力および外部体積力は無いものとして直交座標のテンソル形式で記述すると、式(5.2.1)および式(5.2.2)はそれぞれ式(5.2.6)および式(5.2.7)の通り記述できる。

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad \text{式(5.2.4)}$$

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi_i' \quad \text{式(5.2.5)}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad \text{式(5.2.6)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad \text{式(5.2.7)}$$

ここで、

δ_{ij} : クロネッカーのデルタ

であり、式(5.2.7)はレイノルズ平均ナビエーストーク方程式 (RANS) と呼ばれる。式(5.2.7)

の右辺最終項は乱流影響を表す項であり、 $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ をレイノルズ応力と呼ぶ。式(5.2.6)および式(5.2.7)を解くには、レイノルズ応力をモデル化する必要があり、このため乱流モデルが必要となる。

5.2.2 乱流モデル

レイノルズ応力のモデル化を考えたものが乱流モデルである。まず、ブジネスクの仮説を用いてレイノルズ応力を表すと、式(5.2.8)のとおり表すことができる。

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad \text{式(5.2.8)}$$

ここで、

μ_t : 乱流粘性

k : 乱流の運動エネルギー

である。本研究では、ANSYS Fluent に実装されている SST 遷移モデル (Transition SST

k- ω モデル)を用いる事とした。これは、SST k- ω モデルに間欠度および運動量厚さレイノルズ数による遷移の発生基準についての式を連成させることで乱流の遷移および剥離をSST k- ω モデルよりも高精度で解析することが可能な乱流モデルである。本モデルは以下に示す4輸送方程式について定義している。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k^* - Y_k^* + S_k \quad \text{式(5.2.9)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad \text{式(5.2.10)}$$

$$\frac{\partial(\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad \text{式(5.2.11)}$$

$$\frac{\partial(\rho R \tilde{\epsilon}_\theta)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j R \tilde{\epsilon}_\theta)}{\partial x_j} = P_\theta + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_\theta (\mu + \mu_t) \frac{\partial R \tilde{\epsilon}_\theta}{\partial x_j} \right] \quad \text{式(5.2.12)}$$

式(5.2.9)は乱流による運動エネルギー k に関する輸送方程式であり、式(5.2.10)は比散逸率 ω 、式(5.2.11)は間欠度 γ 、式(5.2.12)は運動量厚さに基づく遷移レイノルズ数 $R \tilde{\epsilon}_\theta$ に関する輸送方程式である。ここで、

Γ_k : 乱流運動エネルギーに関する有効拡散係数

G_k^* : 乱流運動エネルギーの生成項

Y_k^* : 乱流運動エネルギーの散逸項

S_k : 乱流運動エネルギーのユーザー定義ソース項

Γ_ω : 比散逸率に関する有効拡散係数

G_ω : 比散逸率の生成項

Y_ω : 比散逸率の散逸項

D_ω : 比散逸率のクロス拡散項

S_ω : 比散逸率のユーザー定義ソース項

であり、それぞれ以下の式により求められるが、詳細については参考文献 18)を参照のこと。

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \text{式(5.2.13)}$$

$$G_k^* = \gamma_{eff} G_k \quad \text{式(5.2.14)}$$

$$Y_k^* = \min(\max(\gamma_{eff}, 0.1), 1.0) Y_k \quad \text{式(5.2.15)}$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad \text{式(5.2.16)}$$

$$G_\omega = \frac{\alpha \alpha^*}{\nu_t} G_k \quad \text{式(5.2.17)}$$

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad \text{式(5.2.18)}$$

$$D_\omega = 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad \text{式(5.2.19)}$$

5.2.3 離散化

CFD は有限要素法に従って解析が実行される。有限要素法による解析では、解析空間を Fig. 5.1.2 に示したような細かいコントロールボリューム（計算格子）に分割し、式(5.2.20) に示すスカラー量 ϕ についての積分方程式を離散化した式(5.2.21)を用いて解くこととなる。

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad \text{式(5.2.20)}$$

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad \text{式(5.2.21)}$$

ここで、

ρ : 密度

\vec{v} : 速度ベクトル

\vec{A} : 面積ベクトル

Γ_ϕ : ϕ の拡散係数

S_ϕ : 単位体積あたりの ϕ のソース

N_{face} : 計算格子が有する格子境界面 f の面数

ϕ_f : f を通過する ϕ (対流項)

$\rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f$: f を通過する質量流束

\vec{A}_f : f の面積ベクトル $|\vec{A}|$

$\nabla \phi_f$: f における ϕ の勾配

V : 計算格子の体積

である。まず、式(5.2.21)の左辺第1項を除いた項について考えることで空間の離散化を考える。一般的に、スカラー量 ϕ の離散値は各計算格子の中心にて算出されるが、式(5.2.21)を解くには格子境界面を通過するスカラー量 ϕ_f を得る必要が有るため、なんらかの補間により ϕ_f を求める。本研究では、この補間に二次精度風上差分 (Second-order upwind) を用いた。二次精度風上差分を適用することにより、 ϕ_f は式(5.2.22)により求められる。

$$\phi_f = \phi_{up} + \nabla \phi_{up} \cdot \vec{r} \quad \text{式(5.2.22)}$$

ここで、

ϕ_{up} : 上流側計算格子中心における ϕ

$\nabla \phi_{up}$: 上流側計算格子中心における ϕ の勾配

\vec{r} : 上流側計算格子重心から f の重心へ向かう変位ベクトルである。

次に、式(5.2.21)の左辺第 1 項について考える。この項は時間項であり、空間離散化を含む関数 $F(\phi)$ を用いると式(5.2.23)のとおり表される。

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad \text{式(5.2.23)}$$

時間項は定常計算の場合には無視されるが、非定常計算の場合には考慮する必要があり、離散化を要することとなる。この離散化は式(5.2.24)に従って行われる。

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi) \quad \text{式(5.2.24)}$$

ここで、 ϕ^n はある時刻のスカラー値を表し、 ϕ^{n+1} は次の時刻におけるスカラー値を表す。

5.2.4 圧力-速度連成

本研究では圧力ベースのソルバーを用いることとした。圧力ソルバーの解法を模式的に表すと Fig.5.2.1 のとおりとなる。圧力と速度の連成には SIMPLE アルゴリズムを用いた。SIMPLE アルゴリズムは、式(5.2.25)に示す離散化した質量保存方程式を満たすように圧力の補正值を定めることで、圧力を求めるものである。

$$\sum_f^{N_{face}} J_f A_f = 0 \quad \text{式(5.2.25)}$$

ここで、 J_f は計算格子の格子境界面 f を通過する質量流速であり、式(5.2.26)で表される。

$$\begin{aligned} J_f &= \rho_f \frac{a_{p,C_0} v_{n,C_0} + a_{p,C_1} v_{n,C_1}}{a_{p,C_0} + a_{p,C_1}} + d_f \left((p_{C_0} + (\nabla p)_{C_0} \cdot \vec{r}_0) - (p_{C_1} + (\nabla p)_{C_1} \cdot \vec{r}_1) \right) \\ &= \hat{J}_f + d_f (p_{C_0} - p_{C_1}) \end{aligned} \quad \text{式(5.2.26)}$$

ただし、

p_{C_0}, p_{C_1} : f を挟んで隣接する 2 つの計算格子 (中心) における圧力

v_{n,C_0}, v_{n,C_1} : f を挟んで隣接する 2 つの計算格子 (中心) における垂直速度

である。この時、推測した圧力場 p^* を用いて格子境界面を通過する質量流速の推測値 J_f^*

を求めると、 J_f^* は式(5.2.27)の形で表されることとなる。これに補正值 J_f' を加え、質量保

存方程式を満足する J_f を式(5.2.28)のとおり表す。

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{C_0}^* - p_{C_1}^*) \quad \text{式(5.2.27)}$$

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad \text{式(5.2.28)}$$

ここで、SIMPLE アルゴリズムでは、 J_f' は圧力の補正值 p' を用いて式(5.2.29)の形で表される。なお、圧力と圧力補正值の関係は式(5.2.30)で表される。

$$J_f' = d_f(p_{C_0}' - p_{C_1}') \quad \text{式(5.2.29)}$$

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad \text{式(5.2.30)}$$

式(5.2.25)に式(5.2.28)および式(5.2.29)を代入すると圧力補正值に関する方程式を得ることができる。圧力補正值方程式を解くことで、質量保存方程式を満たす圧力補正值が得られ、圧力補正值から式(5.2.30)を用いて圧力を求めることができる。また、式(5.2.28)と式(5.2.29)から質量保存方程式を満たす質量流速を求めることができる。

5.2.5 回転流のモデル化

プロペラは回転する事で推力などを生み出すことから、プロペラ性能を推定するには回転流のモデル化が必要となる。「Ansys Fluent」では Multi Reference Frame model(MRF)と Sliding Mesh Model (SMM)という 2 種類のモデル化を計算時に使用することが可能である。以下に、各手法に関する概略を示す。

MRF について

MRF では、本章第 1 節で述べた座標系を絶対座標系（静止座標系）とし、絶対座標系に対して Fig.5.2.2 のように移動基準座標系を考える。なお、ここでは移動座標系について角速度 $\vec{\omega}$ で回転する回転運動のみを考え、平行移動については考慮しない。また、定常計算として扱うため、時間項についても考慮しない。このとき、移動座標系の原点から \vec{r} の位置上に存在する点 P において、両座標系の速度は式(5.2.31)の関係を持つ。

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad \text{式(5.2.31)}$$

ただし、

\vec{v}_r : 移動座標系を基準にした流速（相対速度）

\vec{v} : 絶対座標系を基準にした流速（絶対速度）

\vec{u}_r : 絶対座標系を基準とした移動座標系の移動速度

であり、 \vec{u}_r は式(5.2.32)で求められる。

$$\vec{u}_r = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad \text{式(5.2.32)}$$

上記の関係より、定常状態における支配方程式 (質量保存方程式および運動量保存方程式) は式(5.2.33)および式(5.2.34)のとおり表される。

$$\nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad \text{式(5.2.33)}$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_r + \vec{F} \quad \text{式(5.2.34)}$$

ここで、

$\vec{\tau}_r$: 応力テンソル

\vec{F} : 外部体積力

である。

MRF では、移動領域は移動座標系に基づいた解析が行われ静止領域では絶対座標系に基づいた解析が実行される。なお、スカラー量については座標系によらず同じ値を用いる。移動領域と静止領域の間で流場情報をやり取りする際には、インターフェース境界を通じて情報交換が行われる。インターフェース境界上では、隣接する領域の速度を各領域の座標系に従ったものから絶対座標系に従った速度に変換される。計算領域がすべて移動領域の場合はインターフェース境界も存在しないため、インターフェース境界上での情報変換も考える必要はない。この場合は **Single Reference Frame modeling(SRF)** となる。厳密に言えば、第 6 章で使用する回転流のモデル化は **SRF** であるが、**MRF** との差はインターフェースに関する扱いの差のみであるため、ここでは **MRF** に含めて扱った。

SMM について

まず、移動する計算格子 (コントロールボリューム) におけるスカラー量 ϕ についての積分方程式を式(5.2.35)で表すことができる。**SMM** では、この式を各時刻にて解く事となるため、計算は非定常計算を行うこととなる。

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad \text{式(5.2.35)}$$

ここで、

ρ : 密度

\vec{u} : 流速ベクトル

\vec{u}_g : 格子移動速度ベクトル

Γ : 拡散係数

S_ϕ : 単位体積あたりの ϕ に対するソース

∂V : 計算格子境界

\vec{A} : 計算格子境界の面積ベクトル

である。左辺第一項は時間項であり、式(5.2.36)の様に表される。

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi)^{n+1} - (\rho \phi)^n}{\Delta t} \quad \text{式(5.2.36)}$$

式(5.2.36)の n は現在の時刻に対する値であることを示し、 $n+1$ は次の時刻における値であることを示す。もし、時刻変化（計算格子の移動）により計算格子の体積変化が生じると考えると時間に対する計算格子の体積変化は離散化して式(5.2.37)で表される。

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j \quad \text{式(5.2.37)}$$

SMM では計算格子の体積 V は時刻により変化しないことから、式(5.2.36)と式 5.2.37)はそれぞれ式(5.2.38)および式(5.2.39)で表される。

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{[(\rho \phi)^{n+1} - (\rho \phi)^n] V}{\Delta t} \quad \text{式(5.2.38)}$$

$$\sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j = 0 \quad \text{式(5.2.39)}$$

ただし、

n_f : 計算格子の境界面数

\vec{A}_j : j 番目の境界格子面における面積ベクトル
を表す。

なお、本研究では、回転流のモデル化を 6 章と 7 章では MRF を使い、8 章では SMM を用いた。6 章と 7 章では、伴流中をプロペラ翼が移動する際に生じる非定常な流れ現象には着目していないことから、計算に要する時間の増大を抑制する目的で定常計算による計算の実行が可能な MRF を用いることとした。一方で、8 章では伴流中をプロペラ翼が移動する際の圧力の時系列変化を基に最適化プロペラのキャビテーション性能を考慮するため、非定常性を考慮可能な SMM を用いることとしたものである。

6. 最適化システムの有効性確認

6.1 最適化条件および母型プロペラ

本章では、最適化システムの有効性を確認した結果を示す。有効性の確認には、最も単純なプロペラ作動状態として一様流がプロペラに流入する状況を想定し、最適化を実行した。母型として MAU プロペラを Case 0 として、Table6.1.1 にプロペラ要目を示す。

式(6.1.1)に示す前進率 J が 0.300 となる作動点を、最適化を実行する作動点とした。

$$J = \frac{V_a}{nD_p} \quad \text{式(6.1.1)}$$

ここで、

V_a : プロペラ前進速度[m/sec]

n : プロペラ回転数[r.p.s.]

D_p : プロペラ直径[m]

である。

Table6.1.2 に Case0 の $J=0.300$ におけるプロペラ性能特性を示す。ここで、

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D_p^4} \quad \text{式(6.1.2)}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D_p^5} \quad \text{式(6.1.3)}$$

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad \text{式(6.1.4)}$$

であり、

ρ : 密度

T : スラスト

Q : トルク

である。本最適化システムの制約条件「トルク性能の変化を 0.5%以内に抑える」については、Table6.1.2 に示される K_Q の値に基づいて課されることとなる。最適化の対象とした形状パラメータは以下の 3 パラメータであり、1 つの形状パラメータに対して 5 個の設計変数が定義されることから、本最適化計算は 15 変数の最適化となる。

- 半径方向ピッチ分布
- 半径方向最大キャンバー分布
- 半径方向コード長分布

6.2 最適化計算結果

本節では最適化計算の実行結果の詳細を示す。

6.2.1 プロペラ性能比較

最適化の反復回数に応じたプロペラ効率向上履歴を Fig.6.2.1 に示す。これより、反復回数 9 回で効率向上は収束しており、約 2% の性能向上効果を得られていることが確認できる。この反復回数 9 回目のプロペラを Case1 とする。Case1 の前進率 $J=0.300$ におけるプロペラ性能を CFD により再推定し、母型である Case0 と比較した結果を Table.6.2.1 に示す。これより、以下の 2 点を確認できる。

- Case1 は Case0 に対してスラストが 1.4% 大きくなった。
- Case1 は Case0 に対してトルクが 0.6% 小さくなった。これは、トルク性能変化に関する制約をほぼ満たす結果である。
- スラストの増加とトルクの減少によりプロペラ効率は向上し、最適化効果として 2.0% のプロペラ性能向上効果を得た。

なお、トルク変化量がトルク制約 0.5% 以内を若干上回り 0.6% となっている点については、最適化時の設計変数を出力する際の有効桁数が最適化プログラムの内部で参照されている桁数よりも少なくなっており、微小な差異が性能再推定時に生じた影響と考えられる。ただし、トルク変化量の差が 0.1% と極めて微小であることから、性能再推定の妥当性に関して特段の問題は無いと考えられる。以上より、制約条件を満たしつつプロペラ性能の向上を果たした結果が得られることを確認することができた。

6.2.2 プロペラ形状比較

Case0 と Case1 のプロペラ形状比較を Fig.6.2.2 から Fig.6.2.4 に示す。これより、以下の所見が確認できる。

- ピッチ分布は母型形状より全体的に小さくなる傾向にあり、その傾向は特に翼端側で顕著に表れている。
- キャンバー分布は $r/R=0.500$ 付近までは、母型形状から大きく変わらないが、 $r/R=0.600$ 付近から翼端側ではキャンバーが大きくなっている。
- コード長分布は翼根付近では母型形状より小さくなり、 $r/R=0.500$ より翼端側では大きくなる傾向にある。

まず、ピッチ分布の変化について考察する。本最適化は作動条件を $J=0.300$ としており、

作動条件としては荷重度が高い領域であるといえる。たとえば MAU プロペラの BP チャート¹⁵⁾を参照すると、荷重度を表す BP が高くなるほど、MAU プロペラの最適なピッチは小さくなる傾向にあり、その傾向が本最適化結果でも表れているものと考えられる。また、翼端付近ではキャンバーが増加しており、翼端付近で母型よりも発生する流体力が大きくなっているものと考えられ、トルク制約の逸脱を防ぐためにピッチを減少させているものと考えられる。以上が、ピッチ分布が全体的に小さくなり、特に翼端付近でその傾向が強くなった理由と考えられる。

次に最大キャンバー分布の変化について考察する。Case0 と Case1 について Table6.2.2 に $r/R=0.500$ より翼端側における最大キャンバー量を比較して示す。これより Case1 は Case0 に対して $r/R=0.700$ より翼端側で最大キャンバーが大きくなっており、最大で 130%増加していることが確認できる。そこで、翼断面比較を Fig.6.2.5 に示す。Case0 と Case1 では大きく翼断面が変化していることが確認できる。この翼断面の変化により揚抗比が向上し、その結果としてプロペラ効率が向上したのと考えられる。

最後にコード長分布の変化について考察する。コード長分布は母型に比べると非常に複雑な形状となっており、これは Fig.6.2.6 に示す翼輪郭比較からも典型的なプロペラ輪郭と一線を画した形状となっていることから確認できる。本章の 4 節に後述するが、コード長最適化による性能向上効果はピッチや最大キャンバー分布の最適化効果と比べると小さいと考えられることから、このコード長分布の変化は、制約条件を満たすために角半径位置で発生する流体力の大きさを調整する役割を果たすためのものと考えられる。

以上のような理由によってプロペラ形状が最適化されたのと考えられるが、この結果は非常に興味深いものである。たとえば、プロペラの代表的な位置として $r/R=0.700$ のプロペラ形状が着目されることがプロペラ設計では多いが、本最適化結果でも翼性能に大きな影響をもつピッチやキャンバーが、 $r/R=0.700$ 付近で大きく変わっている。これは、代表位置付近の性能を向上させることで効率の高いプロペラ形状を得るという設計思想が、本最適化結果にも表れているとすることができるであろう。また、ピッチ分布やコード長分布にみられるような複雑形状な分布形状をもったプロペラというのは通常の技術者による設計結果には見られないような珍しい形状となっている。この形状変化は、これまで考えられなかったような設計結果を得られることが期待できることを示す結果と言える。上記のように興味深い結果が最適化結果として得られているが、水槽試験により実際にその効果を確認することができれば、最適化システムの有効性を示すことができる。水槽試験結果については本章の第 3 節に示す。

6.2.3 プロペラ表面圧力比較

最後に、Fig.6.2.7 および Fig.6.2.8 に Case0 と Case1 のプロペラ表面圧力分布を比較して示す。なお、コンター図に示している圧力係数 C_p は式(6.2.1)で定義される。

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho n^2 D_p^2} \quad \text{式(6.2.1)}$$

ここで、

P：圧力

ρ：密度

n：プロペラ回転数

D_p：プロペラ直径

である。Fig.6.2.7 から、以下のことが確認できる。

- Case1 の Back 面上圧力分布は翼端付近に於いて Case0 から大きく変化しており、前縁付近の圧力低下が抑えられている。一方で、翼中心付近に圧力が低下する領域が生じている。
- Case1 の Face 面上圧力分布は翼端付近に於いて Case0 から圧力が上昇している。

Back 面において前縁付近の圧力低下量が小さくなった要因としては、翼端付近でピッチ分布が大きく減少していることが挙げられる。一方で、翼端付近では翼中心付近で圧力低下が強い領域が島状に発生している。これは、翼端付近で最大キャンバーが大きくなったことで、Back 面が大きく反る形になり Back 面表面の流速が速くなることで負圧が強まったものと考えられる。前縁付近の圧力低下が抑えられた点はキャビテーション性能が最適化により副次的に改善する可能性を示唆するものだが、翼中心付近の圧力低下領域はキャビテーション性能の悪化に繋がる可能性を示唆するものである。これより、実務的なプロペラ設計に本最適化システムを適用する場合には、キャビテーション性能について慎重に検討する必要がある。キャビテーション性能についても考慮するには制約条件として Back 面の圧力値に制約を設けるなどの処置が必要になると考えられるが圧力制約を設けることでキャビテーション性能を考慮する試みについては、第 8 章に詳細を示すこととする。

6.3 水槽試験による効果の確認

6.3.1 水槽試験条件

前節で示した Case0 と Case1 について水槽試験を行い、最適化結果の効果確認を行った。水槽試験は、ジャパン マリンユナイテッド株式会社が所有する津船型試験水槽でプロペラ単独試験を実施したものである。Table6.3.1 に船型試験水槽の諸元を示す。プロペラ単独試験（Propeller Open Test）はプロペラの後流側に単独試験機を配置する正 POT としており、プロペラに一樣な流れが流入する条件下でプロペラ性能の確認を実施している。水槽試験に用いた模型プロペラを Fig.6.3.1 に示し、模型プロペラの要目を Table6.3.2 に示す。

試験条件は以下に示すとおりである。

- レイノルズ数 $Re_D=1.10 \times 10^6$
- 前進率 $J=0.100 \sim 0.600$
- 水温：16.7℃

6.3.2 水槽試験結果

ここでは、水槽試験結果を示す。Fig.6.3.2 から Fig.6.3.4 に水槽試験により得られた Case0 および Case1 の各種性能曲線を示す。また、最適化を実行した作動点 $J=0.300$ における各種性能を Case1 と Case0 で比較した結果を Table6.3.3 に示す。各性能曲線より、Case1 は Case0 に対してスラストが大きくなる一方でトルクの増加が抑えられ、その結果プロペラ単独効率が向上していることが確認できる。実際に $J=0.300$ ではスラストが 2.9%向上している一方で、トルクの増加は 0.7%に抑えられており、単独効率の向上量は 2.1%程度であることが Table.6.3.3 より確認できる。Table6.2.1 に示した CFD 推定結果ではスラスト増加量を 1.4%、トルク変化を-0.6%と推定しており、CFD 結果と水槽試験結果でスラスト性能・トルク性能の変化が若干異なっているといえる。付録に示した不確かさ解析から、CFD 推定結果は 2%程度の不確かさを有しているものと考えられることから、この点是不確かさに起因した差異と考えられる。しかし、Case0 と Case1 のトルク性能差は 0.7%程度に抑えられていることから、制約条件を付加した目的である、設計条件を逸脱しないようにトルク変化を抑えるといった点は達成できていると言える。また、プロペラ単独効率の向上量については CFD では 2.0%と推定されていた一方で、水槽試験でも 2.1%の効率向上を示す結果が出ており、CFD 結果と水槽試験結果が良く一致していることが確認できる。以上より、設計条件を逸脱しないようにプロペラ効率を向上させる目的で構築した本最適化システムは有効であると考えられる。

6.4 形状パラメータの最適化効果

本節では、Case1 で最適化対象とした各形状パラメータが最適化により効率向上にどの程度寄与するかを確認した結果を示す。「ピッチ・キャンバー分布最適化 (Case1-A)」「ピッチ・コード長分布最適化 (Case1-B)」の 2 組み合わせの最適化を実施し、各パラメータの効果は独立しており、相互に依存しないと仮定してピッチ分布最適化効果を a、キャンバー分布最適化効果を b、コード長最適化効果を c とする。各結果を a、b、c の和でそれぞれ表し、連立方程式を解くことで算出した。各最適化のパラメータ組み合わせと効率向上量を Table6.4.1 に示す。この結果より、各形状パラメータの効率向上に対する寄与量は以下のように算出される。

- | | |
|-------------------|---------|
| A) ピッチ分布最適化効果 | : +1.0% |
| B) 最大キャンバー分布最適化効果 | : +0.7% |

C) コード長分布最適化効果 : +0.3%

これより、プロペラ形状の最適化にはピッチ分布や最大キャンバー分布の最適化が大きく寄与するものと考えられる。

7. 伴流中最適化

本章では伴流中最適化を実施した詳細を示す。なお、最適化効果は、水槽試験（自航試験）を実施し、実際に模型船が自航する場合に必要な馬力を母型プロペラと最適化プロペラで比較することで確認した。

7.1 供試船型

伴流中最適化計算を実行するにあたり、供試船型を定める必要がある。そこで、本研究では VLCC 船型である Ship A を供試船型に設定した。Table 7.1.1 に Ship A の主要目を実船スケールおよび模型船スケールを合わせて示す。また、Fig. 7.1.1 に Ship A の Body plan を示す。Table 7.1.1 から確認できるとおり、Ship A は一般的な VLCC 船型である。

本研究では、最適化を実行するにあたり最適化条件を以下に示すとおりとした。

最適化条件

- 模型スケール、モデルポイントでの自航状態を想定
- 伴流分布は模型伴流分布を使用

これは、実船スケールでの自航状態を最適化の条件として想定してしまうと、最終的に水槽試験（自航試験）を実施して効果の確認を行う際、レイノルズ数影響の関係から最適化計算時とは異なる伴流中で自航試験を行うこととなり、最適化効果を明確化することが難しくなる。このような事態を避け、最適化効果の明確化を図る為、本研究では模型スケール、モデルポイントでの最適化を考えたものである。

供試船型の伴流分布は水槽試験で伴流計測を実施し取得した。伴流計測には球形 5 孔管を使用し、ジャパン マリンユナイテッド株式会社が所有する津船型試験水槽にて実施した。津船型試験水槽の諸元については、6 章で示していることから、本章では省略する。伴流計測の試験条件は Table 7.1.2 で示すとおりであり、計測により得られた Ship A の伴流分布を Fig. 7.1.2 に示す。なお、模型船レイノルズ数 R_{nM} は式(7.1.1)で求められる。また、Fig 7.1.2 に示す伴流分布は式(7.1.2)に示す伴流率 w_n の分布であり、数値が大きいほど、流れが遅くなっていることを示す。

$$R_{nM} = \frac{V_M \cdot L_{WL}}{\nu} \quad \text{式(7.1.1)}$$

$$w_n = 1 - \frac{V_X}{V_M} \quad \text{式(7.1.2)}$$

ここで、

V_X : 流速[m/sec]

V_M : 模型船前進速度[m/sec]

L_{WL} : 水線長

ν : 動粘性係数

である。Fig.7.1.2 より、Ship A の伴流分布は島状に低速な領域が左右舷にそれぞれ現れており、また中心線付近も強い低速領域が現れるなど一般的な低速肥大船型の伴流分布と同様の特徴を示している¹⁹⁾ことが確認できる。本研究では前述したとおり、模型スケールでの自航状態を想定することから、この伴流分布に対して尺度修正は加えないものとした。最適化計算には、この水槽試験により得られた伴流分布を各半径位置で周方向に平均化した伴流分布を用いた。水槽試験にて得られた伴流分布をそのまま CFD 計算に入力すると、周方向に非均一な流場の中をプロペラ翼が移動していくこととなり、非定常計算により CFD 計算を実行する必要がある。一方で、プロペラのスラストおよびトルクは、プロペラ翼が 1 回転した際の力を平均化して算出される。非定常計算で得られたスラスト、トルクの 1 回転あたりの平均値と、周方向平均化した伴流分布中で定常計算を実行し得られたスラスト、トルクは本質的に同値であると考えられる。これまでも述べてきたとおり、最適化計算には多大なプロペラ形状に対して性能推定を行う必要があり、計算時間の短縮は大きな関心事項である。このため、今回の最適化計算では、CFD 計算時間を短縮する為に周方向平均化した伴流分布を用いて定常計算によりプロペラ性能推定を実行した。周方向平均化した伴流分布を Fig.7.1.3 に示す。周方向平均化した伴流分布は $r/R=0.700$ 付近で流速が遅くなり、翼端側になるほど、流速が速くなっていく特徴を示している。

7.2 母型プロペラ

本節では、最適化計算に初期形状として与える母型プロペラについて示す。母型プロペラの設定は下記の手順に従って検討した。下記手順における⑥の結果が MAU プロペラとしての最適設計であると考えられ、そのプロペラを最適化の母型プロペラとすることを考えた。

母型プロペラ検討手順

- ① Ship A の模型試験結果から Case0 のプロペラ性能を用いて模型馬力を推定する。
- ② ①の結果から得られた馬力を、模型用主機の MCO 馬力と仮定する。
- ③ CSO 馬力は、一般的な VLCC 船型に搭載される主機馬力の MCO/CSO の関係に基づいて設定する。(各馬力は Table7.2.1 に示すとおり。)
- ④ プロペラ要目の内、Case0 に基づいて翼数、展開面積比、ボス比を Table7.2.2 のとおり決定する。
- ⑤ 数種類の主機回転数を設定し、それぞれ MAU 設計¹⁵⁾チャートに基づいて MAU プロペラを設計する。
- ⑥ ⑤の各回転数における MAU 設計結果から、馬力が最小となる設計点を探索する。

上記の設計手順に従い、馬力が最小となる設計点を探索した結果を Fig.7.2.1 に示す。また、Fig.7.2.1 にはチャート上で Case0 に相当するプロペラ設計を行い、その馬力性能を算定した結果も合わせて示す。MAU としての最適設計点と Case0 相当の馬力性能を Table7.2.3 に示すが、両者の差は馬力性能にして 0.4% であり、ほぼ同等の性能を有していると言える。これより、本研究で設定した条件下で Case0 は概ね MAU プロペラとして最適設計となっていることが確認できたことから、伴流中最適化の母型プロペラとして Case0 を用いることとした。

7.3 伴流中プロペラ性能計算

本節では伴流中における CFD を用いたプロペラ性能評価方法を示す。伴流中のプロペラ計算は流入境界条件に本章 1 節で示した周方向平均化した伴流分布に基づいた流速分布を与えることにより実行する。流入境界に与える流速分布は式(7.1.1)を変形した式(7.3.1)を用いて伴流率分布から定めることができる。なお、本計算では前進方向の伴流分布のみを考慮しており、二次速度は入力していない。これは、二次速度を入力すると、二次速度が作る縦渦の誘導速度により、速度分布が流入境界からプロペラ位置に達するまでの間に乱れてしまう問題があり、その問題を避けるための措置である。この二次速度を考慮できない点については、今後改善が必要と考えられる。

$$V_{X(Y,Z)} = V_M \times (1 - W_n(Y,Z)) \quad \text{式(7.3.1)}$$

なお、プロペラ性能を評価する上で作動点 J を算定することは重要であるが、伴流中でプロペラが作動する場合の作動点 J は、船体前進速度 V_M を与えるのみでは単純に求めることはできない。そこで、一様流中計算と伴流中計算を実行し、両推定結果からトルク一致法により伴流中計算時の作動点を求める事とした。例として、Case0 の伴流中性能推定結果を Fig.7.3.1 から Fig.7.3.3 および Table7.3.1 に示す。伴流中計算は V_M を 4 点 ($V_M=2.00\text{m/sec}$, 2.250m/sec , 2.500m/sec , 2.750m/sec) で実施した。なお、Table7.3.1 に示す各係数の添え字に B が付いているものは伴流中性能を示し、添え字に O が付いているものは同一前進率に相当する一様流中性能を示している。また、船後効率比 η_R は式(7.3.2)に示す式に従って算出される。伴流中でのプロペラ作動状態を CFD で再現したことで η_R が 1.004 程度となっており、伴流中でプロペラ効率が変化するという一般的な傾向が現れていることが確認できる。ただし、前述したように本計算法では二次速度を考慮できていない為、厳密には実際の船後効率比とは異なる点に留意する必要がある。

$$\eta_R = \frac{\eta_B}{\eta_O} \quad \text{式(7.3.2)}$$

本研究では上記に示した手法を用いて伴流中のプロペラ性能を評価することとした。

7.4 最適化条件

伴流中最適化の実行は、以下の手順に従い実行した。なお、①の結果を **Case2** とし、②の結果を **Case3** とした。一様流中最適化と伴流中最適化を段階的に実行したのは、一様流中最適化と伴流中最適化で形状や性能に差が生じるか確認するためである。

伴流中最適化手順

- ① **Case0** を母型とした一様流中における形状最適化
- ② ①の結果を母型として伴流中における形状最適化

また、最適化で想定する条件は以下の通りである。

プロペラ作動点

- ・ 一様流中 : $J=0.250$ (モデルポイントの作動点付近)
- ・ 伴流中 : $J=0.250$ に相当する V_M

設計変数

- ・ ピッチ分布
- ・ 最大キャンバー分布
- ・ 翼断面後半部翼厚変更率分布

制約条件

- ・ **Case0** が $J=0.250$ において発生するトルクから増減 0.5%以内

伴流中計算で用いる V_M は、**Case0** のトルク性能が一様流中の $J=0.250$ に相当する V_M を本章 3 節に示した解析法から算出して用いるものとし、 $V_M=2.300\text{m/sec}$ を用いた。

7.5 最適化計算結果

まず、最適化計算において SQP の反復回数に応じたプロペラ効率の向上率を Fig.7.5.1 に示す。なお、Fig.7.5.1 には一様流中最適化の効率向上履歴 (**Case0**→**Case2**) と伴流中最適化の効率向上履歴 (**Case2**→**Case3**) を合わせて示す。これより、一様流中最適化で 2.1% 程度の効率向上効果を得ており、さらに伴流中最適化を行う事で 0.3%程度の効率向上効果を得ていることが確認できる。SQP Step が 10 の最適化結果を **Case2**、SQP Step が 13 の最適化結果を **Case3** として、本節にその詳細を示す。

7.5.1 プロペラ形状比較

ここでは、Case0 と Case2、Case3 の各形状パラメータ分布を比較した結果を Fig.7.5.2 から Fig.7.5.4 に示す。Fig.7.5.2 から Fig.7.5.4 に示す形状パラメータ分布の比較から最適化結果（Case2、Case3）が示す特徴は以下のとおりと言える。

Case2 について

- ピッチ分布は、Case0 に比べると全体的に小さくなる傾向で、その傾向は翼端に近づくほど強くなる。この傾向は第 6 章で示した一様流中最適化結果と同じ傾向である。
- 最大キャンバー分布は、 $r/R=0.500$ から翼根側は Case0 と同等で、翼端側は大きくなっている。
- ピッチ分布および最大キャンバー分布の変化は第 6 章で示した一様流中最適化結果と同じ傾向を示している。
- 翼後半部の翼厚は、程度の大小はあるが全体的に Case0 よりも薄くなる傾向にある。これにより翼断面自体の性能を高めていると考えられる。

Case3 について

- ピッチ分布は、Case2 と同様に $r/R=0.800$ 付近で減少する傾向が強く表れている。一方で、翼端付近では Case2 に比べるとピッチが増加している。Fig.7.1.3 に示したとおり、伴流分布は $r/R=0.700$ 付近から翼端にかけて相対的に流れが速くなることから、流速の相対的な増加に応じてピッチが大きくなったものと考えられる。
- 最大キャンバー分布は Case2 に比べると全体的に小さくなっているが、分布形状は Case2 とほぼ同じである。
- 翼後半部の翼厚は Case2 に比べると全体的に小さくなっているが、分布形状は Case2 とほぼ同じである。

以上より、一様流中最適化結果（Case2）のピッチ分布や最大キャンバー分布は第 6 章に示した Case1 と同様の分布形状を持っていることが確認できる。また、伴流中最適化結果（Case3）は Case2 からピッチ分布が変化したものの、翼断面形状に大きな変化は見られない結果を示した。Case2 と Case3 がほぼ同じ翼断面形状であることは $r/R=0.700$ における翼断面比較を示した、Fig.7.5.5 から明らかである。

7.5.2 プロペラ性能比較

まず、各プロペラに対して CFD を用いて一様流中におけるプロペラ性能を推定した結果

を Fig.7.5.6 から Fig.7.5.8 に示す。また、最適化点である $J=0.250$ における各プロペラの性能比較を Table7.5.1 に示す。Case2 および Case3 の Case0 に対する性能変化は以下に示すとおりである。

Case2 について

- スラストは Case0 に対して各前進率 ($J=0.200\sim0.300$) で増加している。特に最適化点である $J=0.250$ においてはスラストが Case0 に対して 1.6%増加している。
- トルクは Case0 に対して $J=0.250$ よりも前進率が低い作動点では減少しており、最適化点である $J=0.250$ においてはトルクが Case0 に対して 0.4%減少している。これは、トルク変化に関する制約条件を満たすものである。また、 $J=0.300$ よりも高い作動点ではトルクは増加に転じており、 $J=0.270$ 付近で Case0 とトルクの大小関係は逆転するものと考えられる。
- プロペラ単独効率は各前進率 ($J=0.200\sim0.300$) で向上しており、最適化点である $J=0.250$ においては Case0 に対して 2.0%の効率向上を得ている。一方で $J=0.270$ より高い前進率ではトルクの大小関係が逆転していることから、前進率が高くなるほど効率の向上量は小さくなる傾向にある。

Case3 について

- スラストは Case2 と同様に Case0 に対して各前進率 ($J=0.200\sim0.300$) で増加している。ただし、Case2 よりはスラスト増加量が小さくなっており、最適化点である $J=0.250$ においてはスラストが Case0 に対して 1.3%程度の増加となっている。
- トルクも Case2 と同様に Case0 に対して $J=0.250$ よりも前進率が低い作動点では減少しており、高い作動点では増加している。ただし、Case2 と比べると全体的にトルクは小さくなっており、 $J=0.250$ におけるトルク変化は Case0 に対して 0.9%減となっている。このトルク変化は、トルク制約を満たしていないように見えるが、Case3 は $J=0.250$ に相当する伴流中でトルク制約を満たすよう最適化されており、一樣流中性能に対しては制約条件を考慮していないため、最適化としては問題ない。
- プロペラ単独効率は各前進率 ($J=0.200\sim0.300$) で向上しており、最適化点である $J=0.250$ においては Case0 に対して 2.3%の効率向上を得ている。Case2 に対しても若干効率が向上しているが、これは、スラストが減少した以上にトルクが減少したためと考えられる。
- 各性能特性は Case2 から変化しているが、性能曲線の傾向としては Case2 と同等のものとなっており、Case2 から全体的に増加もしくは減少したような性能特性を示している。

次に、各プロペラを船体前進速度 $V_M=2.300\text{m/sec}$ を想定した伴流中で性能評価した結果を示す。なお、伴流係数 $1-W_Q$ はトルク一致法で算出した伴流係数を示す。また、 η_H^* は疑

似的な船殻効率を、 η は推進効率を示し、それぞれ式(7.5.1)、式(7.5.2)で求められる。

$$\eta_H^* = \frac{1}{1-W_Q} \quad \text{式(7.5.1)}$$

$$\eta = \eta_O \times \eta_R \times \eta_H^* \quad \text{式(7.5.2)}$$

ここで、

η_O : プロペラ単独効率

η_R : 船後効率比

である。伴流中で性能推定した結果、以下のことが確認できる。

- プロペラ単独効率は Case2 に比べて Case3 は悪化しているが、性能特性の変化に伴う作動点変化を考慮した推進効率 η は Case3 の方が向上している。
- 船後効率比 η_R は Case2 と Case3 ではほぼ同じ値を示している。一般的に伴流中最適化をすることで η_R は向上すると考えられるが、そのような性能変化は Case2 と Case3 の間で確認できない。
- Case2 および Case3 は母型である Case0 に比べて η_R が悪化する傾向にある。

本結果では上記に示したとおり、Case2 と Case3 の間で一般的に伴流中最適化により得られる η_R の向上は確認できていない。この理由として、最適化により得られた翼断面形状の影響が考えられる。Case2 と Case3 のプロペラ形状を比較すると、前節で示したようにピッチ分布は変化しているが、キャンバー分布は概ね同じである。また、翼後半部の翼厚変化も Case3 が Case2 に対して若干薄くなる程度にとどまっており、大きな差は生じていない。このことから、Case2 と Case3 は、ピッチ分布は異なるが翼断面はほぼ同じ形状を有したプロペラであると言える。Case2、Case3 は共に η_R が Case0 に対して小さくなっていることと、これらの形状の差異を考慮すると、 η_R はピッチの分布形状よりも翼断面形状の影響を強く受けていると考えらる。Case2 と Case3 は翼断面が Case0 から変化したことで、迎角に対する揚抗比などの性能特性変化が小さくなったと考えられ、その結果、伴流中最適化による η_R の向上が現れなかったものと推察される。

最後に、Case0、Case2 そして Case3 の $J=0.250$ におけるプロペラ表面圧力分布を Fig.7.5.9 および Fig.7.5.10 に示す。なお、分布図中に示す曲線は $\angle r/R=0.100$ 間隔で示した半径位置であり、最も翼端側の曲線が $r/R=0.900$ を示す。Case2 と Case3 の表面圧力分布は、Back 面、Face 面共にほぼ同じ分布を示しており、このことから、Case2 と Case3 は同等の性能を示していることが確認できる。また、第 6 章で示した結果と同様に、Back 面の $r/R=0.800$ 、翼中心付近で島状に負圧が強い領域が発生していることが確認できる。これは最大キャンバーが大きくなったことと対応しており、キャビテーション性能の悪化が懸念される圧力分布の様相を呈している。

7.6 水槽試験結果

本節では、母型プロペラ（Case0）と伴流中最適化結果（Case3）について水槽試験を実施した結果を示す。なお、水槽試験は、下記の 3 項目について実施しており、伴流計測は、想定した伴流分布と供試模型船の伴流分布が異なっていないか確認したものである。各試験は、6 章で示した水槽試験と同様にジャパン マリンユナイテッド株式会社が所有する津船型試験水槽で実施した。供試模型プロペラ（Case0 および Case3）を Fig.7.6.1 に示す。

試験内容

- 伴流計測（Ship A）
- プロペラ単独試験（Case0、Case3）
- 自航試験（Ship A+Case0、Case3）

7.6.1 伴流計測結果

伴流計測時の試験条件を Table7.6.1 に示す。本章 1 節にて示した伴流分布計測結果と今回の伴流分布計測結果の間で季節影響による差が生じないように、両伴流分布は模型船レイノルズ数 R_{nM} を合わせた計測を実施した。伴流計測結果を Fig.7.6.2 に示す。なお、黒で示した分布が最適化で想定した伴流分布であり、赤で示した分布が自航試験と同時期に計測した伴流分布である。両分布は、一致しており、これより、想定した伴流分布中でプロペラが作動する状態を想定した自航試験が可能であることが確認された。

7.6.2 プロペラ単独試験結果

ここでは、プロペラ単独試験結果を示す。試験条件は以下に示すとおりである。

プロペラ単独試験条件

- レイノルズ数： $R_{nD} = 1.10 \times 10^6$
- 計測点（前進率）： $J = 0.100 \sim 0.600$

Fig.7.6.3 から Fig.7.6.5 に、水槽試験により得られた各性能曲線を示す。また、Table7.6.2 に $J = 0.250$ における Case0 と Case3 の性能比較を示す。これらの結果より、Case3 は以下の性能を示すことが確認できる。

- スラストは Case0 に対して各前進率（ $J = 0.200 \sim 0.300$ ）で増加している。特に最適化点である $J = 0.250$ においてはスラストが Case0 に対して 2.3%増加している。なお、スラストが各前進率で増加している点は CFD 結果が示す傾向と一致している。
- トルクは Case0 に対して $J = 0.200$ よりも前進率が低い作動点では減少している。ま

た、 $J=0.250$ よりも高い作動点ではトルクは増加に転じており、最適化点である $J=0.250$ においてはトルクが Case0 に対して 1.0%増加している。Case0 と Case3 の間では、トルクの大小関係が $J=0.210$ 付近で逆転するものと考えられるが、前進率が高くなるにつれて Case3 のトルクが Case0 より大きくなる点は CFD 結果が示す傾向と一致している。一方で、CFD 結果と比べると Case0 に対する Case3 のトルクは全体的に高く、最適化点におけるトルクの増減を CFD では反対に評価していたことが確認できる。この点については、6 章に示した一様流中最適化結果と同じ傾向である。

- プロペラ単独効率は前進率が $J=0.300$ より低い作動点では向上し、 $J=0.250$ においては 1.3%程度の効率向上となった。一方で、 $J=0.300$ より高い作動点になると悪化に転じる。これは、トルクの増加量がスラストの増加量を上回るためであり、前進率が高くなるにつれて効率の向上量が小さくなる傾向は CFD 結果と一致している。

上記の結果より、水槽試験結果は CFD 結果と概ね一致しており、 $J=0.250$ においてプロペラ性能が向上していることが水槽試験でも確認できた。

7.6.3 自航試験結果

Ship A の模型船および Case0、Case3 の模型プロペラを用いて自航試験を実施した。試験条件を Table 7.6.3 に示す。最初に、Fig. 7.6.5 に自航試験に先んじて実施した抵抗試験結果として、Ship A 模型船の全抵抗曲線を示す。この全抵抗曲線に基づいて、モデルポイントでの自航試験を実施した。自航試験結果として、各計測点における各自航要素（伴流係数 $1-W_Q$ 、推力減少率 $1-t$ 、プロペラ単独効率 η_o 、船後効率比 η_R ）を Fig. 7.6.6 から Fig. 7.6.9 に示す。また、設計船速 $V_M=2.504[\text{kts}]$ における各自航要素および軸馬力を Table 7.6.4 に示す。これらの結果より以下のことが確認できる。

- 各計測点において、Case3 のプロペラ単独効率 η_o は Case0 より小さくなっており、設計船速においては 1.4%程度小さい結果となっている。CFD 結果では両者を同等と推定していたことから、CFD と水槽試験結果の間に差があることが確認できる。
- 各計測点において、船後効率比 η_R は Case3 の方が Case0 よりも小さく、設計船速で 0.6%程度の悪化となっている。Case3 の η_R が Case0 より悪化する点は、Table 7.5.2 に示した CFD 結果と一致している。
- 各計測点において、伴流係数は Case3 の方が Case0 よりも優れており、設計船速では 4.4%向上している。また、推力減少率は両プロペラで同等であることから、設計船速における船殻効率 η_H は Case3 の方が Case0 より 4.7%良い結果を示している。CFD では 2%程度の向上と推定していたことから、CFD は船殻効率 η_H の変化を過小評価していることが確認できる。
- 設計船速における軸馬力は、Case0 に対して Case3 は 2.5%減少している。これは

主に船殻効率が向上したことに起因して、推進効率が 2.6%向上したことで得られた性能改善である。推進効率の向上量は Table7.5.2 に示した CFD 結果と概ね一致している。伴流係数の改善量が水槽試験では CFD に比べて大きくなったが、その変化に応じてプロペラ単独効率が悪化したことで、性能変化がトレードオフしたものと考えられる。

以上より、性能変化量の内訳に差は生じているものの、水槽試験結果で確認された性能向上量は CFD で推定していた性能向上量と一致していることが確認できた。これより、最適化を実行することで推進効率の向上効果を得ることができることが、水槽試験でも示された。

7.7 伴流中最適化結果について

前節に示したとおり、CFD を用いたプロペラ形状最適化を、伴流分布を考慮した条件のもとで実行することで推進性能向上効果を得られることが、水槽試験結果からも確認された。一方で、伴流中最適化と一様流中最適化の明確な差（船後効率比 η_R の改善）を示す結果は得られなかった。一様流中および伴流中最適化により得られた Case2 と Case3 のプロペラは、翼断面形状が概ね同じであり、Case2 の時点で Case0 に対して η_R が悪化している点を考慮すると、本最適化システムでは η_R が減少する特性を持つプロペラが得られる傾向にあると考えられる。これは言い換えると、一様流中性能と伴流中性能の差が小さくなるプロペラということになる。また、今回使用した伴流分布の非均一性が伴流中最適化効果を得るほどに大きくなかった可能性もある。Fig.7.1.3 に示した、周方向平均化した伴流分布は、若干の増減はあるものの翼根から $r/R=0.800$ の範囲では、伴流係数 $1-W_n$ は概ね 0.400 前後で一定である。Fig.7.1.2 に示した周方向平均化する前の分布では島状の分布形状がでているものの、フック状の分布が現れていないなどの特徴があり、従来の伴流中最適化に関する研究²⁰⁾で用いられていた伴流分布と比べると一様流に近いと言わざるを得ない。伴流中最適化効果について明確にする場合、より非均一性が強い伴流分布をもつ船型を対象として検討する必要が有ると考えられる。

8. キャビテーション性能を考慮した最適化

前章までに示した最適化では、直接的にキャビテーション性能に関する評価は行わず、キャビテーション性能が悪化しないように簡易的な制約として「プロペラ表面積が母型プロペラよりも小さくならない」条件を課したのみであった。しかし、第 6 章および第 7 章で示した最適化結果は、いずれも翼端付近の最大キャンバー増加に伴う島状の負圧領域の発生が Back 面に見られ、キャビテーション性能の悪化を示唆する結果であった。プロペラ設計上、キャビテーション性能の悪化を抑制することは非常に重要であることから、実務的な設計に適用する上でキャビテーション性能の悪化を抑制する機能を付加することは必要不可欠である。そこで、キャビテーション性能を CFD 計算結果から評価し、キャビテーション性能の悪化を抑制可能なように最適化システムを改善することを試みた。本章ではその詳細を示す。

8.1 Case2 のキャビテーション性能

前章で示したとおり、Case2 と Case3 のプロペラ性能および翼表面圧力分布は概ね同じであることから、Case2 と Case3 のキャビテーション性能も概ね同じと考え、ここでは Case2 のキャビテーション性能について考察する。キャビテーション性能を考察する上では、伴流分布の中をプロペラ翼が時々刻々と移動していく非定常性を考慮することは必要不可欠であることから、非定常計算により翼面上圧力の時系列変化を確認する事とした。Back 面上最大キャンバー位置を参照点として、Fig.8.1.1 から Fig.8.1.3 に 1 回転あたりの $r/R=0.900$ 、 0.800 、 0.700 における参照点上の圧力 P_{Ref} から求まる圧力係数 $C_{P_{\text{Ref}}}$ の時系列変化を示す。なお、 $C_{P_{\text{Ref}}}$ は式(8.1.1)で算出される。

$$C_{P_{\text{Ref}}} = \frac{P_{\text{Ref}}}{\frac{1}{2} \rho n^2 D_p^2} \quad \text{式(8.1.1)}$$

また、Table8.1.1 に各参照点でプロペラが 1 回転する間に示す最小の圧力値を示す。これより、Case2 はいずれの半径位置においても圧力が Case0 に対して大きく低下しており、特に $r/R=0.800$ で圧力の低下量が大きい事が確認できる。本来のキャビテーション性能評価としては、時間当たりの圧力変化量、つまり、時系列変化の時間微分値にも着目すべきではあるが、圧力最小値だけを見ても、キャビテーション性能の悪化を示唆する結果を示している。

最適化システム内のキャビテーション性能評価としては、この 1 回転中の圧力最小値を評価することとした。具体的なキャビテーション性能の悪化を抑制する手法としては、この圧力最小値がキャビテーションの発生を示すキャビテーション数を超えて下回らないように制約条件を課すことを考えた。制約条件の詳細については次節に示す。

8.2 圧力最小値の制約条件

圧力最小値の制約条件として用いるキャビテーション数 σ_n は以下の考え方に基づいて仮定した。

- ① 7章で実施した水槽試験結果より、模型スケールと模型馬力 P_M の関係を求める。
- ② 模型スケールと P_M の関係を拡大し、実船スケールにおける馬力 P_S を仮定する。
- ③ 実船スケールにおいて馬力 P_S でCase0プロペラが作動する際の回転数 N_S を算出する。
- ④ 実船スケールのプロペラ直径 D_{PS} およびプロペラ軸心高さ $S.C.H.$ 、喫水深さ d_s 、回転数 N_S を用いて、 $r/R=0.900$ 、 0.800 、 0.700 の最も水面に近い位置（回転角が12時の位置）でキャビテーション数 σ_n を算出する。

なお、②にて実船スケールの馬力を算出する際の仮想船体抵抗 R_S とスラスト T_S の関係を具体的に示すと式(8.2.1)のとおりとなる。また、 R_S は式(8.2.2)で算出される。

$$R_S = (1 - t_M) T_S \quad \text{式(8.2.1)}$$

$$R_S = \frac{1}{2} \rho_S V_S^2 S_S C_{TM} \quad \text{式(8.2.2)}$$

ここで、

R_S ：仮想実船抵抗

$1 - t_M$ ：模型推力減少係数

T_S ：仮想実船推力

V_S ：実船速力

ρ_S ：海水密度

S_S ：実船進水表面積

C_{TM} ：模型全抵抗係数

である。また、キャビテーション数は式(8.2.3)で算出される。

$$\sigma_n = \frac{P_0 + \rho g h - P_v}{\frac{1}{2} \rho_S n_S^2 D_{PS}^2} \quad \text{式(8.2.3)}$$

ここで、

P_0 ：大気圧

P_v ：海水飽和蒸気圧

g ：重力加速度

n_S ：実船プロペラ回転数

D_{PS} ：実船プロペラ直径

である。模型スケールと実船スケールの各寸法を Table8.2.1 に示す。また、キャビテーション数 σ_n 算出条件と結果を Table8.2.2 に示す。なお、キャビテーション数は正の値として算出されるため、実際に制約条件としては用いる場合は負の値に変換され、制約条件は式(8.2.4)のとおりとなる。

$$\min.(C_{PRef}) \geq -\sigma_n \quad \text{式(8.2.4)}$$

ここで、第 1 節に示した参照点圧力の時系列変化にキャビテーション数 σ_n を重ねたものを Fig.8.2.1 から Fig.8.2.3 に示す。また、1 回転中の圧力最小値とキャビテーション数 σ_n を比較した結果を Table8.2.3 に示す。これより、Case2 は $r/R=0.700$ においては圧力制約を満たしているが、翼端側に近い $r/R=0.800$ および $r/R=0.900$ においては制約を超えた負圧をしめしており、キャビテーションの発生リスクがあることが確認できる。

8.3 圧力制約を付加した最適化計算結果

本節では、前節で示した制約条件を付加して最適化を実行した結果を示す。なお、供試船型は前章と同様に Ship A とし、設計変数の組み合わせも前章と同様である。最適化の初期形状は Case2 とした。トルクに関する制約は前章に示したものと同一考え方で設定しているが、計算手法を非定常計算としたことから、模型船前進速度 V_M および制約に用いるトルクは非定常計算により再算定している。最適化の途中経過を Case4 とし、最終的な結果を Case5 とした。Fig.8.3.1 に最適化計算の計算履歴を示す。これより、圧力制約を付加した最適化を実行することによる効率の向上効果は大きくなく、むしろ減少傾向にあることが確認できる。これは、圧力に関する制約条件を満たすために効率を犠牲にしている可能性を示唆している。

8.3.1 翼表面圧力

制約条件を満足しているか否か確認する為、Case4 および Case5 の圧力時系列変化を制約条件と共に Fig.8.3.2 から Fig.8.3.4 に示す。これらの結果より、圧力制約を考慮した最適化を実行したことで、制約条件を満たすように負圧が減少していることが確認でき、Case5 では全ての半径位置で圧力制約を満たした結果となっている。Table8.3.1 に各プロペラについて圧力参照点における 1 回転中の圧力最小値を示すが、この結果からも最適化により圧力最小値が制約条件を満たすように変化していることが分かる。ここで、Fig.8.3.5 に翼表面圧力分布を示す。Case4 の翼表面圧力を見ると、Case2 で特に負圧が強くなった Back 面の $r/R=0.800$ 翼中心付近で負圧が弱まっており、島状の負圧分布が消えていることが確認できる。さらに、 $r/R=0.900$ 、 0.700 においても Back 面の翼中心付近で、負圧の強い領域が減少していることが確認できる。また、圧力制約を考慮した位置以外において、

負圧が強くなりキャビテーションリスクが大きくなるような様子は見られないため、今回実行した圧力制約込みの最適化結果 Case4 は初期形状とした Case2 に比べてキャビテーション発生リスクが減少したプロペラであると考えられる。

8.3.2 プロペラ形状比較

ここでは、圧力制約を考慮したことによるプロペラ形状の変化を示す。Fig.8.3.7 から Fig.8.3.9 に各形状パラメータの分布を示す。また、Fig.8.3.10 に $r/R=0.800$ における翼断面を示す。これより、圧力制約を考慮したことで、以下の変化が生じていることが確認できる。

- ピッチ分布は Case2 や Case3 と比べて翼端付近でピッチが大きくなるよう変化している。
- キャンバー分布は翼端付近で Case2 や Case3 と比べると減少している。
- 翼後半部翼厚は Case2 や Case3 と比べて翼端付近で厚くなるよう変化している。
- 各形状の変化が生じた位置は主に圧力制約を課した $r/R=0.700\sim0.900$ であり、対応している。

なお、各形状パラメータに変化が生じた理由は下記のように考えられる。

ピッチについて

ピッチが増加した位置とほぼ同じ範囲でキャンバーが減少している。キャンバーが減少したことで、同位置で発生する流体力が減少するものと考えられるが、トルクの増減に制約を課しているためピッチが小さいままだと制約を満たさなくなる可能性がある。そのため、発生させる流体力を維持する為に流れに対して迎角が大きくなるようにピッチが大きくなったものと考えられる。

キャンバーについて

キャンバーが減少した範囲は圧力制約を課した範囲と一致している。圧力制約を課した理由である翼中心付近の強い圧力低下は、キャンバーが増加したことに起因するものと考えられた。このことより、今回のキャンバー変化は圧力制約を満たすようにキャンバーを小さくして翼中心に生じる負圧を弱めるためのものであると考えられる。

翼後半部翼厚について

翼後半部翼厚が増加した範囲は圧力制約を課した範囲と一致している。翼後半部翼厚を厚くすると、最大キャンバー位置から翼後縁にかけての曲率は大きくなる。曲率が大きくなることで最大キャンバー位置表面付近に生じる流体の加速が緩和され、その結果圧力の低下が抑えられると考えられる。この翼厚と流場の対応を捉えて圧力低下を抑えるように抑

圧が増加する変形が生じたものと考えられる。

以上より、各形状パラメータは圧力制約を満たす、つまり、キャビテーション発生リスクを低減するように最適化されていることが確認できる。

8.3.3 プロペラ性能比較

ここでは、CFD で推定した Case0、Case3 および Case4、Case5 の性能を示す。なお、性能推定は非定常計算により行った。まず、Fig.8.3.11 から Fig.8.3.13 に一様流中性能を推定した結果を示す。これより、以下の結果が確認できる。

- Case4 のスラストおよびトルクは Case2 より若干減少する。
- Case4 の効率 は Case2 と同等であり、Case0 と比べると向上している。

次に、各プロペラを船体前進速度 $V_M=2.045\text{m/sec}$ を想定した伴流中で性能評価した結果を Table8.3.2 に示す。なお、この前進速度は Case0 の非定常計算結果に基づいて算出した、Case0 が $J=0.250$ の一様流中で作動することに相当する前進速度である。これより、同一船速に対する Case4、Case5 のプロペラ性能は以下のとおりである。

Case4 について

- Case0 に対するトルク減少量は 1.3%となり、制約条件で許容しているトルク変化を 0.8%超えている。
- Case0 に対するスラスト増加量はトルクの減少に伴い小さくなっており、0.6%に留まる。
- Case0 に対する単独効率向上量は 1.5%であり、Case3 より 0.5%向上した。
- 船後効率比は Case3 と同等であり、Case0 に対しては悪化した。
- 船殻効率は Case0 に対して 0.6%向上した。
- 推進効率は Case0 から 1.9%向上しており、Case3 と同等であり。

Case5 について

- Case0 に対するトルク減少量は 0.1%となっている。
- Case0 に対するスラスト増加量は 1.4%程度である。
- Case0 に対する単独効率向上量は 1.0%であり、Case3 と同等である。
- 船後効率比は Case3 と同等であり、Case0 に対しては悪化した。
- 船殻効率は Case0 に対して 0.6%向上しており、Case4 と同等である。
- 推進効率は Case0 から 1.4%向上しており、Case4 より 0.5%程度の悪化となる。

以上より、伴流中で作動する場合、一様流中最適化結果（Case2）と同等の性能を示し、母型プロペラ（Case0）と比べると推進性能が向上するものと考えられる。

8.4 水槽試験結果

本節では、母型プロペラ（Case0）と、前章で実施した圧力制約なし伴流中最適化結果（Case3）、および圧力制約を課した伴流中最適化途中経過（Case4）について各種水槽試験を実施した結果を示す。なお、水槽試験は、下記の 4 項目について実施しており、伴流計測は、前章と同様に想定した伴流分布と供試模型船の伴流分布が異なっていないか確認したものである。伴流計測とプロペラ単独試験、自航試験は前章と同様にジャパン マリン ユナイテッド株式会社（JMU）が所有する津船型試験水槽で実施した。また、キャビテーション試験は JMU が所有する磯子キャビテーション水槽で実施した。供試模型プロペラを Fig.8.4.1 に示す。

試験内容

- 伴流計測（Ship A）
- プロペラ単独試験（Case0, Case3, Case4）
- 自航試験（Ship A+Case0, Case3, Case4）
- キャビテーション試験（Case0, Case3, Case4）

8.4.1 伴流計測結果

ここでは、伴流分布計測結果を示す。試験条件は Table.8.4.1 に示すとおりであり、前章で示した伴流計測とレイノルズ数を一致させている。計測により得られた伴流分布をこれまでの計測結果と比較して示す。伴流が全体的に少し弱くなるなど、模型の経年変化に起因すると考えられる変化はみられるが、分布形状は概ね前章で示した結果と一致している。これより、本章で示す自航試験も、最適化時に想定した伴流分布と同等の伴流分布の中でプロペラが作動する環境で実施できるものと考えられる。

8.4.2 プロペラ単独試験結果

ここでは、各プロペラの単独試験結果を示す。試験条件は以下に示すとおりであり、前章で示したプロペラ単独試験と同一条件である。

プロペラ単独試験条件

- レイノルズ数： $R_{nD} = 1.10 \times 10^6$
- 計測点（前進率）： $J = 0.100 \sim 0.600$

試験結果を Fig.8.4.3 から Fig.8.4.5 に示す。また、 $J=0.250$ におけるプロペラ性能比較を Table8.4.2 に示す。この結果より以下のことが確認できる。

- Case4 の Case0 に対するスラスト・トルク増加量は Case3 よりも大きい。Case0 に対するトルクの大小関係は、CFD 推定結果と異なる結果となった。この傾向は Case3 も同様であり、前章で示した水槽試験結果と一致している。
- Case4 のプロペラ単独効率は Case3 と概ね同等であり、 $J=0.250$ において Case0 よりも高い効率を示す点は CFD 結果と一致している。

CFD 結果では Case4 のトルクが Case0 に対して 1.4%小さくなると推定していたが、本試験結果ではトルクが 1.4%増加と増減が推定と試験結果で逆になる結果となった。CFD 上では Case3 よりもトルクが小さくなると推定されていたが、本試験結果ではトルクが大きくなっていることから、プロペラ間の大小関係を正確に推定できていないと言える。この点については、今後の検討課題である。

8.4.3 自航試験結果

ここでは、自航試験結果を示す。まず、自航試験に先立って実施した抵抗試験結果を Fig8.4.6 に示す。この抵抗試験結果に基づいて自航試験を実施した。自航試験により得られた各自航要素を Fig.8.4.7 から Fig.8.4.10 に示す。また、設計船速 $V_M=2.504[\text{kts}]$ における各自航要素および軸馬力を Table 8.4.3 に示す。これらの結果より以下のことが確認できる。

- Case4 のプロペラ単独効率は Case0 より 1.6%減少している。一方で、Case3 のプロペラ単独効率は Case0 より 4.8%と大きく悪化している。Case4、Case3 とともに CFD 結果とは効率の増減が逆となる結果を示している。
- Case3, Case4 とともに船後効率比は Case0 に対して 1.5%前後悪化している。CFD でも Case0 に対して船後効率比が悪化すると推定されており、この傾向は一致している。
- Case3, Case4 とともに伴流係数が Case0 から大きく改善しており、Case3 で 9%程度、Case4 で 5%程度の改善量である。なお、この伴流係数の改善に応じてプロペラ単独効率が悪化したものと考えられる。
- 推力現象係数はプロペラに因らず同等の値を示している。
- 最終的な推進効率としては Case3 が 2.5%の向上を示しており、Case4 は 1.9%の向上を示した。

なお、Case0 と Case3 の自航要素変化が前章に示した結果と異なっているが、伴流係数

の改善とプロペラ単独効率の悪化はトレードオフの関係にあると言えることから、最終的な推進効率の向上量としては、一致している。Case4 の推進効率は Case3 と比べると小さいが、Case0 に対しては 1.9% 向上しており、CFD 結果と一致している。これより、圧力制約を考慮した最適化を、CFD を用いて実行した場合でも、推進効率の向上効果を得ることが可能であることを確認できた。

8.4.4 キャビテーション試験結果

ここでは、キャビテーション試験の結果を示す。キャビテーション試験は以下の試験項目について実施した。

試験内容

- キャビテーション観察

試験を実施したキャビテーション水槽の主要目は Table 8.4.4 に示す。また、プロペラ模型は前述の模型プロペラにアルマイトメッキを施したものをを用いた。

キャビテーション試験の試験条件を Table 8.4.5 に示すとおりである。キャビテーション試験では、プロペラが発生させる推力（スラスト係数）が、自航試験結果から得られた $V_s=16\text{kt}$ 相当速力で模型船が航走する際の推力と一致するように設定している。また、プロペラ半径位置 $r/R=0.800$ に於けるキャビテーション数 σn が、同位置に制約条件として課した圧力制約値と一致するように、水槽内の静圧とプロペラ回転数を決定して試験を実施した。

Fig. 8.3.11 から Fig. 8.3.13 に所定のプロペラ翼（ここでは翼根に C と記された翼）が翼角 0[deg.]、30[deg.]、60[deg.] に於けるキャビテーション観察結果を写真にて示す。なお、各プロペラ模型上の線は同一半径位置を示しており、最も翼根側の線が $r/R=0.400$ を示しており、翼端付近を除いて $r/R=0.100$ 間隔の位置を示している。翼根側から数えて 5 本目の黒線が半径位置 $r/R=0.800$ を示す。

各図を見ると、以下の事が確認できる。

- Case1 は $r/R=0.700$ から翼端にかけての前縁部から広範囲にシート状のキャビティ（シート・キャビテーション）が発生していることが確認でき、翼端部から生じるチップボルテックス・キャビテーションとつながっている。
- Case3 は $r/R=0.700$ から $r/R=0.900$ にかけて、ミッドコード付近から粒状のキャビティ（バブル・キャビテーション）が発生していることが確認できる。また、翼端付近にてシート・キャビテーションおよびチップボルテックス・キャビテーションが発生している。
- Case4 は $r/R=0.800$ のミッドコード付近に若干のバブル・キャビテーションが発生している。また、翼端付近にてシート・キャビテーションおよびチップボルテックス・

キャビテーションが発生している。

- Case3 と Case4 を比較すると、 $r/R=0.800$ 付近で発生するバブル・キャビテーションの発生範囲は Case4 の方が小さく、また発生するキャビティの量も Case4 の方が少ないことが確認できる。
- Case3 および Case4 では、翼角が $0[\text{deg.}] (=360[\text{deg.}])$ に達する前にバブル・キャビテーションが発生している。例えば、Fig.8.4.12 において翼根に D と記された翼は翼角が $318[\text{deg.}]$ に相当しており、バブル・キャビテーションの発生が確認できる。

上記の結果より、各プロペラにおけるキャビティの発生範囲は CFD により得られた翼表面圧力分布の負圧が強いと推定されている範囲と良く一致していることが確認できる。

例えば、Case0 は前縁からシート・キャビテーションが発生していることがキャビテーション試験結果から確認されている。シート・キャビテーションは、前縁付近に負圧の強い領域が存在することで生じるキャビテーション^{2D}であるが、Case0 は Fig.8.4.5 に示した圧力分布の CFD 推定結果が示すとおり、前縁付近における負圧が強い傾向にあることから、圧力分布の特徴とシート・キャビテーションの発生原理は一致している。なお、キャビテーション試験結果はシート・キャビテーションが大きく広がり、 $r/R=0.800$ より翼端側では翼表面が全てシート・キャビテーションに覆われているため、キャビティの発生範囲を詳細に判別することが難しい。そこで、Fig.8.4.14 にキャビテーション数を試験条件より 50% 大きくした条件におけるキャビテーションの発生状況を示す。Fig.8.4.14 では $r/R=0.700$ と $r/R=0.800$ の中間付近から前縁においてシート・キャビテーションが発生しているが、同半径位置におけるミッドコード付近ではキャビティの発生は認められない。この傾向は Case0 におけるキャビティの発生範囲は CFD により推定された負圧の強い範囲と一致していると言える。また、Case3 および Case4 についてもキャビティの発生位置が $r/R=0.800$ 付近のミッドコード付近および翼端付近となっており、CFD により推定された負圧の強い範囲と対応していると考えることができる。これらの結果より、キャビティの発生範囲が、CFD により得られた圧力分布の負圧が強い範囲とよく対応していることが確認できる。

ここで、各プロペラのエロージョンリスクについて、発生しているキャビテーションの種類に基づいて考察する。まず、Case0 については、シート・キャビテーションが Case3 および Case4 に比べると広い範囲で生じているが、シート・キャビテーションは安定的に出ており、かつシート・キャビテーションはエロージョンに結びつきにくいことから、エロージョンリスクは低いと考えられる。Case3 及び Case4 については、 $r/R=0.800$ からバブル・キャビテーションが発生しているが、バブル・キャビテーションはエロージョンに結びつきやすいことから、両プロペラは Case0 に比べるとエロージョンリスクは高いものと考えられる。ただし、Case3 と Case4 を比べると、Case4 の方がバブル・キャビテーションの発生範囲および発生量は共に Case3 よりも小さいことから、Case4 の方がバブル・キャビテーションの発生は Case3 よりも抑制されていると言え、エロージョンリスクは低いと考えることができる。

上記のとおり、Case4 のバブル・キャビテーションは Case3 よりが抑制されており、エロージョンリスクが抑えられている点から、最適化時に制約条件として追加した翼面上の圧力制約が有効に機能しているものと言える。一方で、翼が翼角 0[deg.]に達する前でもバブル・キャビテーションが発生していることから、推定とは異なり負圧のピークが翼角 0[deg]より手前でも立っていることが考えられ、非定常計算による圧力変動の推定に精度向上の余地があることが確認できる。また、今回実施した最適化は圧力の最小値に基づいてキャビテーション性能を考えているが、キャビティの発生パターンなどについては直接考慮していないため、今後は、計算モデルなどを改良することで、より高い精度でキャビテーション性能を考慮することが可能になると考えられる。

8.5 圧力制約を考慮した最適化結果について

圧力制約を考慮した最適化を実施することで以下の知見を得た。

- 最適化に圧力制約を考慮することで、推進効率の向上効果は減少する可能性がある。
- 参照点圧力は制約条件を満たすように小さくなっており、キャビテーションリスクが小さいと推定される最適化結果を得ることが可能である。
- キャビテーションリスクを小さくする為にキャンバーは小さくなり、翼後半部翼厚は厚くなる傾向にある。

これより、キャビテーションによるリスクを抑えながらプロペラ性能の向上を図る最適化により、キャビテーション性能と推進性能を両立したプロペラ最適化が可能であることが確認できた。このことは、実務的な設計への適用を考えるうえで非常に重要な結果であると考えられる。

9 結言

本研究では以下の結論を得た。

- CFD を用いたプロペラ形状最適化を行う事でプロペラ性能の向上を図ることが可能である。本研究では母型プロペラに対して同一前進率に於いて 2%以上の効率向上効果が得られる事を水槽試験により確認した。
- 最適化の対象とする形状パラメータのうち、効果を得るうえで最も効果的な形状パラメータはピッチ分布であり、次いで最大キャンバー分布となる。
- CFD 結果と水槽試験結果の間では、形状変化によるトルク性能の変化が一致しておらず、今後の改善が必要である。
- 今回の最適化結果では、圧力制約が無い場合に一樣流中最適化結果と伴流中最適化結果では形状および性能が同等の結果を示した。また、水槽試験結果からは伴流中最適化プロペラが母型プロペラ以上の η_R を示す結果は得られなかった。このため、本研究では伴流中最適化と一樣流中最適化の間に明確な差を確認することはできなかった。この要因としては、
 - ① 伴流中最適化の効果が一樣流中最適化による効果と比べると小さく、差が明確に表れにくい。
 - ② 性能推定時に伴流分布を周方向平均したことで、伴流分布の非均一性が緩和されたために、一樣流と伴流の差異が小さくなった。
 - ③ 対象とした伴流分布が従来の研究に比べると比較的弱いために、明確な差を得ることが難しい。

等の可能性が考えられる。今後より強い伴流分布を対象とした検討も進める必要が有る。

- キャビテーション性能を簡易的に評価することを考えてプロペラ表面の圧力最小値に制約を課した場合、制約を課さない場合と同等の推進効率を維持したまま、キャビテーション性能が改善する事を示唆した結果が得られることが、CFD より確認された。
- 伴流中最適化を考えた場合、伴流分布の取り扱いなどにまだ検討すべき課題は残るが、プロペラ作動条件を維持した状態での CFD を用いたプロペラ形状最適化について有効性を確認できたことで、将来的には、船体やダクト型付加物の様な船尾付加物、プロペラ付加物とプロペラを組み合わせた複雑な粘性流場中での一体的な形状最適化についての実現に一步近づいたものと考ええる。今後、各形状の一体的な最適化について検討を進めることで、将来的に今日以上の最適化による推進性能向上達成が期待される。

10. 今後の課題

以下に、今後の課題を示す。

- プロペラ性能評価精度の改善を行う。たとえば、プロペラモデル作成方法の改善を図り、翼前縁および後縁部の曲面処理を可能にすることや、船体モデルを組み込んだ計算の実行などを考慮すべきと考える。
- 伴流分布の非均一性が強い船型を用いた最適化効果確認を行う。これは、本研究で用いた船型の伴流分布について非均一性が弱かったことで伴流中最適化による推進性能向上効果が明確に表れなかったため、非均一性がより強い船型での効果確認が必要と考えられるためである。
- 最適化アルゴリズムを逐次 2 次計画法から、より大域的最適解を得やすいアルゴリズムに変更することで、より高い性能向上効果を得ることが可能か確認する必要がある。

謝辞

本研究を進めるにあたり、横浜国立大学 日野孝則教授には多くの貴重なご指導、ご助言を賜りましたことを深く感謝するとともに、御礼申し上げます。また、横浜国立大学 鈴木教授には報告会などでの貴重なご助言を頂きましたことを、この場をお借りして御礼申し上げます。最後にジャパン マリンユナイテッド株式会社 技術研究所の方々には研究に関するご指導、ご助言を賜りましたこと、水槽試験の準備・実施に関するご協力を賜りましたことに御礼申し上げます。

参考文献

- 1) H. W. Lerbs : Moderately Loaded Propellers with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation, Trans, SNAME, Vol. 60, 1952, pp. 73-117
- 2) 安東潤 : 船尾伴流を考慮した高性能プロペラ設計法の開発, 科学研究費助成事業 (学術研究助成基金助成金) 研究成果報告書, 2011.
<https://kaken.nii.ac.jp/ja/grant/KAKENHI-PROJECT-23656552/>
- 3) F. Vesting, R.Bensow : Propeller Optimization Considering Sheet Cavitation and Hull Interaction, Second International Symposium on Marine Propulsors,2011
- 4) S. Gaggero, M.Viviani, et al. : A Design by Optimization of Tip Loaded Propellers, Fourth International Symposium on Marine Propulsors,2015
- 5) K. Shiraishi, K. Koyamai, H. LmKamiirisa. : A Calculation Method Based on QCM for Characteristics of Propeller with Energy Saving Duct in Steady Ships Wake, Fourth International Symposium on Marine Propulsors,2015
- 6) 新川大治郎 : プレスワールフィンによる旋回流が船舶の推進性能に及ぼす影響および旋回流中のプロペラ翼形状最適化に関する研究.
catalog.lib.kyushu-u.ac.jp/handle/2324/1654860/eng2552.pdf
- 7) T. Ikeda, K. Kimura et al. : Advanced propeller design optimization system based on open source codes and its application, Proceedings of PRADS2016, 2016
- 8) 池田剛大, 木村校優他 : 変動圧力を考慮した高効率プロペラ設計システムの構築とその応用, 日本船舶海洋工学会講演論文集 Vol. 24, 2017, pp. 495-500
- 9) J. Park, G. Choi, D. Park : Systematic propeller optimization considering hull interaction based on CFD, Proceedings of PRADS2016, 2016
- 10) 岡本直也, 鈴木和夫他 : BHP 最小化を目的として船尾船型最適化手法 (第一報) -最適化手法の開発-, 日本船舶工学会論文集, Vol. 23, 2016, pp. 19-26

- 11) 犬飼泰彦, 金子唯明他 : 船用書エネ装置 IHI-MU 半円型ダクトの作動原理と実船流場への適用, IHI 技報, Vol. 50, No.4, 2010, pp. 33-38
- 12) 大内一之, 小倉理一他 : PBCF(Propeller Boss Cap Fins)の研究開発 -プロペラボス後部流れの改善-, 日本造船学会論文集, 第 163 号, 1988, pp. 66-78
- 13) 穴井宏和 : 数値最適化の実践ガイド, 講談社, 2013, pp. 85-90
- 14) ASNOP 研究会 : パソコン FORTRAN 版 非線形最適化プログラミング, 日刊工業新聞社, 1991, pp. 70-75
- 15) 山崎正三郎 : 設計図表と理論設計を用いたプロペラ設計, 第 5 回 船用プロペラに関するシンポジウム, 日本船舶海洋工学会, 2005, pp. 1-32
- 16) L, Eça, M. Hoekstra : A procedure for the estimation of the numerical uncertainty of CFD calculations based on grid refinement studies, Journal of Computational Physics 262, 2014, pp. 104-130
- 17) Guide to the Expression of Uncertainty in Experimental Hydrodynamics, ITTC - Recommended Procedures and Guidelines, 7.5-02-01-01, 2008
- 18) ANSYS, Inc. : ANSYS FLUENT 理論ガイド, Release 16.0, 2016
- 19) 笹島秀雄, 田中一郎, 鈴木敏夫 : 肥大船の伴流分布, 造船協会秋季講演会, 1966
- 20) 家永稜威雄, 門井弘行他 : Wake Adapted Propeller に関する実験的研究, 西部造船会第 56 回例会, 1978
- 21) 萩原誠功, 山崎正三郎他 : 船舶海洋工学シリーズ⑪ 船舶性能設計, 成山堂書店, 2013

Figures

2. プロペラ最適化システムの構築」

2.1 最適化システム概略

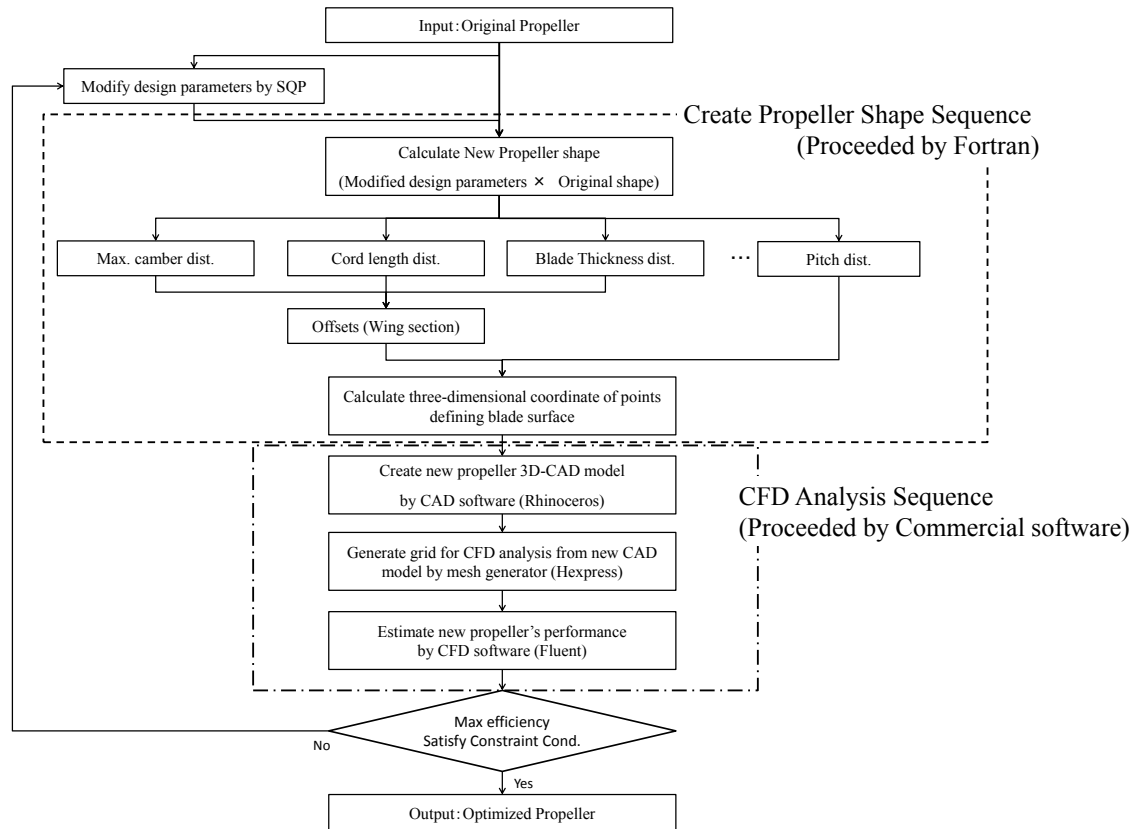


Fig. 2.1.1 Flowchart of propeller optimization system.

4. プロペラ形状の変更

4.1 変形率分布の定義

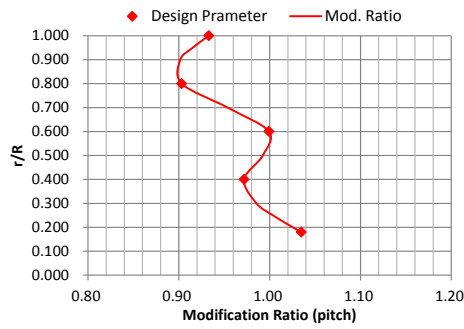


Fig.4.1.1 An example of modification ratio distribution of pitch.

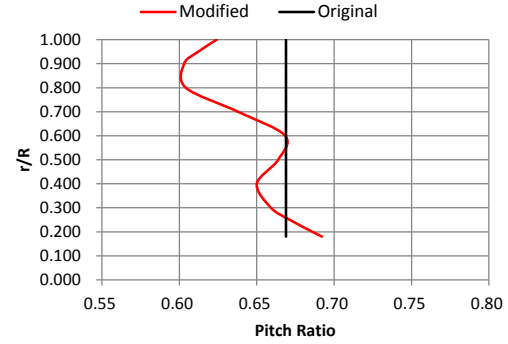


Fig.4.1.2 An example of original and modified pitch ratio distribution.

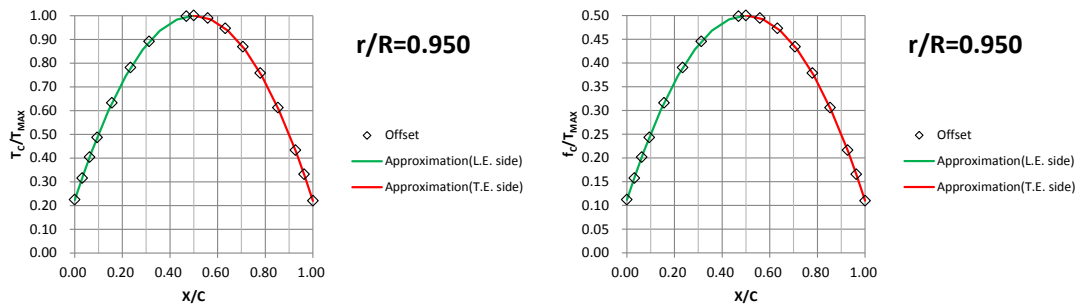


Fig.4.2.1 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.950$. (Left: Thickness, Right: Camber)

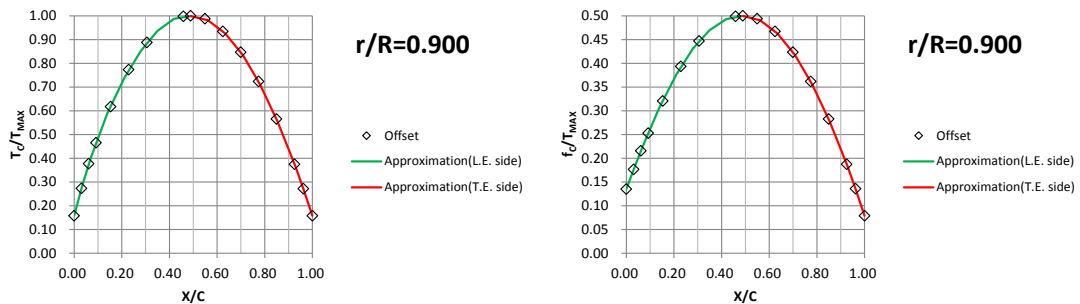


Fig.4.2.2 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.900$. (Left: Thickness, Right: Camber)

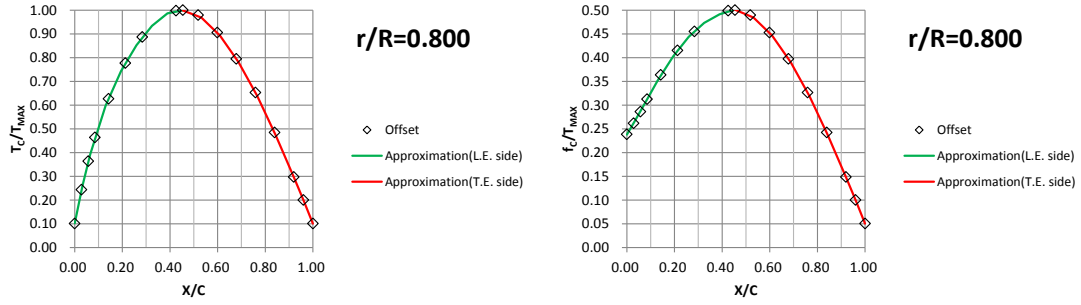


Fig.4.2.3 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.800$. (Left: Thickness, Right: Camber)

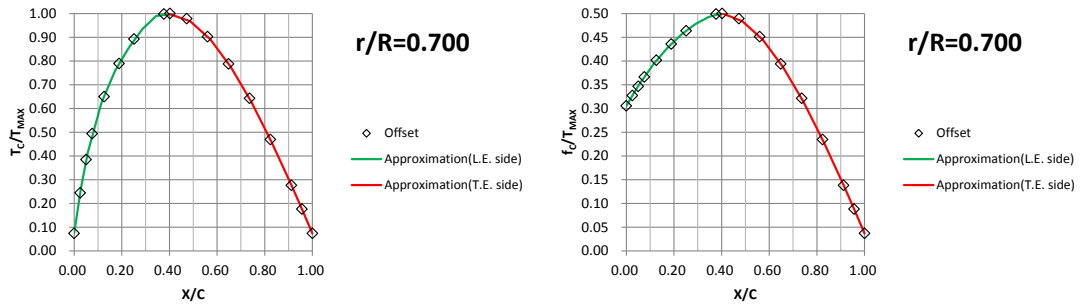


Fig.4.2.4 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.700$. (Left: Thickness, Right: Camber)

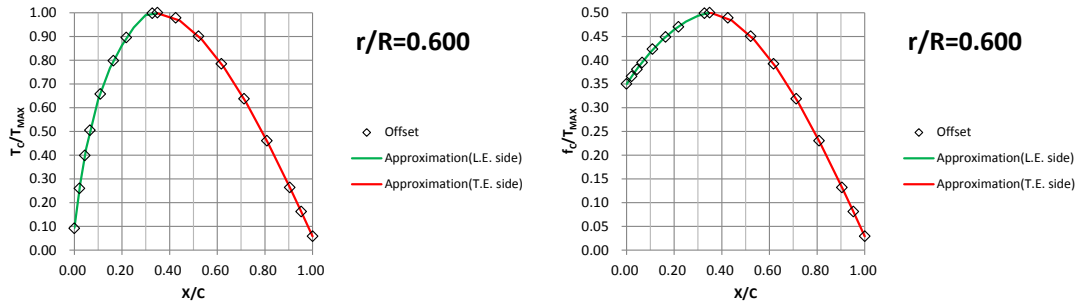


Fig.4.2.5 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.600$. (Left: Thickness, Right: Camber)

4.2 MAU プロペラ翼断面の変形方法

4.2.1 キャンバー分布・翼厚分布の多項式近似

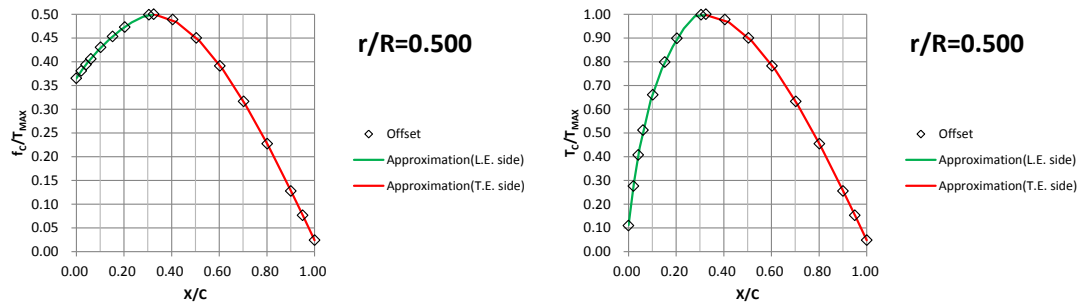


Fig.4.2.6 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.500$. (Left: Thickness, Right: Camber)

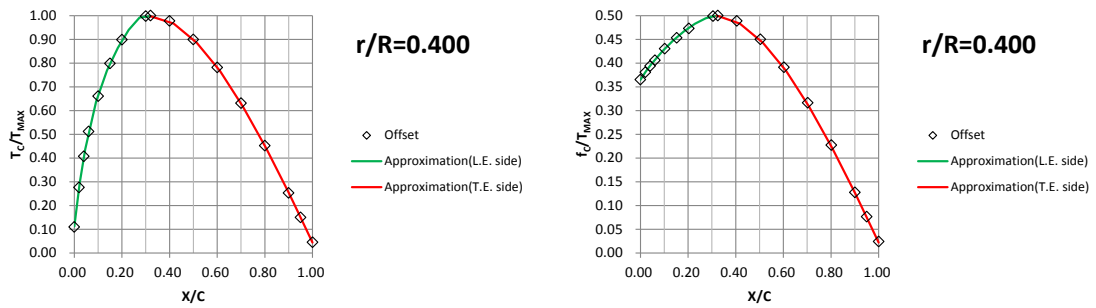


Fig.4.2.7 Comparisons of thickness and camber distribution between offset and approximation at $r/R=0.400$. (Left: Thickness, Right: Camber)

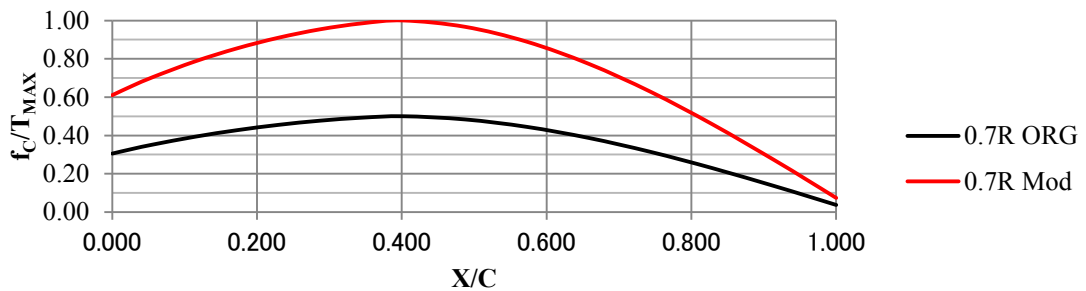


Fig.4.2.8 Comparison of chordwise camber distribution between Original propeller and modified propeller.

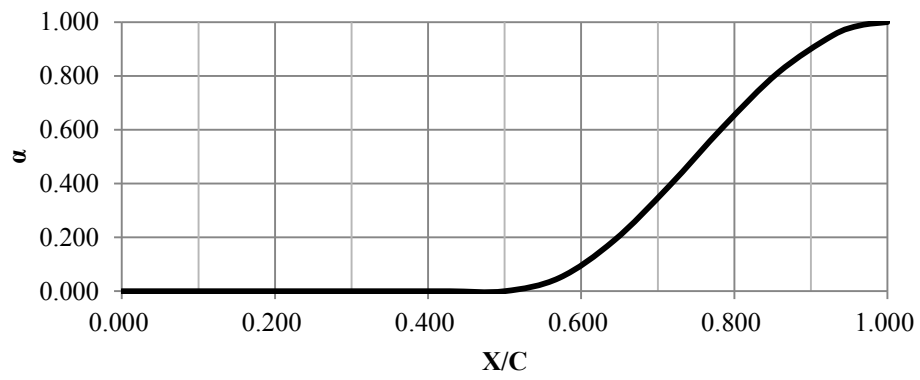


Fig.4.2.9 Modification function at $r/R=0.950$

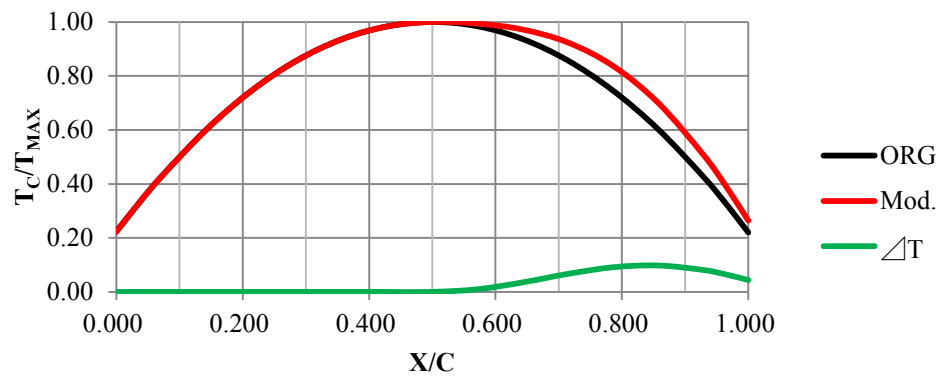


Fig.4.2.10 Comparison of chordwise thickness distribution at $r/R=0.950$

4.3 三次元プロペラ CAD モデルの作成

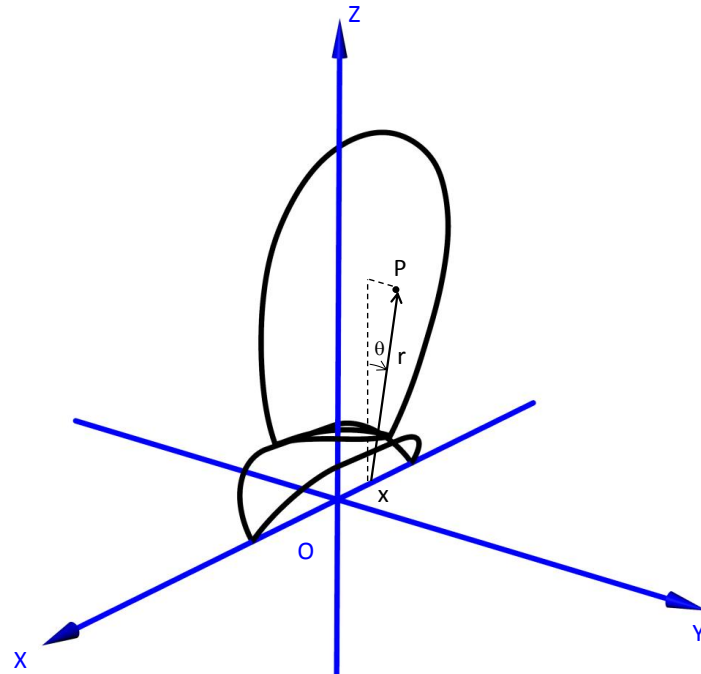


Fig.4.3.1 Coordinate system

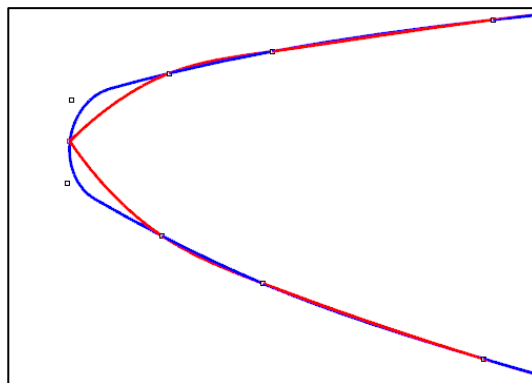


Fig.4.3.2 Comparison of leading edge shape between with and without curve surface.
(Blue: with, Red: without)

5. CFD を用いたプロペラ性能評価

5.1 計算条件

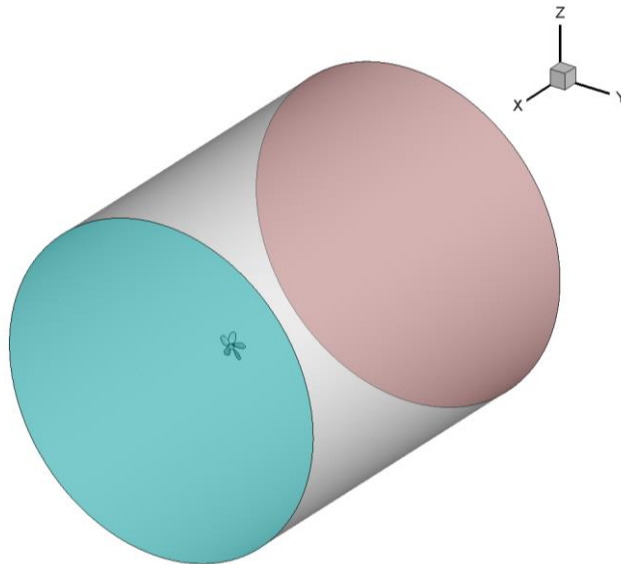


Fig.5.1.1 Calculation Region.

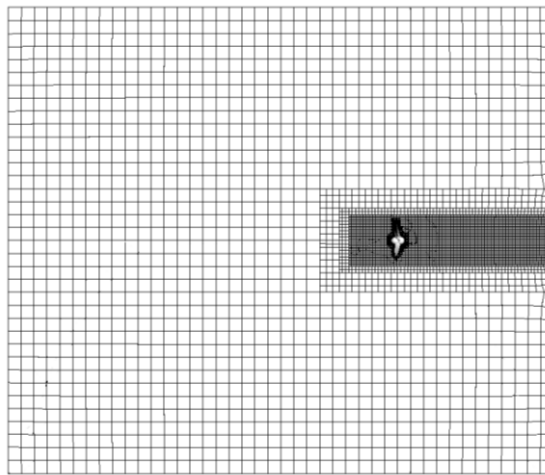


Fig.5.1.2 Grid distribution at center line.

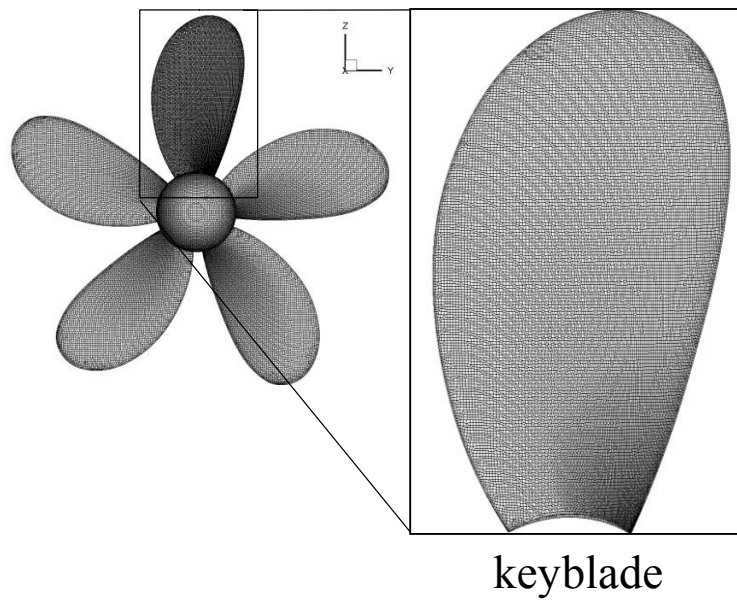


Fig.5.1.3 Grid distribution on propeller surface.

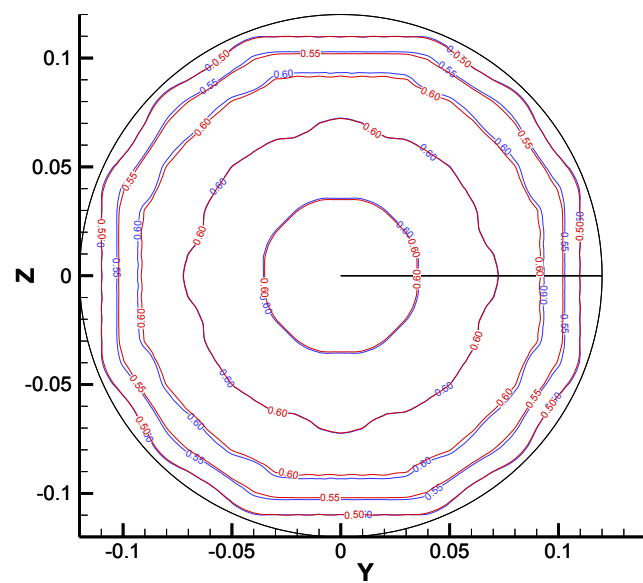


Fig.5.1.4 Velocity distribution

5. CFD を用いたプロペラ性能評価

5.2.4 圧力-速度連成

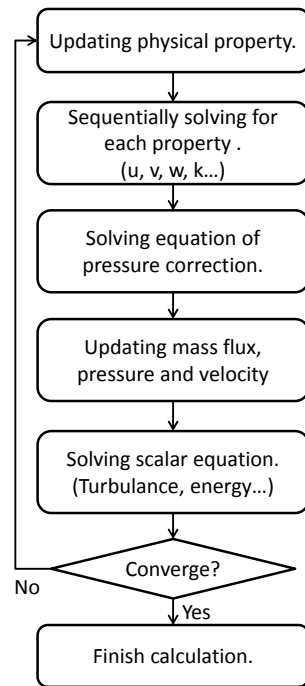


Fig.5.2.1 Flowchart of pressure based solver

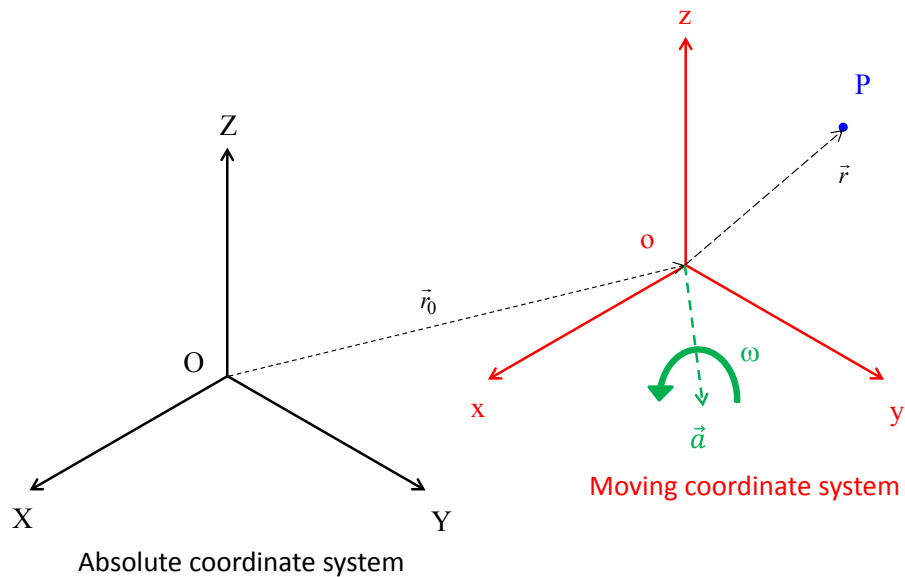


Fig.5.2.2 Relationship of coordinate system.

6. 最適化システムの有効性確認

6.2 最適化計算結果

6.2.1 プロペラ性能比較

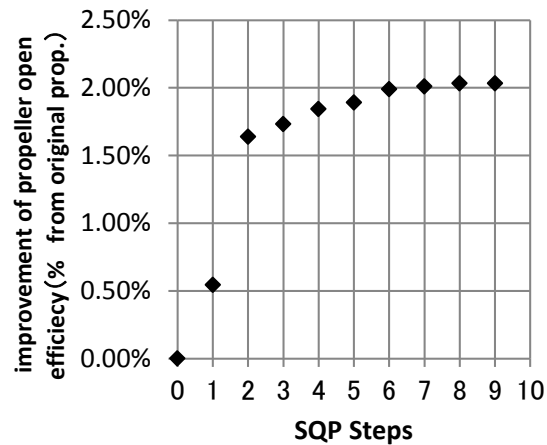


Fig.6.2.1 Optimization history of SQP steps.

6.2.2 プロペラ形状比較

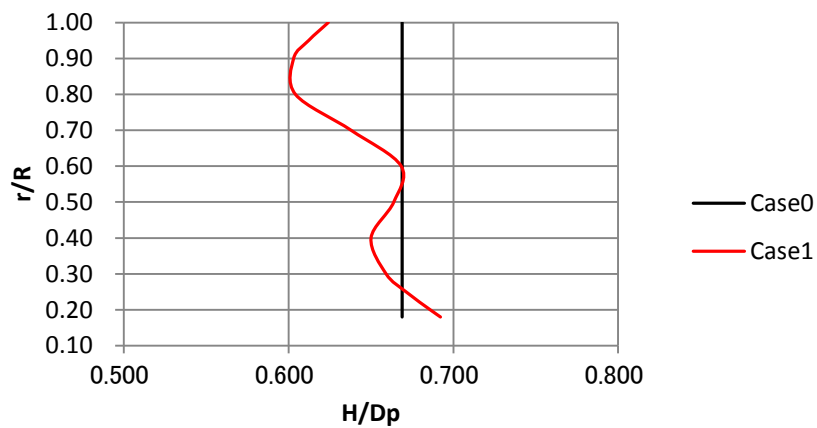


Fig.6.2.2 Comparison of pitch distribution between Case0 and Case1.

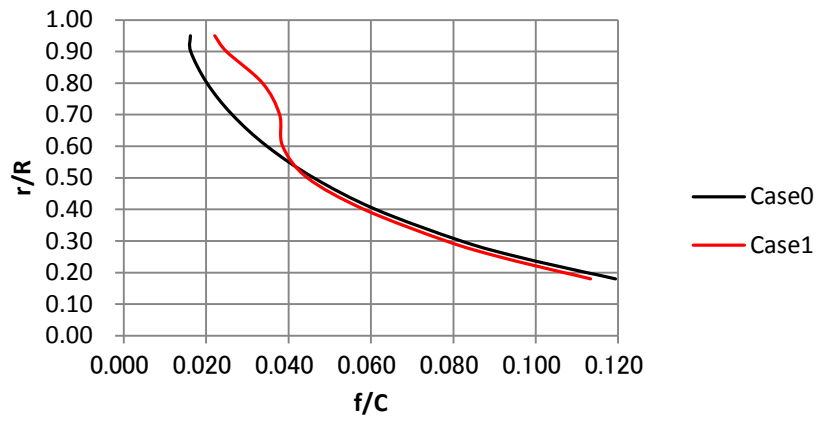


Fig.6.2.3 Comparison of camber distribution between Case0 and Case1.

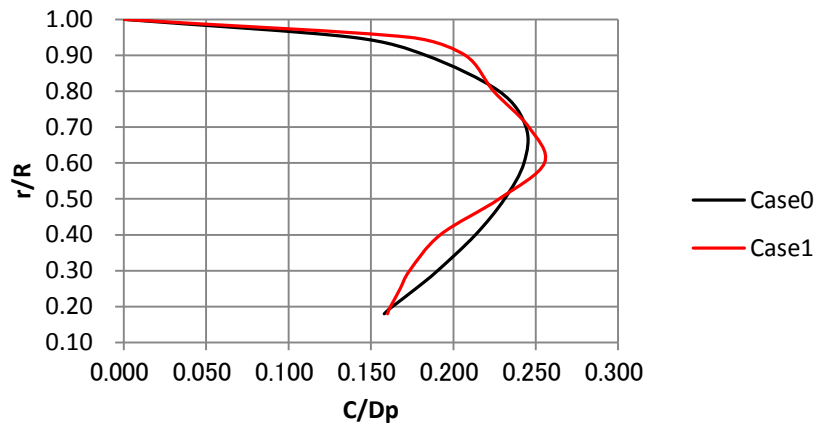


Fig.6.2.4 Comparison of cord length distribution between Case0 and Case1.

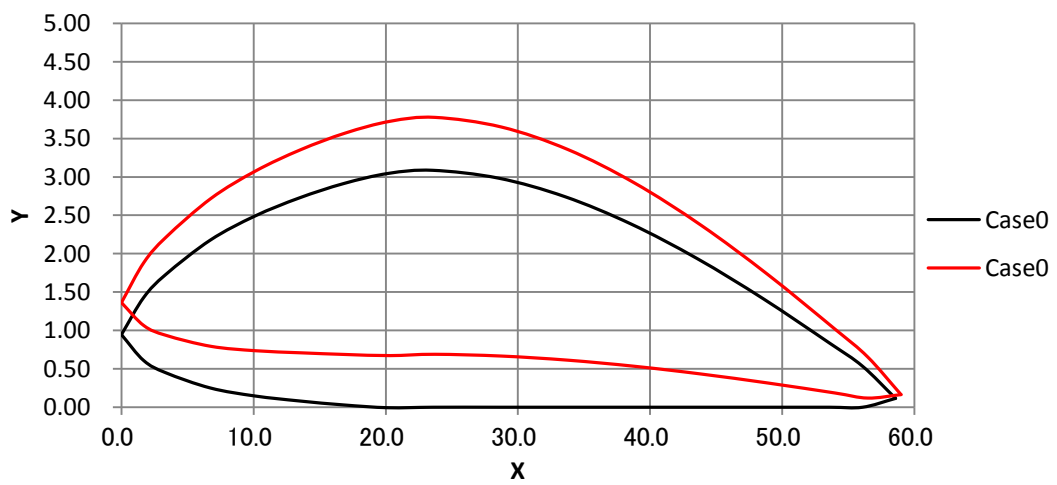


Fig. 6.2.5 Comparison of blade section at $0.70R$ between Case0 and Case1.

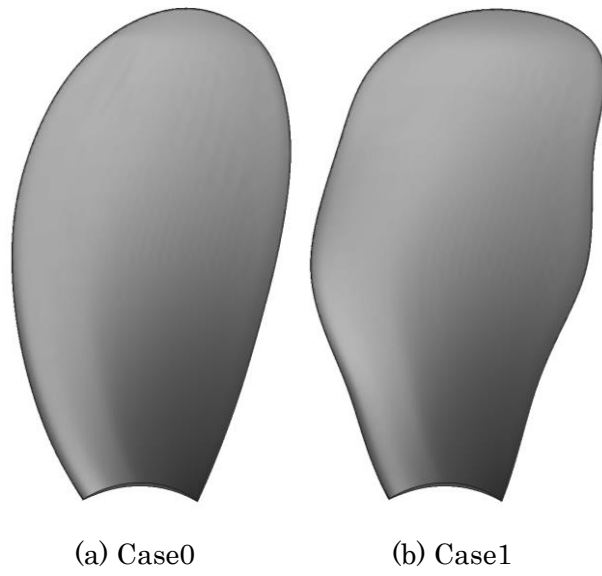


Fig.6.2.6 Comparison of blade shapes between Case0 and Case1.

6.2.3 プロペラ表面圧力比較

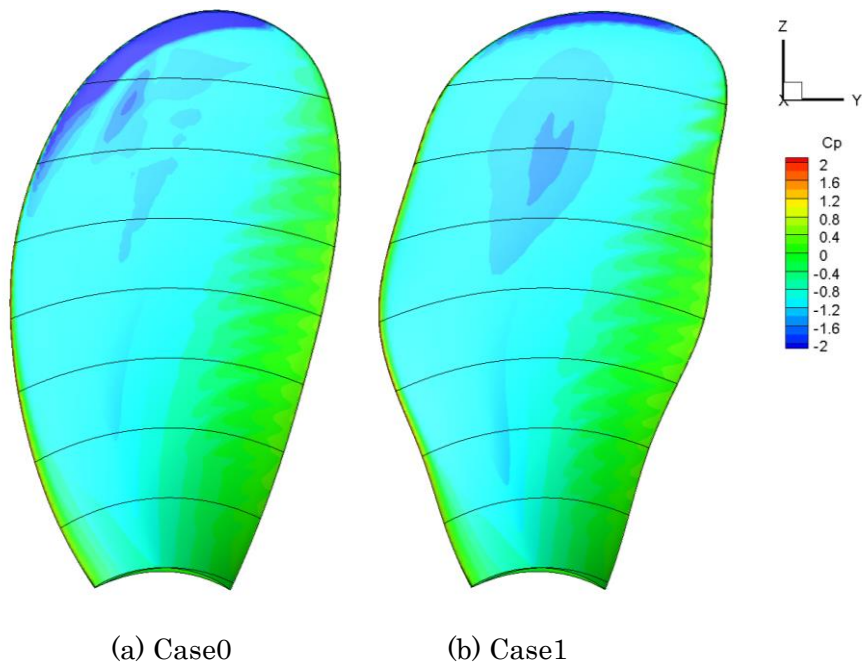


Fig.6.2.7 Comparison of pressure distribution on back side between Case0 and Case1.

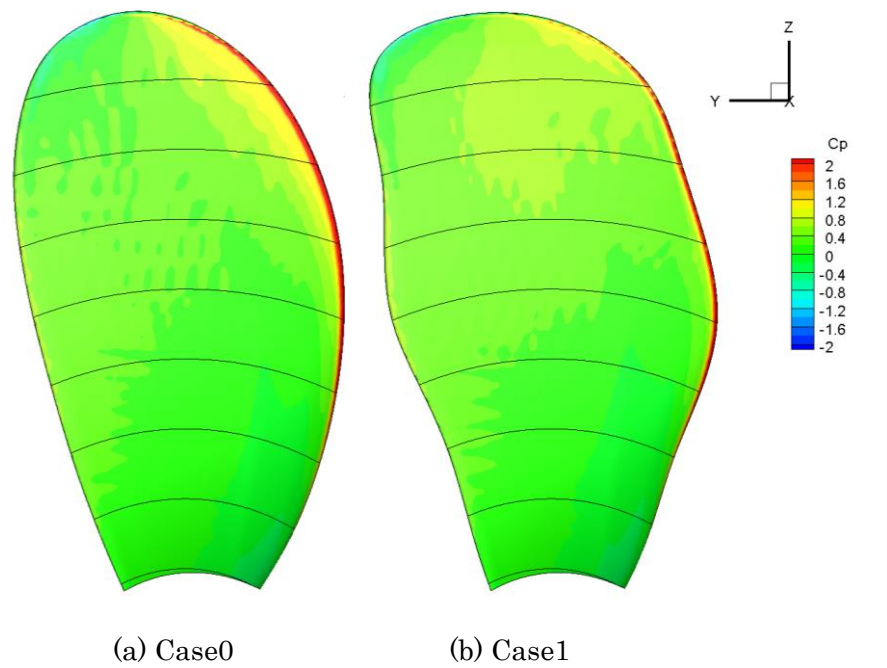


Fig.6.2.8 Comparison of pressure distribution on face side between Case0 and Case1.

6.3 水槽試験による効果の確認

6.3.1 水槽試験条件

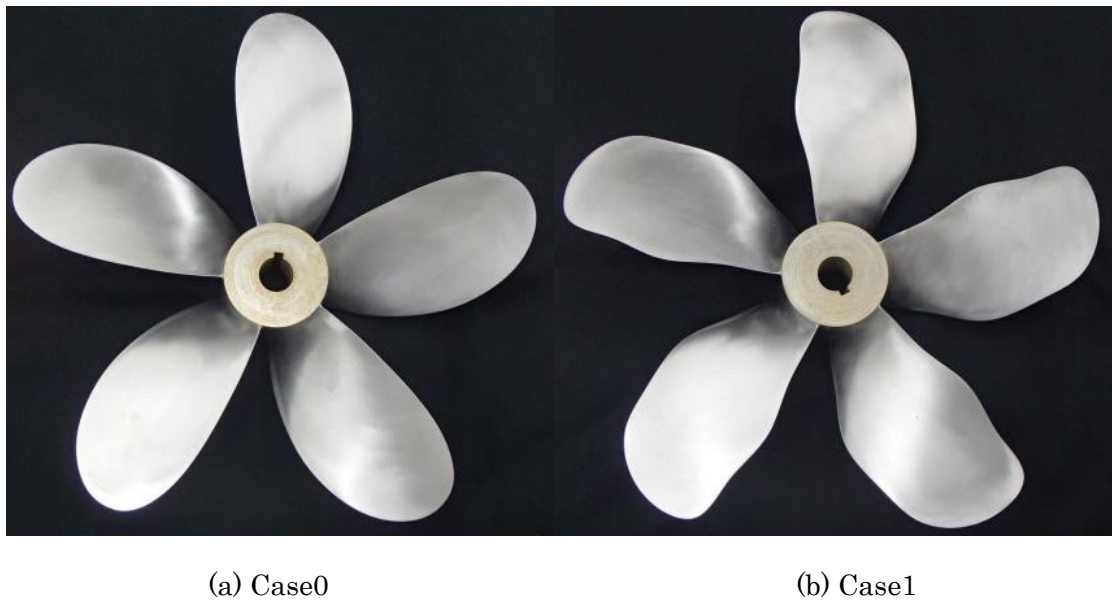


Fig.6.3.1 Photos of model propeller.

6.3.2 水槽試驗結果

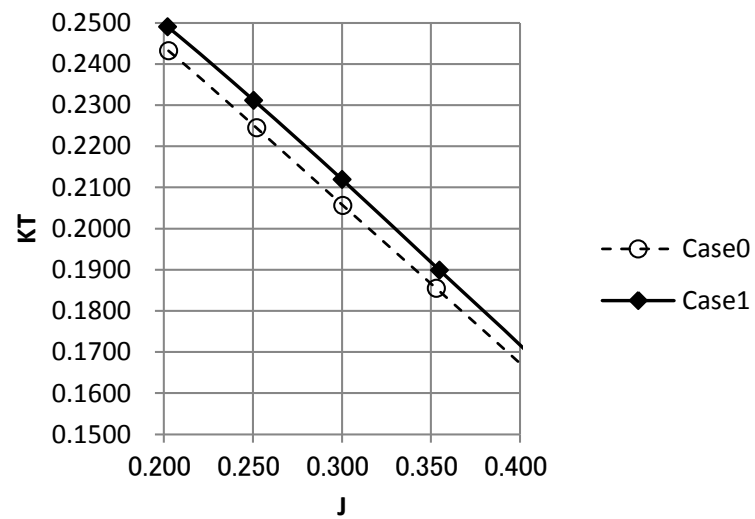


Fig.6.3.2 Comparison of thrust coefficient between Case0 and Case1(Tank test result).

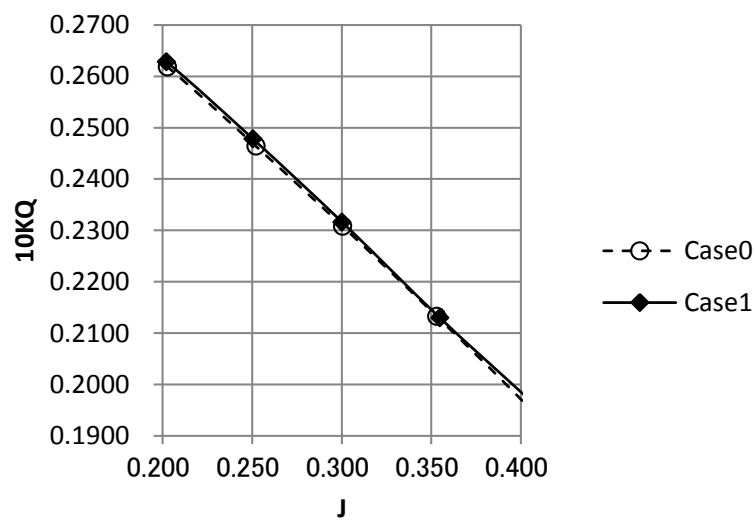


Fig.6.3.3 Comparison of torque coefficient between Case0 and Case1(Tank test result).

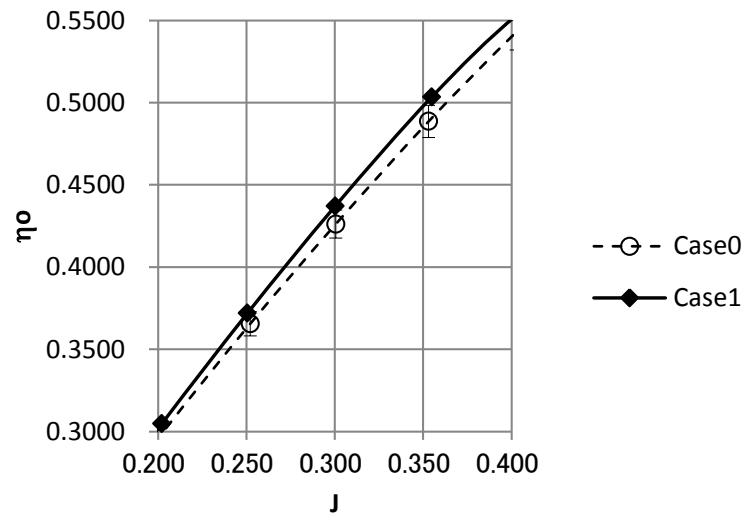


Fig.6.3.4 Comparison of propeller open efficiency between Case0 and Case1 (Tank test result).

7. 伴流中最適化

7.1 供試船型

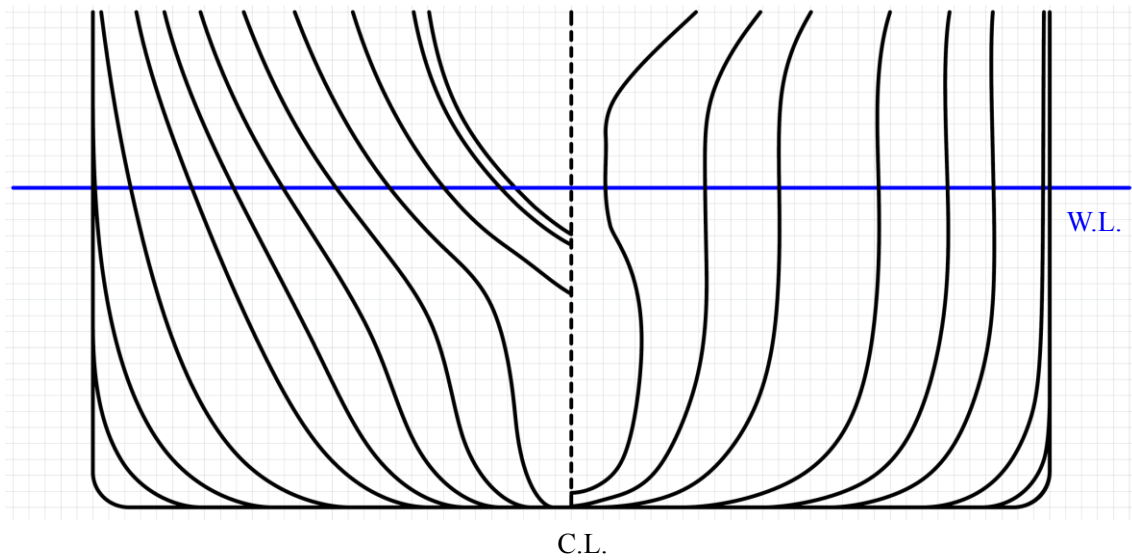


Fig.7.1.1 Body plan of Ship A

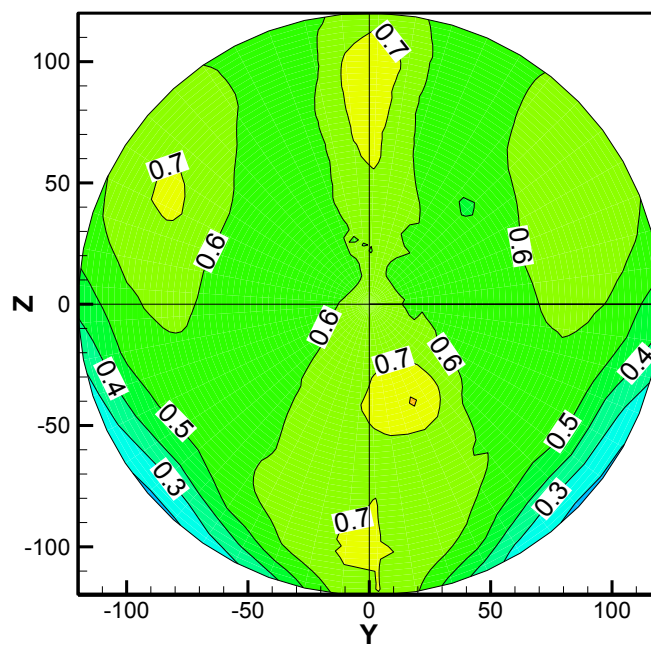


Fig.7.1.2 Wake distribution at propeller position of ship A.

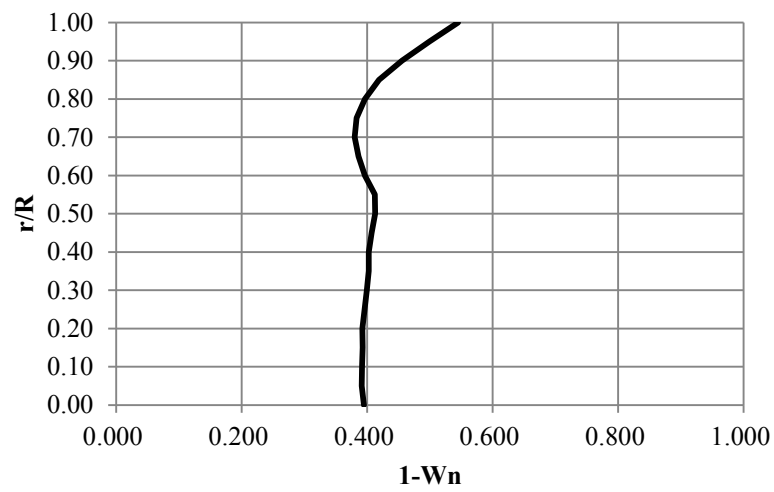


Fig. 7.1.3 Averaged nominal wake distribution of ship A.

7.2 母型プロペラ

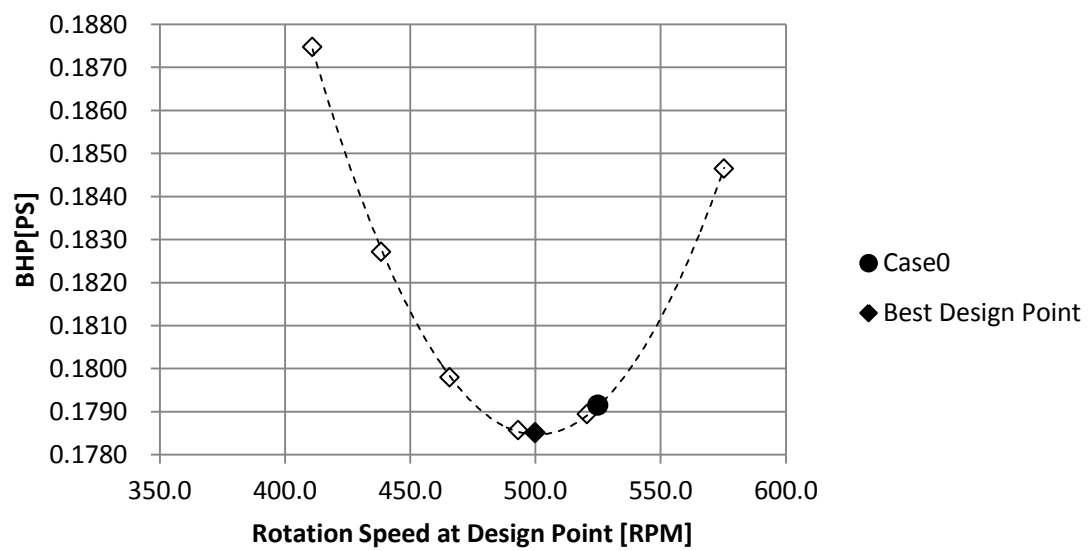


Fig.7.2.1 MAU design result for ship A at each design point.

7.3 伴流中プロペラ性能計算

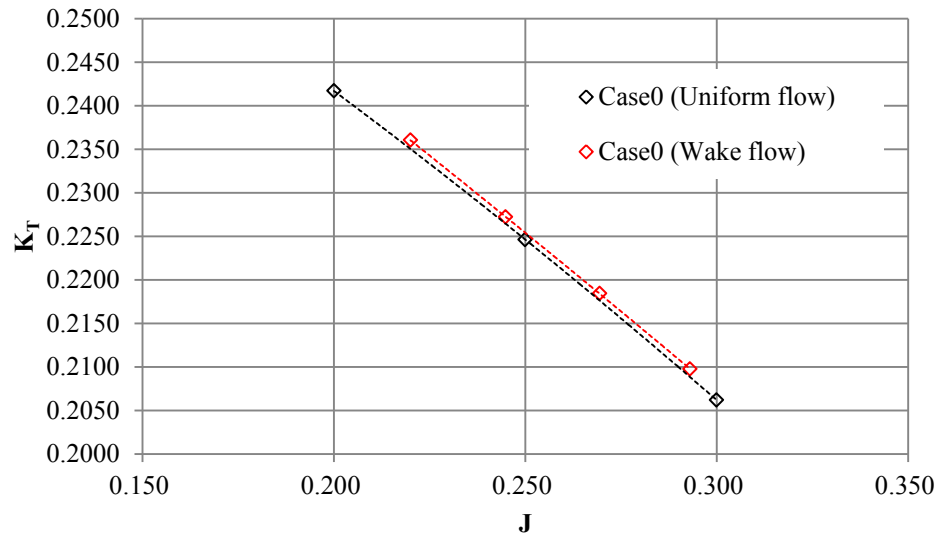


Fig.7.3.1 Estimation result of thrust characteristic of case0.

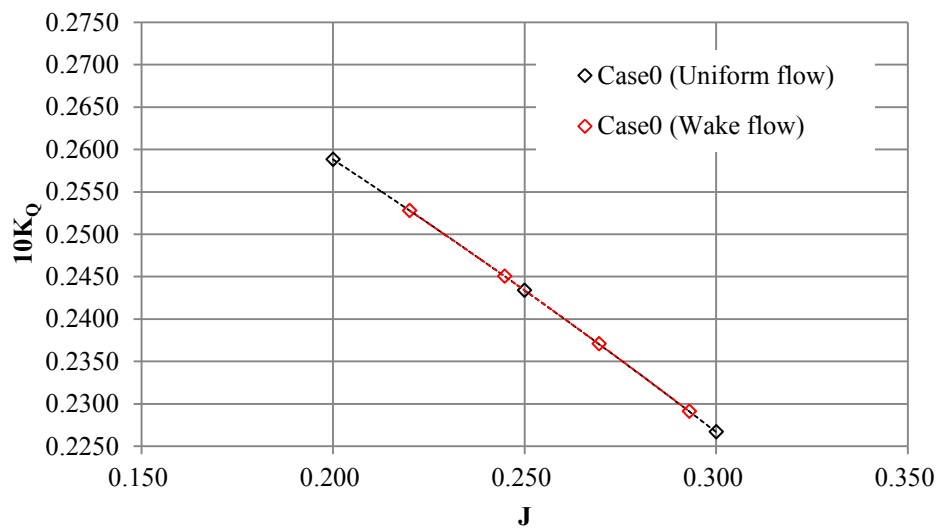


Fig.7.3.1 Estimation result of torque characteristic of case0.

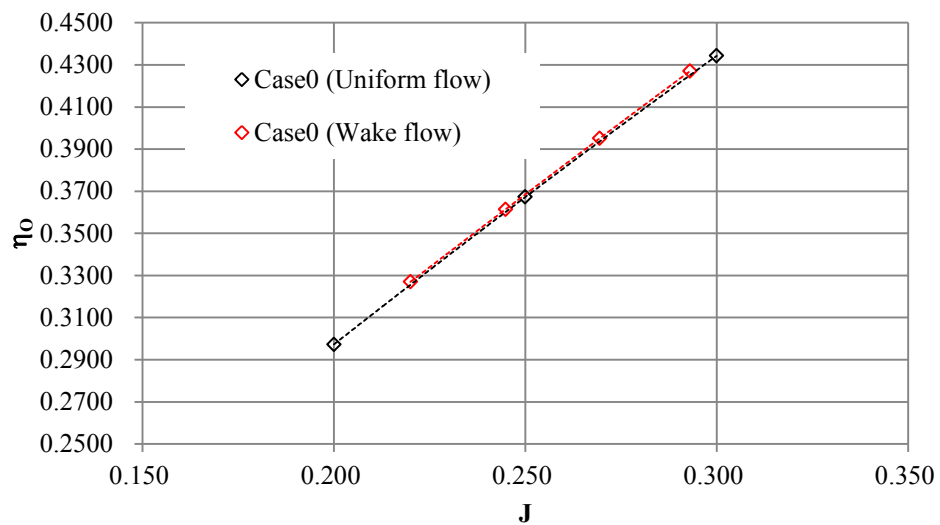


Fig.7.3.1 Estimation result of propeller open efficiency characteristic of case0.

7.5 最適化計算結果

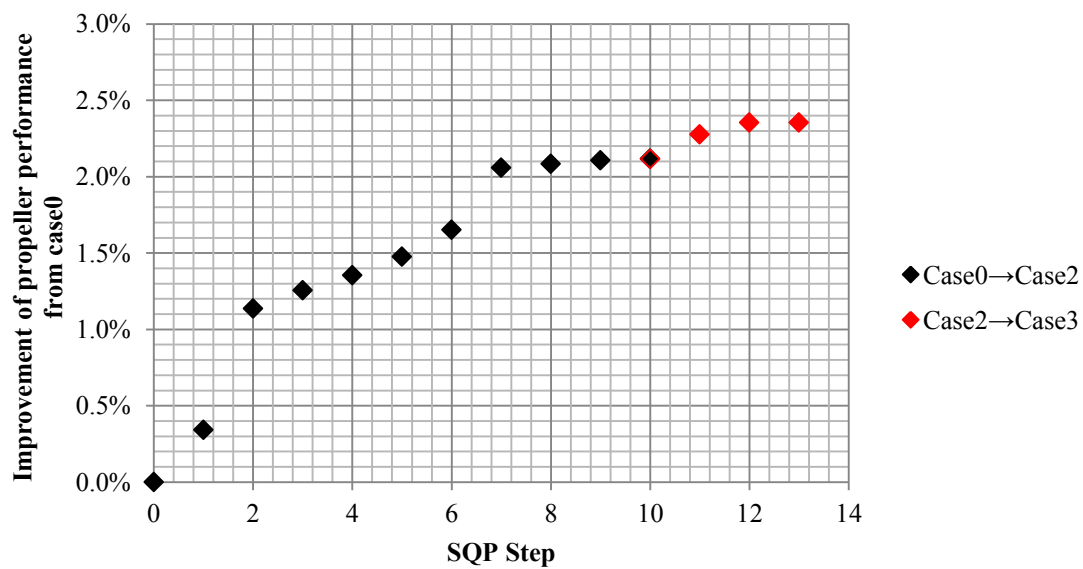


Fig.7.5.1 Optimization history of SQP steps. (From Case0 to Case3)

7.5.1 プロペラ形状比較

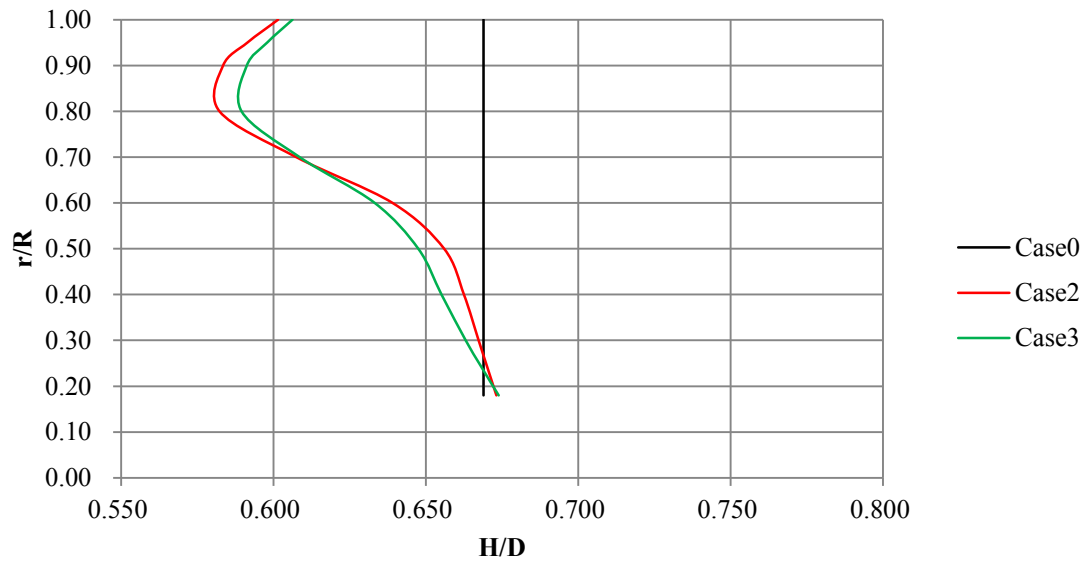


Fig.7.5.2 Comparison of pitch distribution between Case0, case2 and Case3.

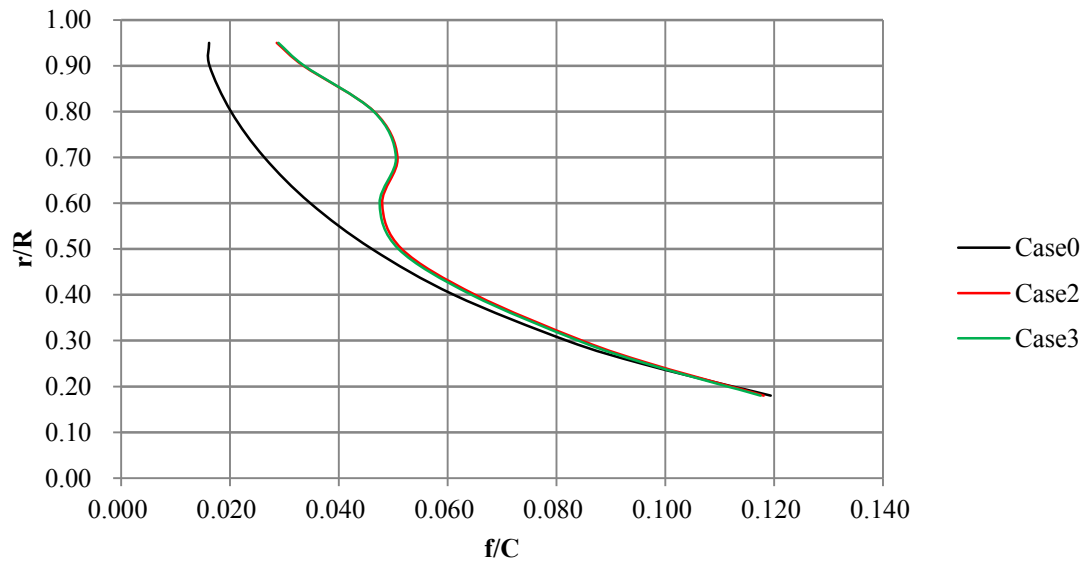


Fig. 7.5.3 Comparison of camber distribution between Case0, case2 and Case3.

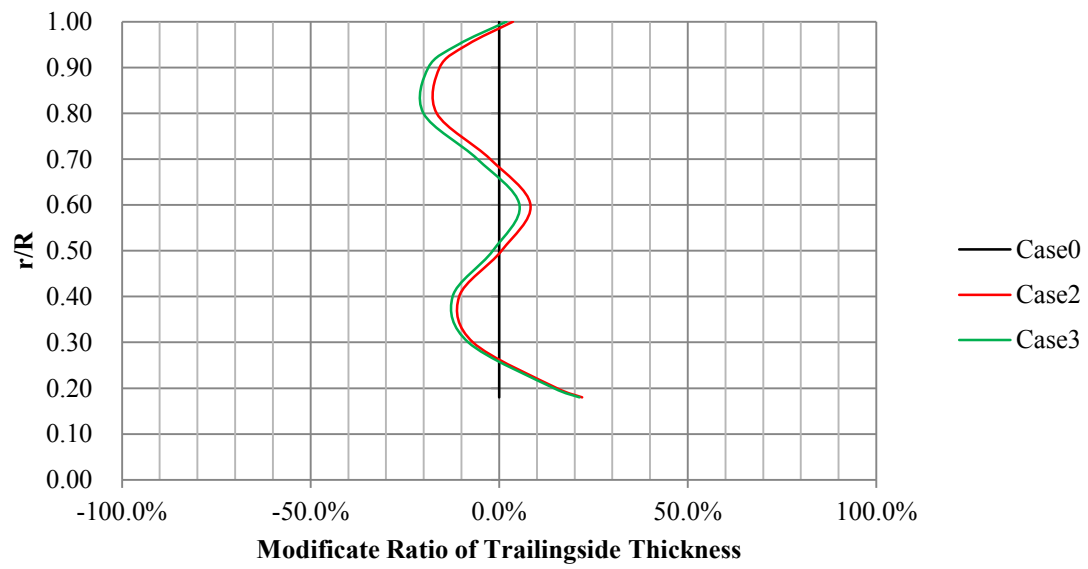


Fig. 7.5.4 Comparison of thickness reduction ratio distribution between Case0, case2 and Case3.

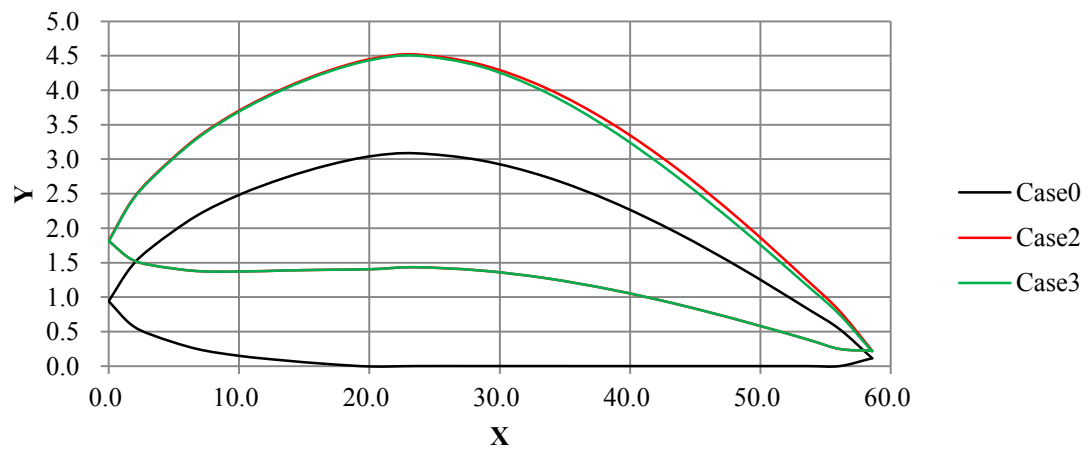


Fig. 7.5.5 Comparison of blade section at 0.70R between Case0, Case2 and Case3.

7.5.2 プロペラ性能比較

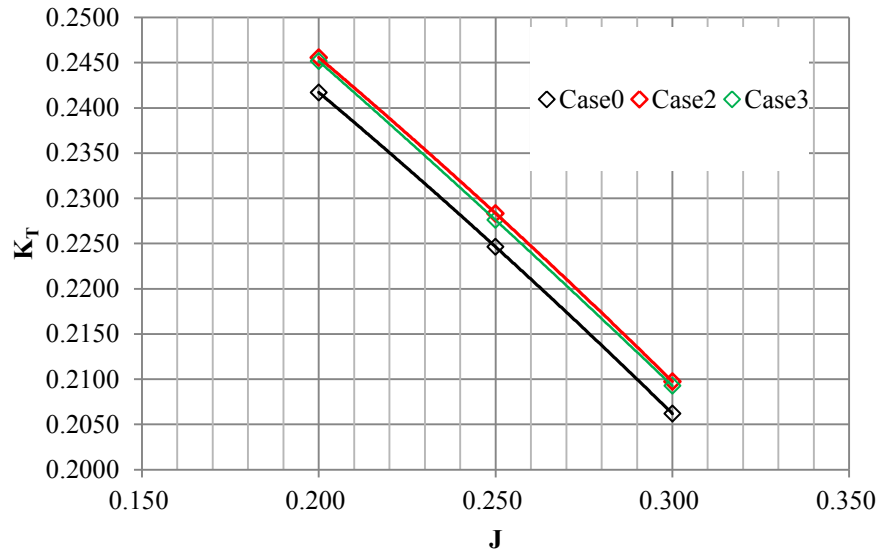


Fig.7.5.6 Comparison of thrust coefficient between Case0, case2 and Case3.

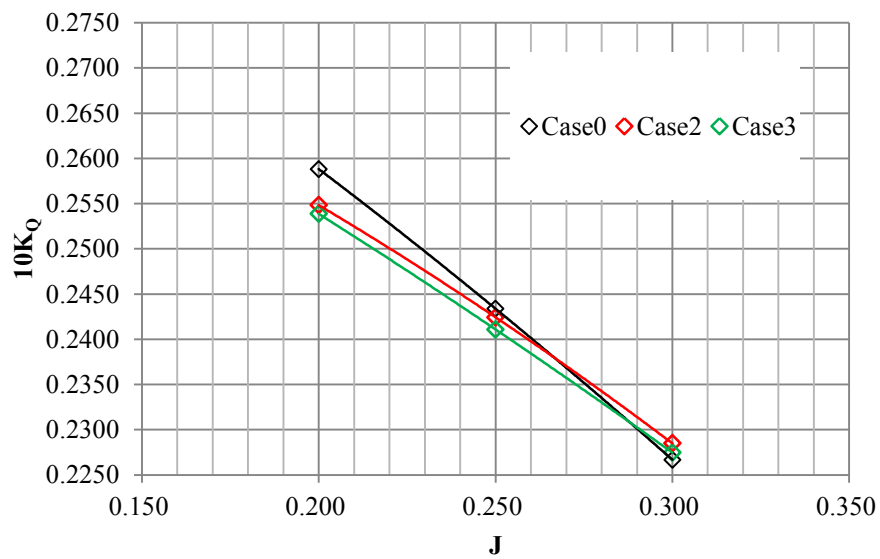


Fig.7.5.7 Comparison of torque coefficient between Case0, case2 and Case3.

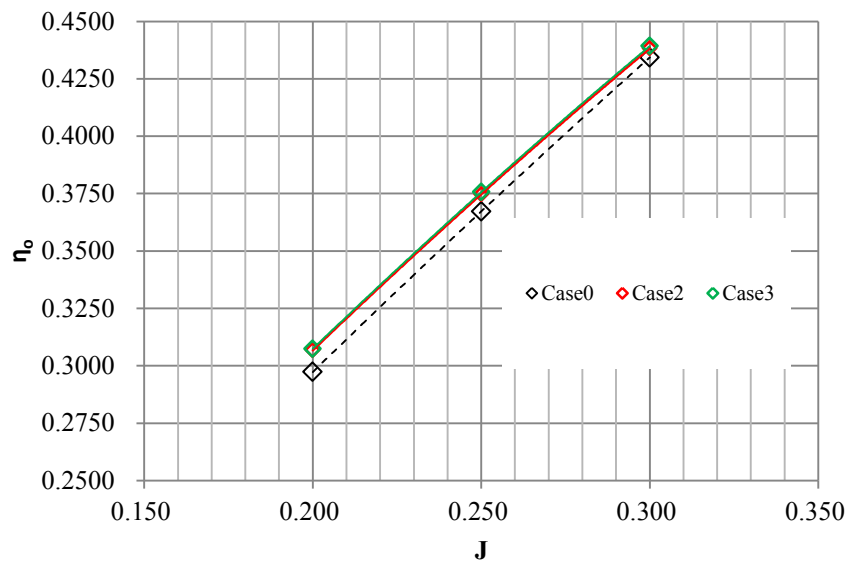


Fig.7.5.8 Comparison of propeller open efficiency between Case0, case2 and Case3.

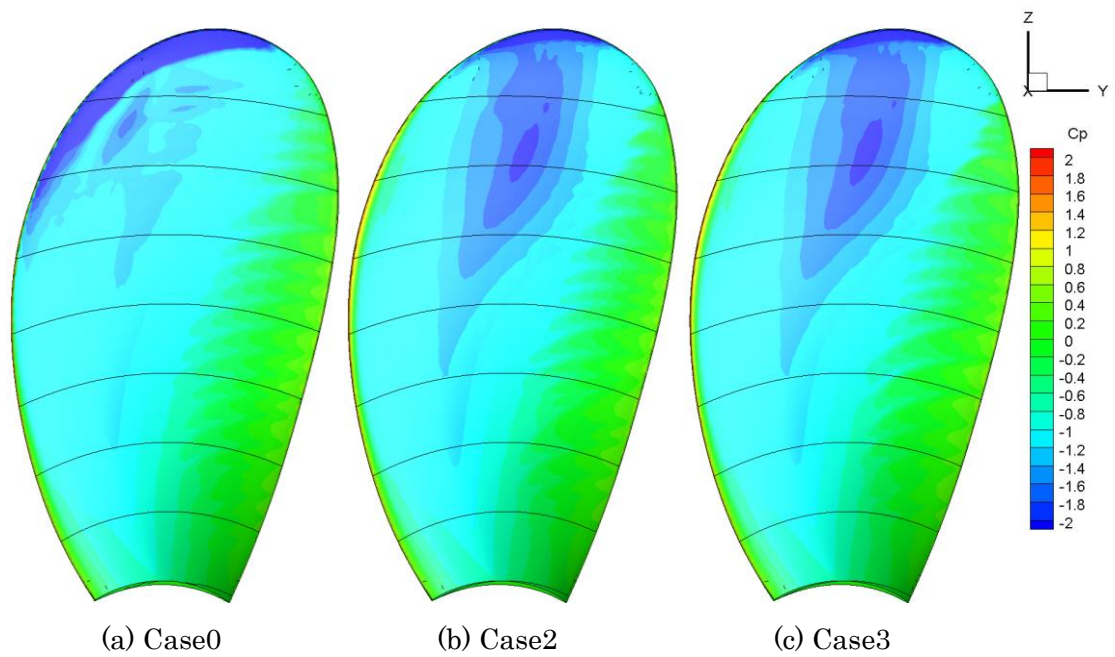


Fig.7.5.9 Comparison of pressure distribution on back side.

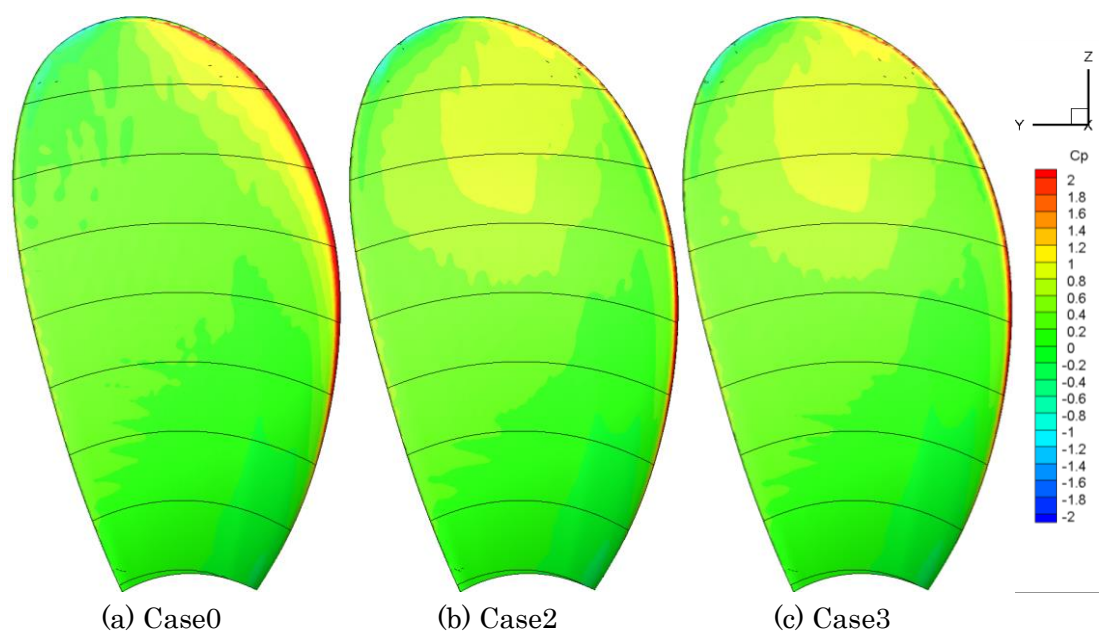


Fig.7.5.10 Comparison of pressure distribution on face side.

7.6 水槽試験結果



(a) Case0

(b) Case3

Fig.7.6.1 Photo of model propellers.

7.6.1 伴流計測結果

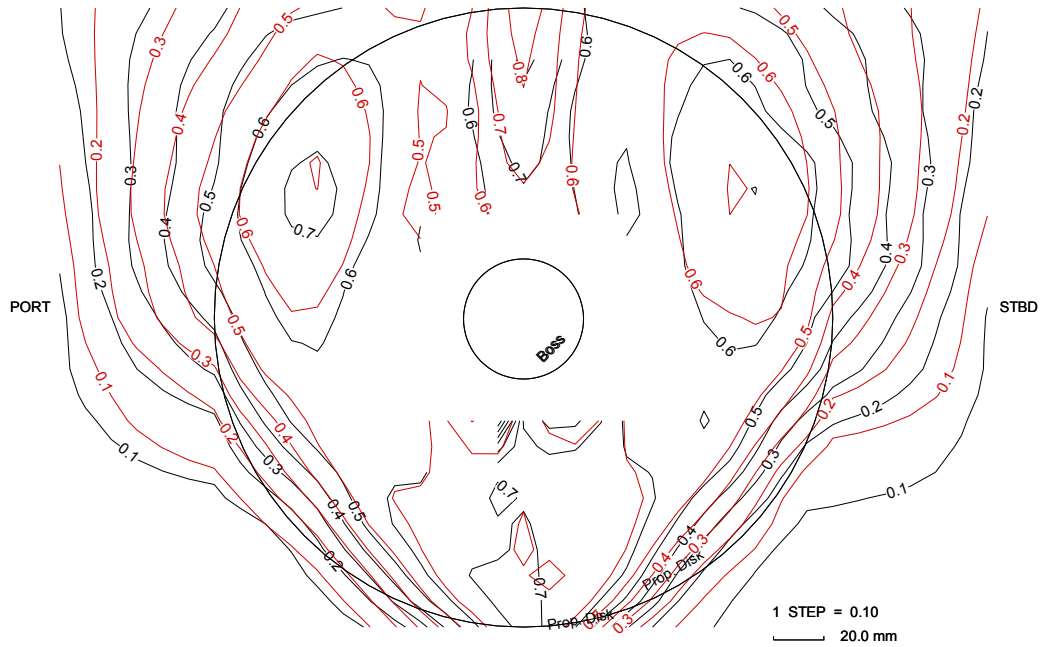


Fig.7.6.1 Wake measurement results of ship A.

7.6.2 プロペラ単独試験結果

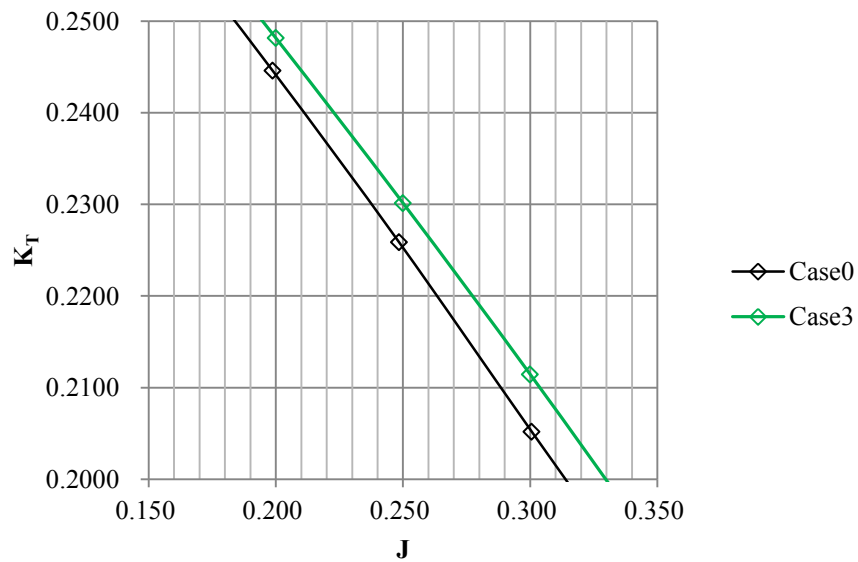


Fig.7.6.2 Comparison of thrust coefficient between Case0 and Case3. (Tank test)

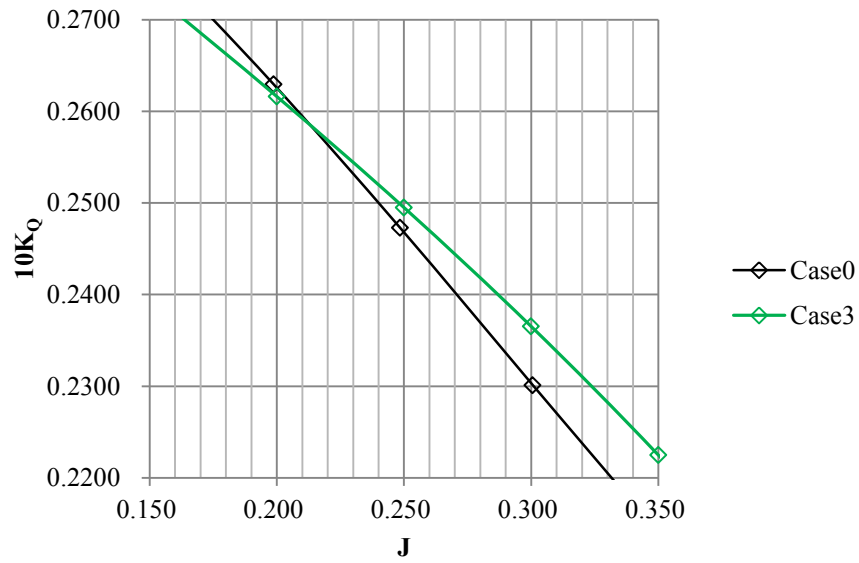


Fig.7.6.3 Comparison of torque coefficient between Case0 and Case3. (Tank test)

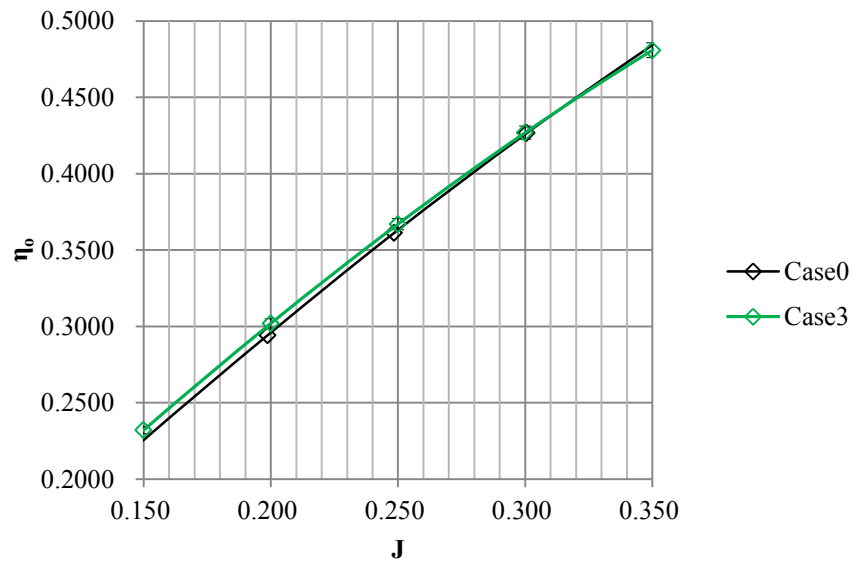


Fig.7.6.4 Comparison of propeller open efficiency between Case0 and Case3. (Tank test)

7.6.3 自航試験結果

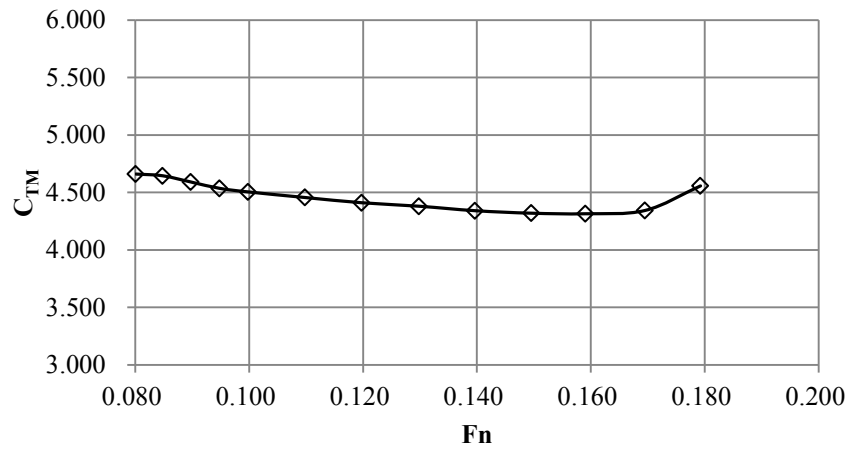


Fig.7.6.5 Total resistance curve of ship A

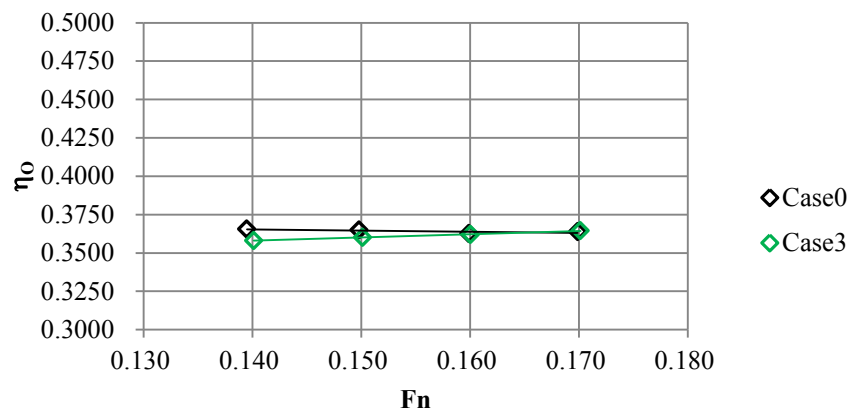


Fig.7.6.6 Self-propulsion test results. (η_0)

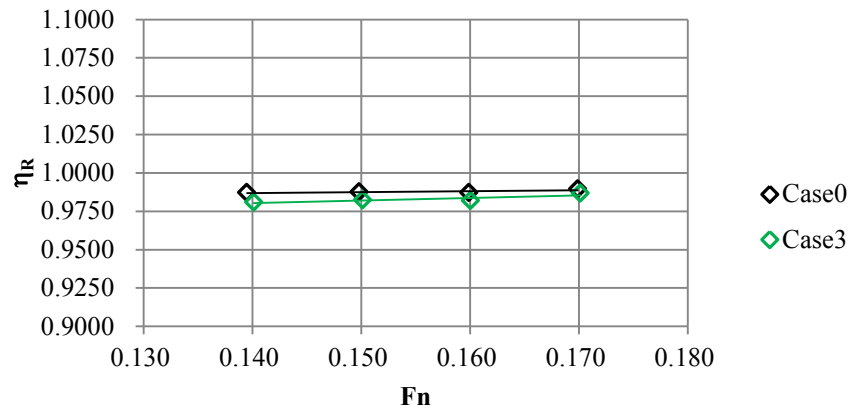


Fig.7.6.7 Self-propulsion test results. (η_R)

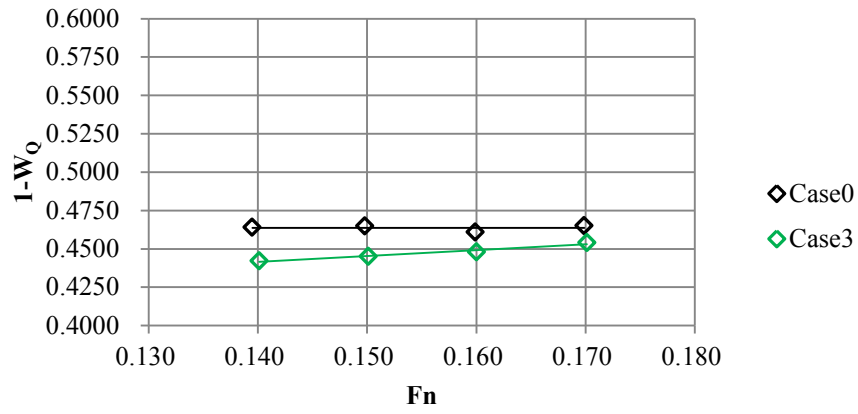


Fig.7.6.8 Self-propulsion test results. ($1-W_Q$)

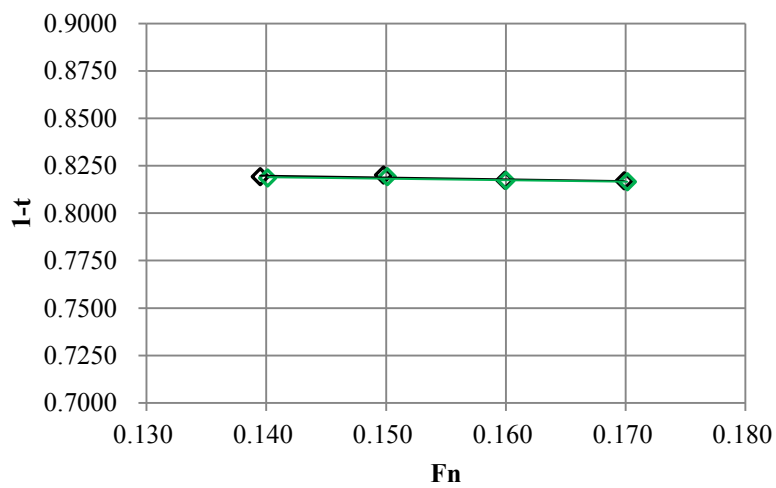


Fig.7.6.9 Self-propulsion test results. ($1-t$)

8. キャビテーション性能を考慮した最適化

8.1 Case2 のキャビテーション性能

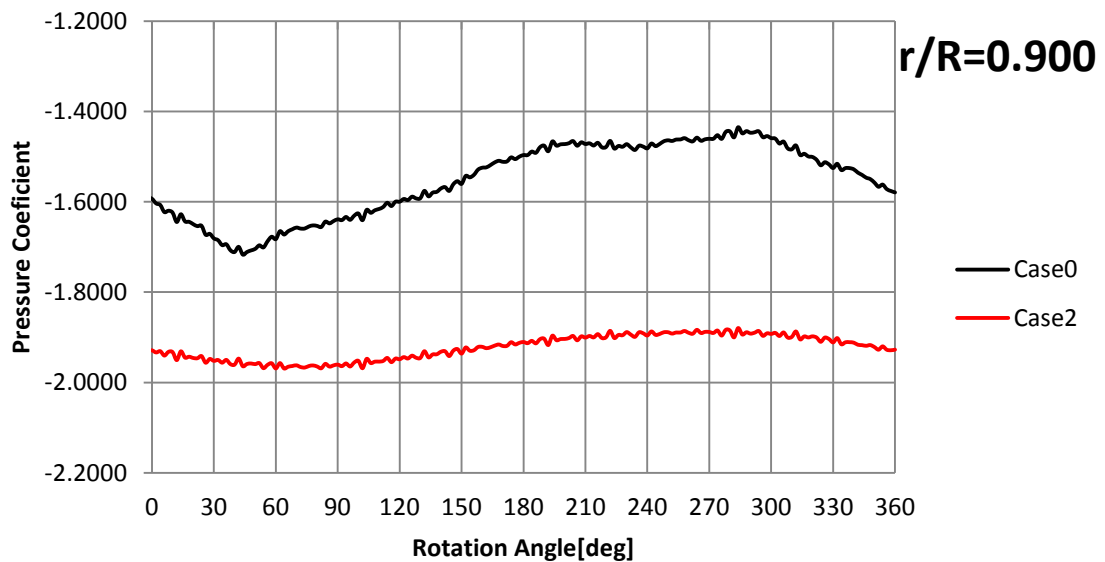


Fig.8.1.1 Pressure time series at reference point on $r/R=0.900$.

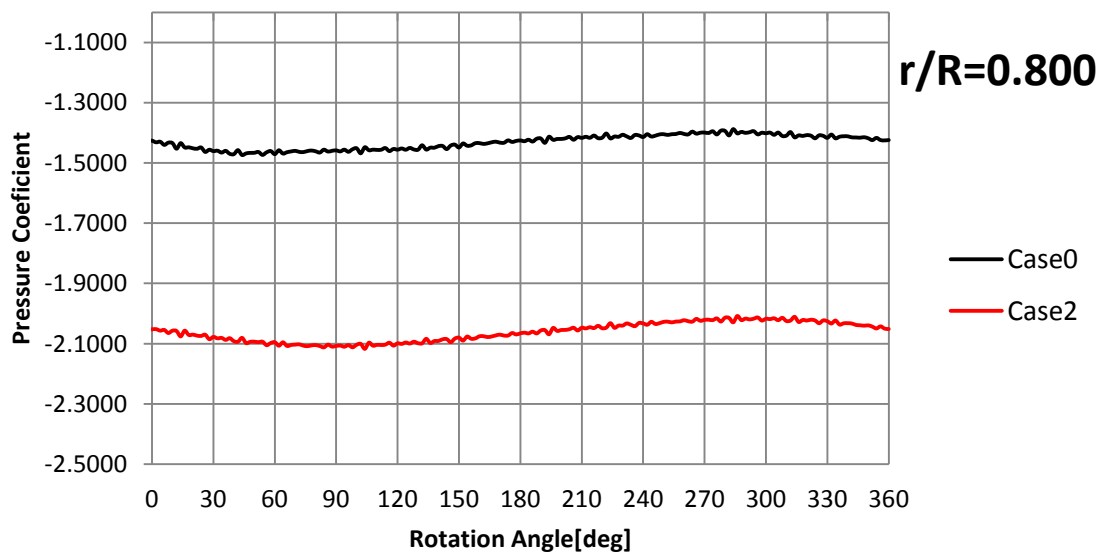


Fig.8.1.2 Pressure time series at reference point on $r/R=0.800$.

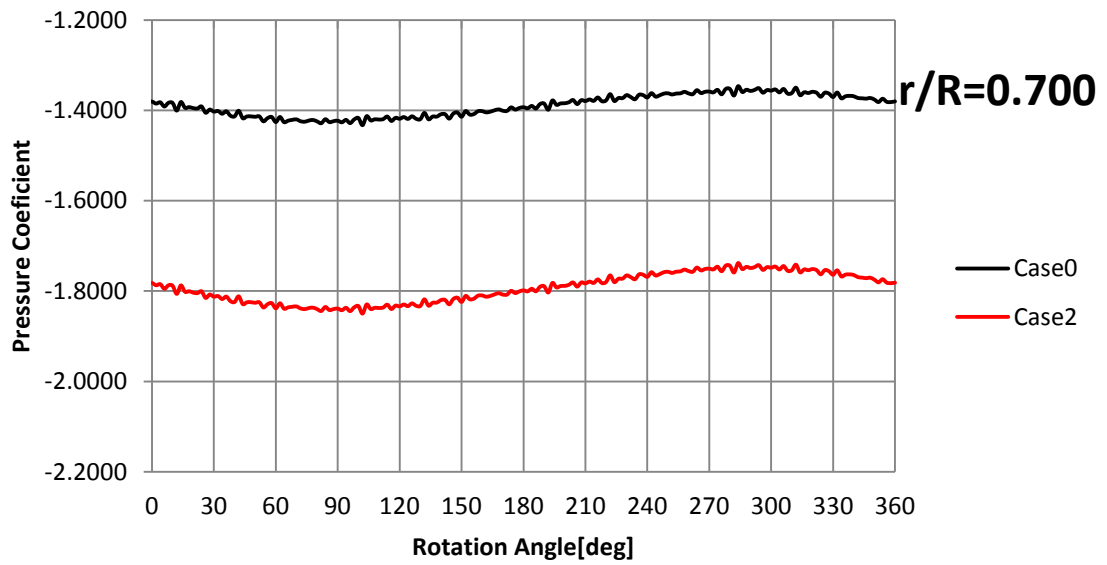


Fig.8.1.3 Pressure time series at reference point on $r/R=0.700$.

8.2 圧力最小値の制約条件

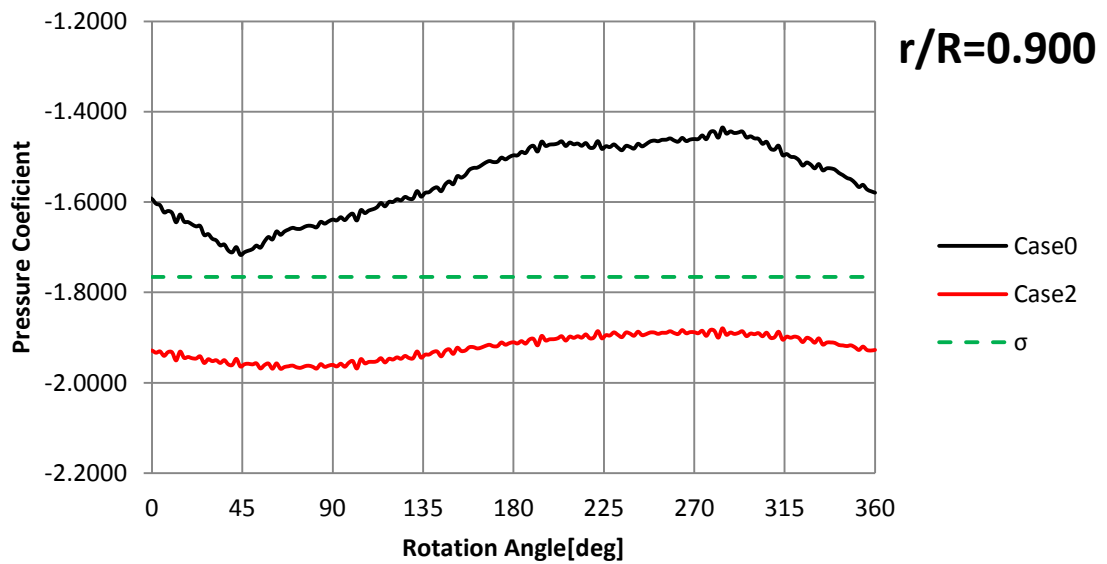


Fig.8.2.1 Pressure time series at reference point on $r/R=0.900$ with σ_n .

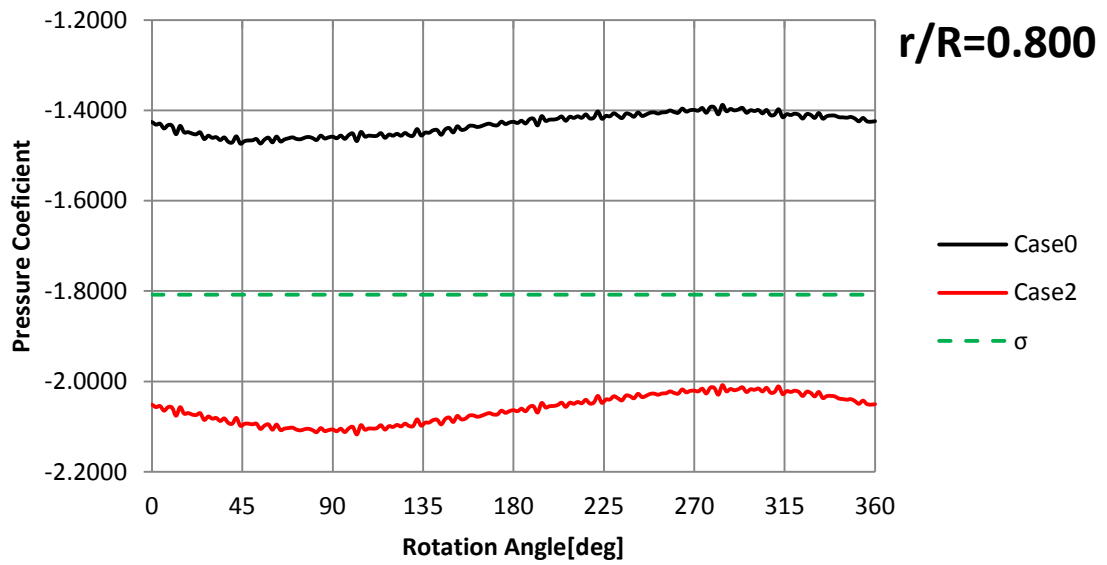


Fig.8.2.2 Pressure time series at reference point on $r/R=0.800$ with σ_n .

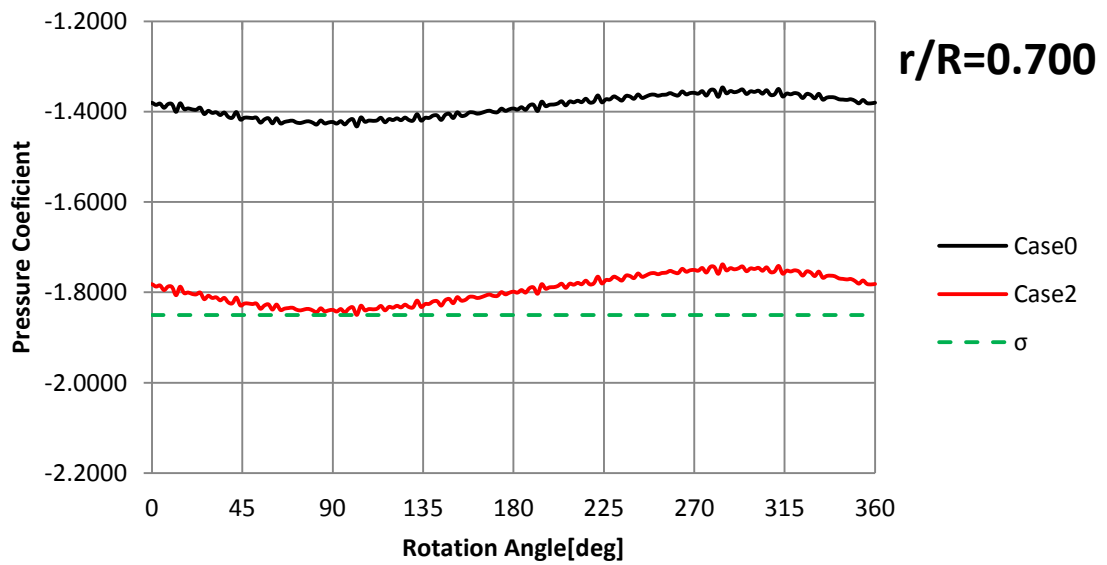


Fig.8.2.3 Pressure time series at reference point on $r/R=0.800$ with σ_n .

8.3 圧力制約を付加した最適化計算結果

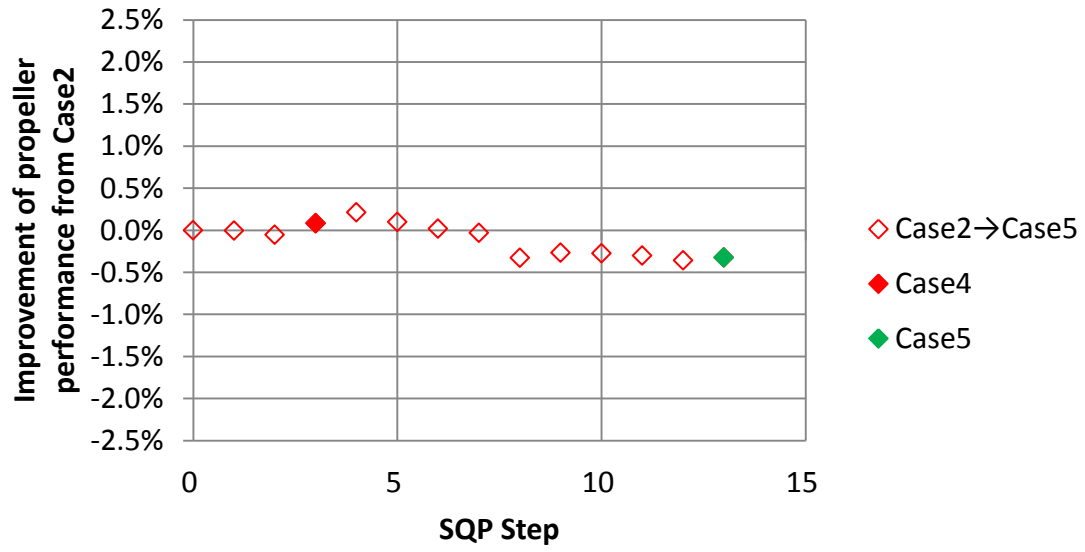


Fig.8.3.1 SQP history. (with pressure constraint)

8.3.1 翼表面压力

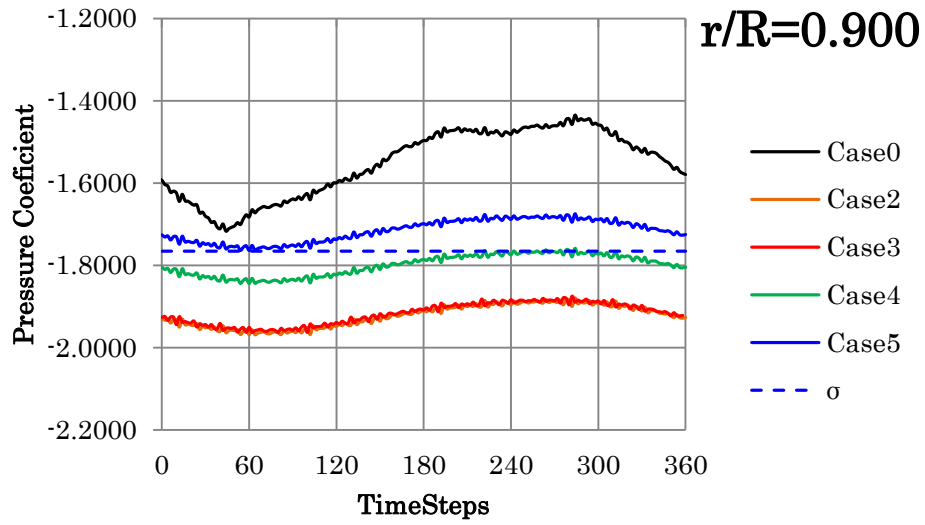


Fig.8.3.2 Pressure time series of at reference point on $r/R=0.900$ with σ_n .

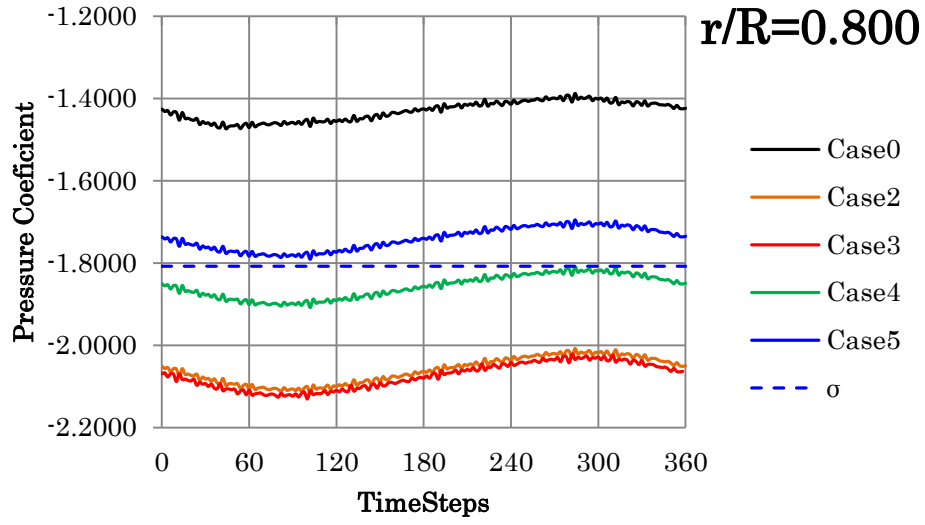


Fig.8.3.3 Pressure time series at reference point on $r/R=0.800$ with σ_n .

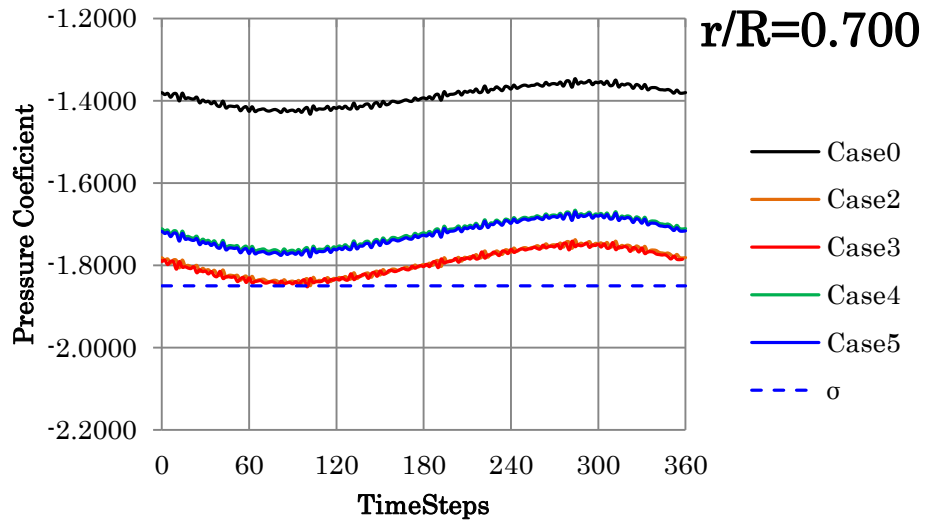


Fig.8.3.4 Pressure time series at reference point on $r/R=0.700$ with σ_n .

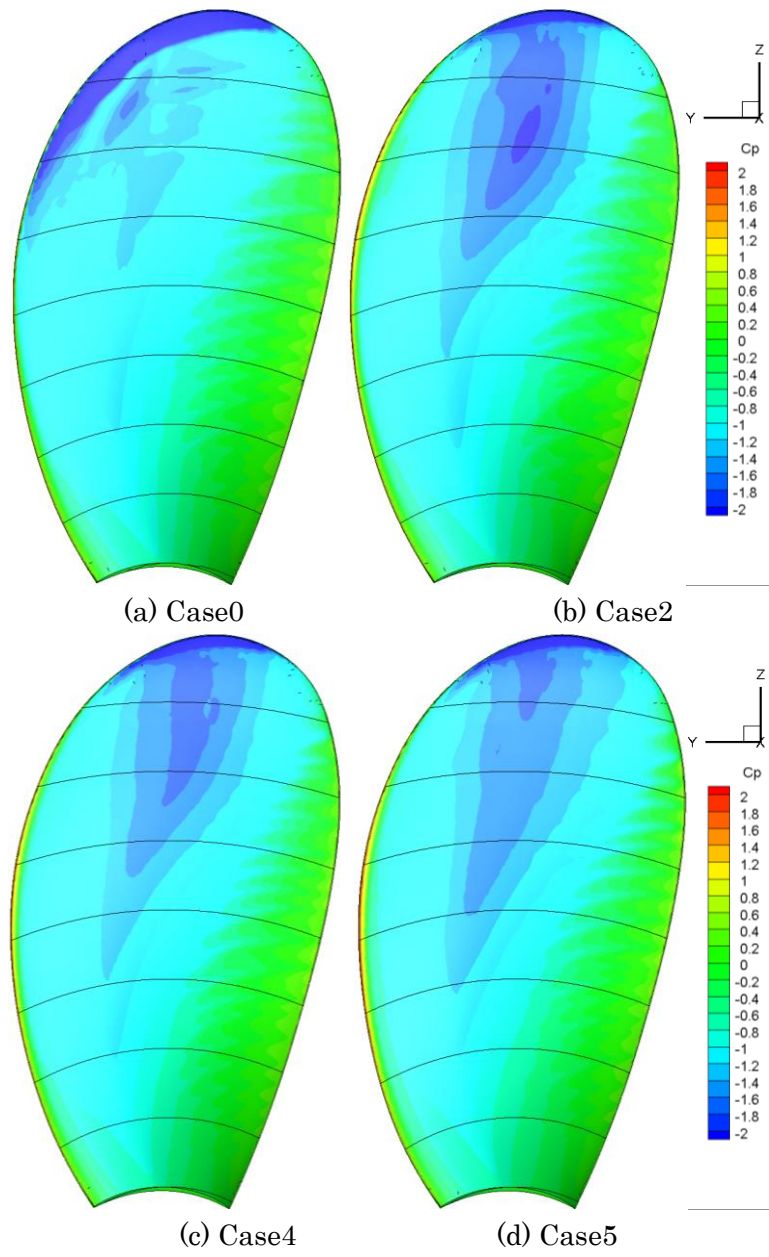


Fig.8.3.5 Comparison of pressure distribution on back side.

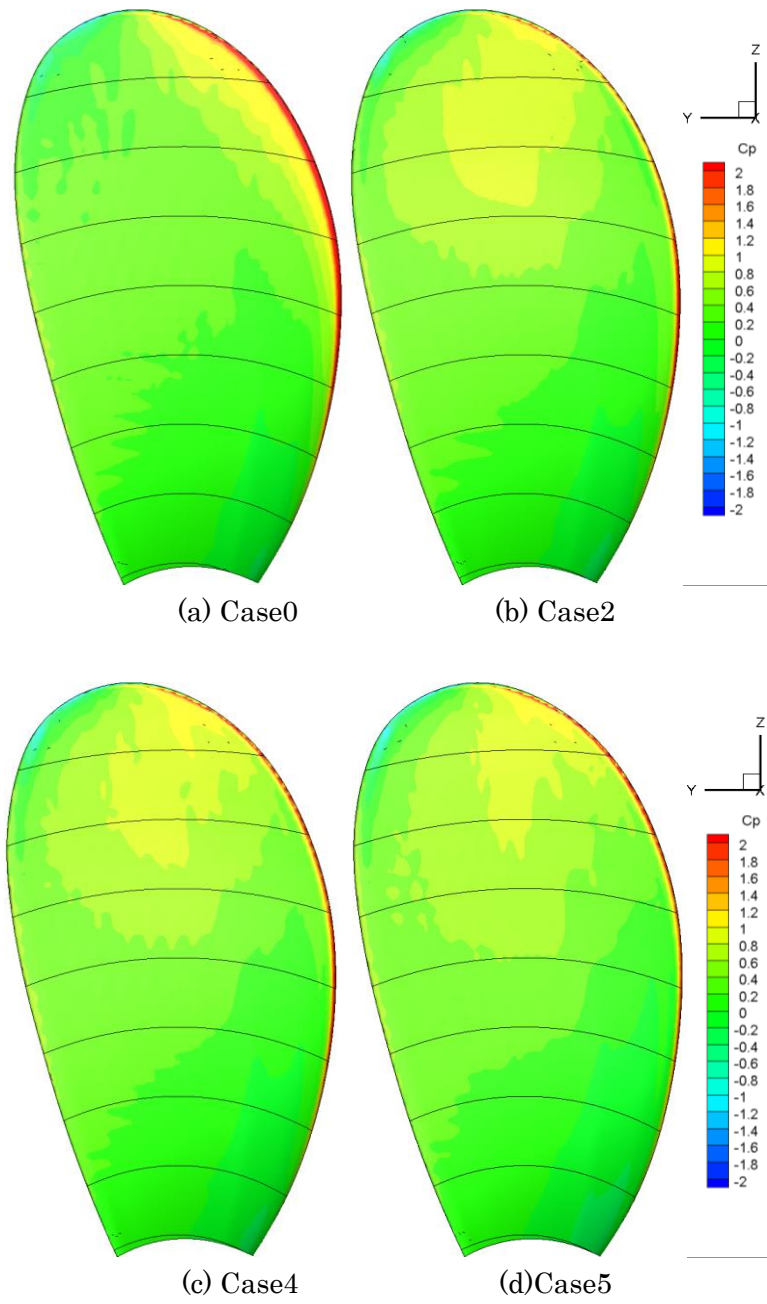


Fig.8.3.6 Comparison of pressure distribution on face side.

8.3.2 プロペラ形状比較

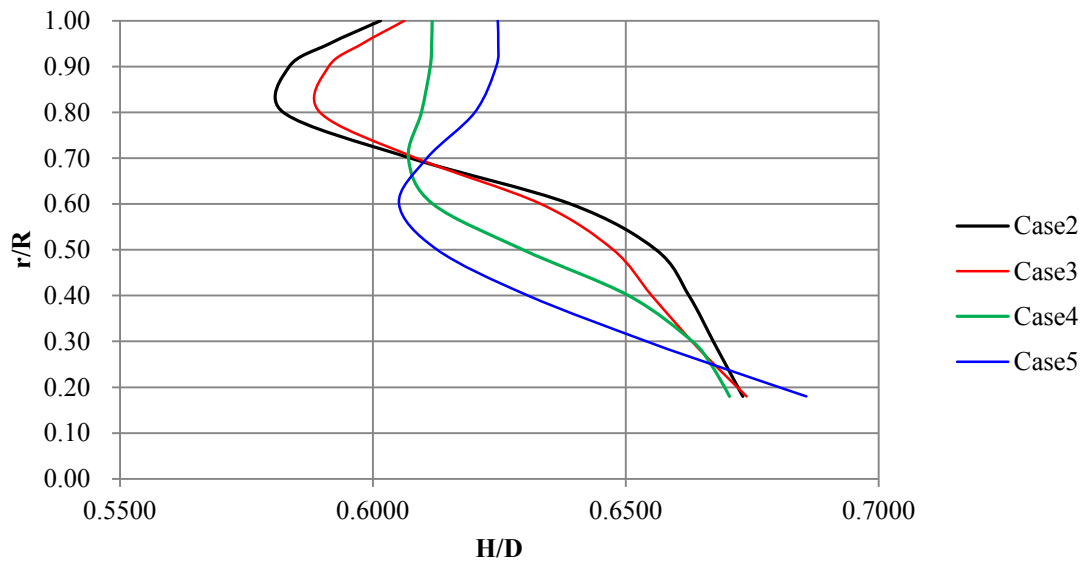


Fig.8.3.7 Comparison of pitch distribution between Case2, Case3 and Case4.

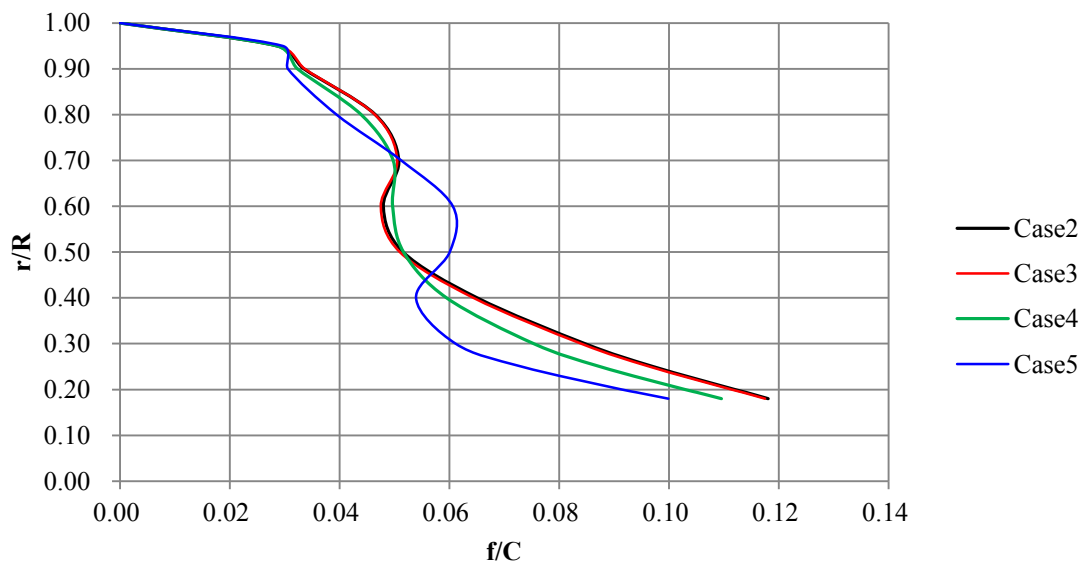


Fig.8.3.8 Comparison of camber distribution between Case2, Case3 and Case4.

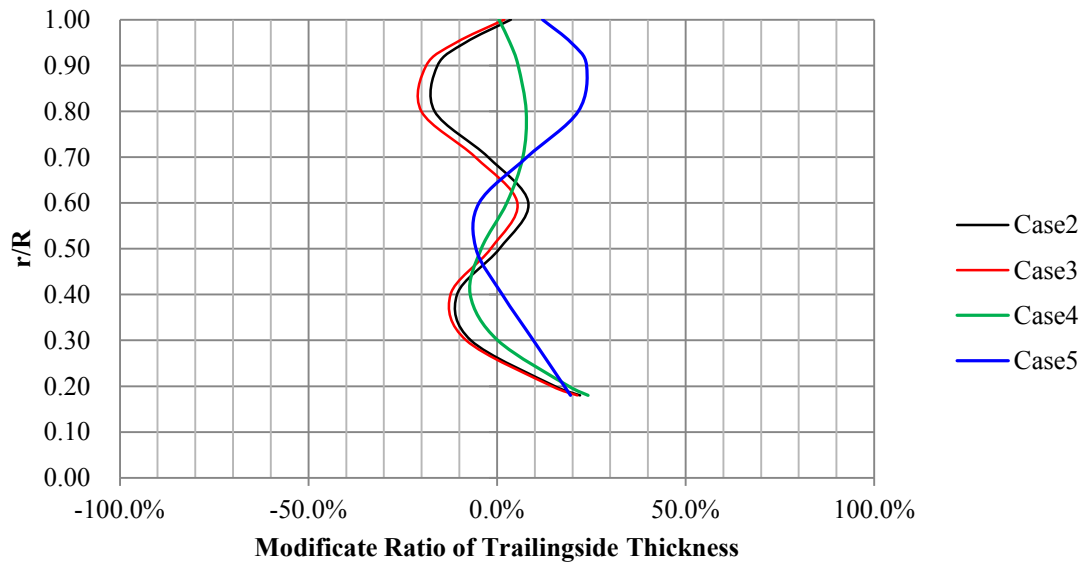


Fig.8.3.9 Comparison of thickness reduction ratio distribution between Case2, Case3, Case4 and Case5.

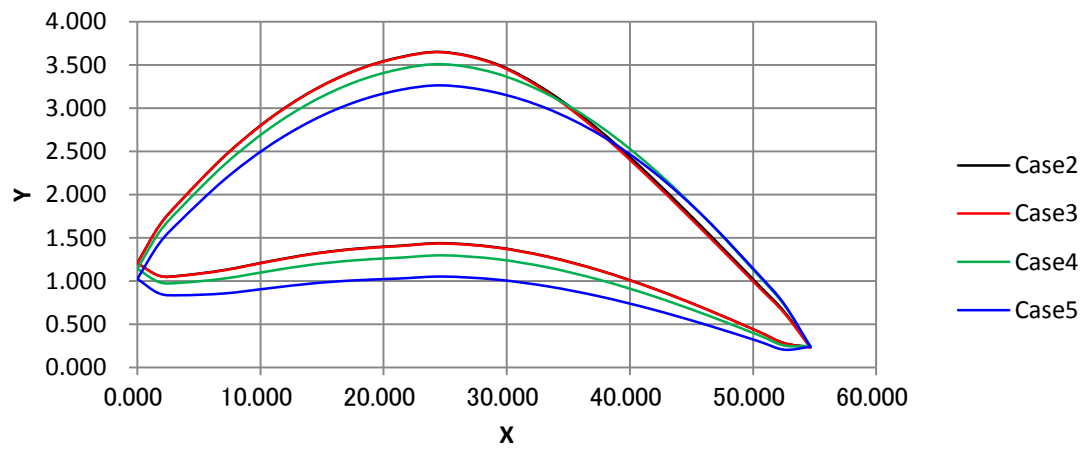


Fig.8.3.10 Comparison of blade section at 0.800R between Case2, Case3, Case4 and Case5.

8.3.3 プロペラ性能比較

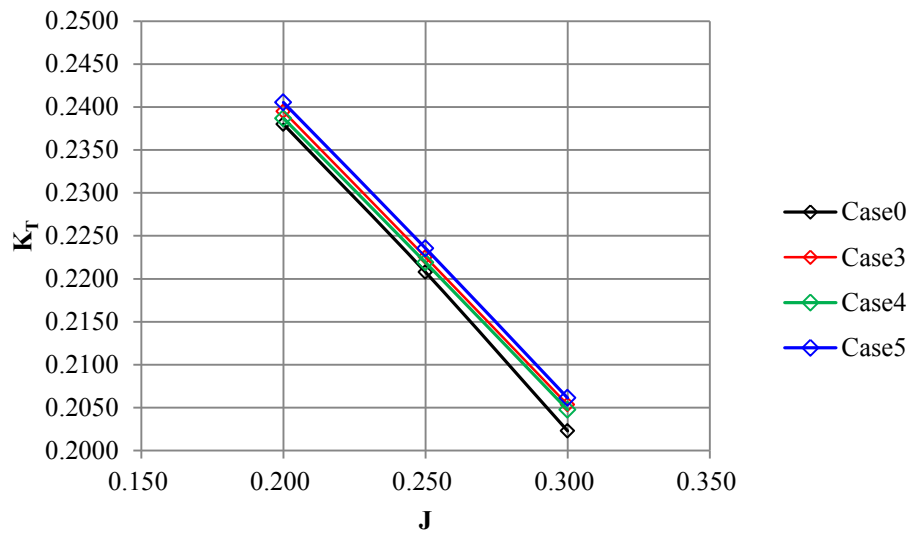


Fig.8.3.11 Comparison of thrust coefficient between Case0, Case3, Case4 and Case5

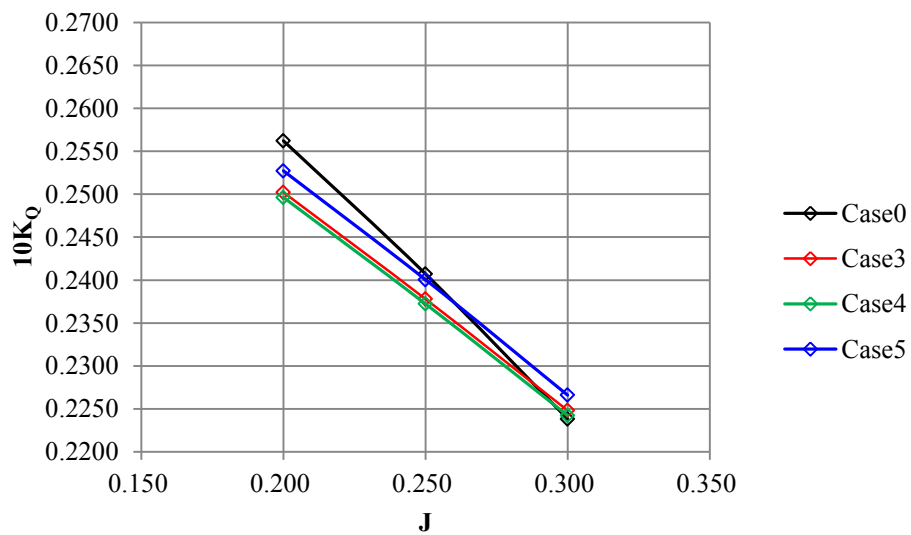


Fig.8.3.12 Comparison of torque coefficient between Case0, Case3, Case4 and Case5.

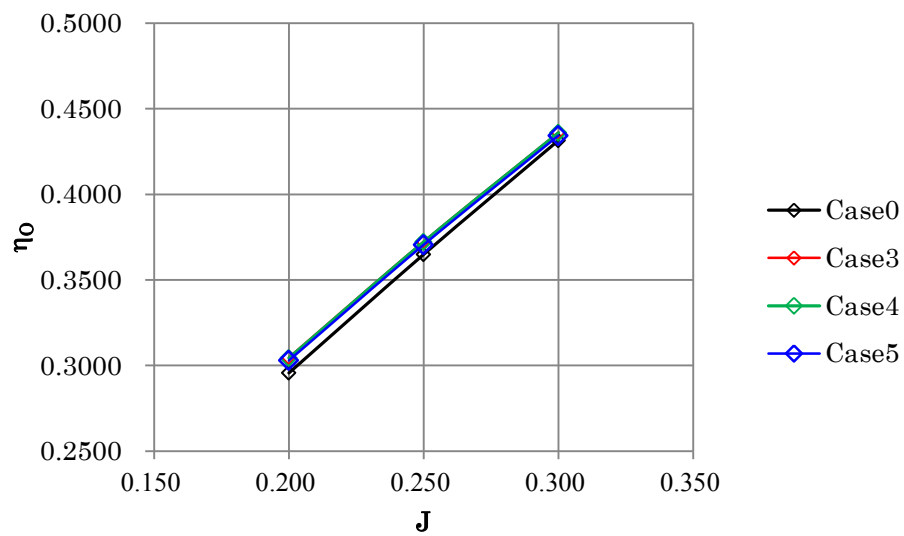
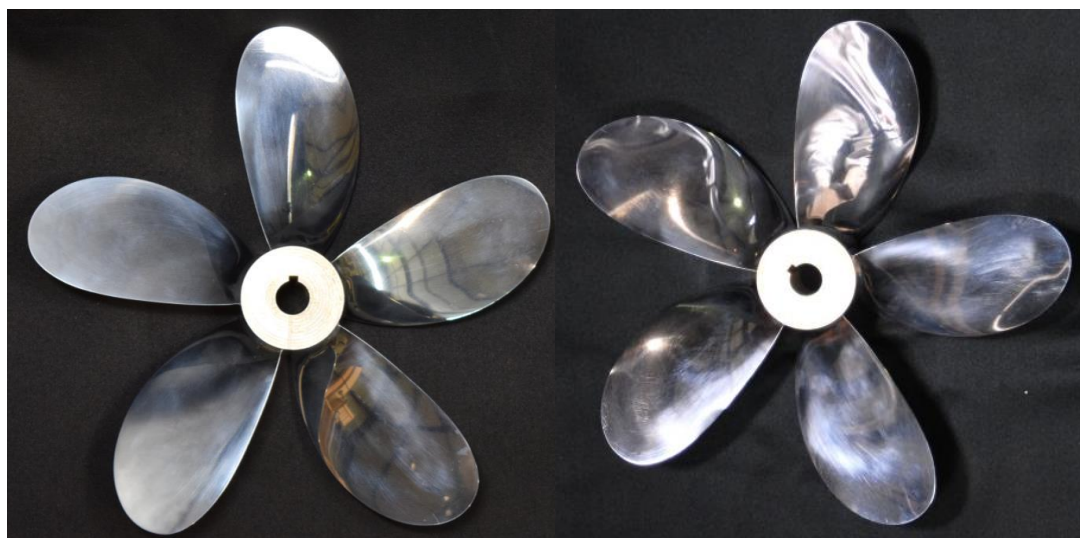


Fig.8.3.13 Comparison of propeller open efficiency between Case0, Case3, Case5 and Case4.

8.4 水槽試験結果



(a) Case0

(b) Case3

Fig.8.4.1 Photo of model propellers.



(c) Case4

Fig.8.4.1 Photo of model propellers.

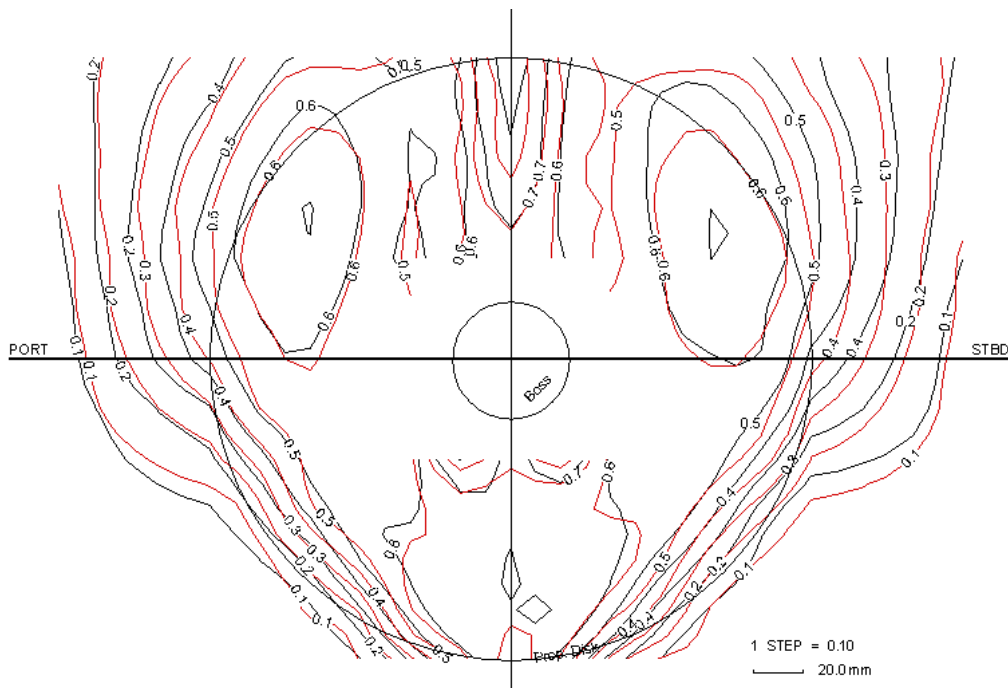


Fig.8.4.2 Wake measurement result of Ship A. (Black: Previous Red: Present)

8.4.2 プロペラ単独試験結果

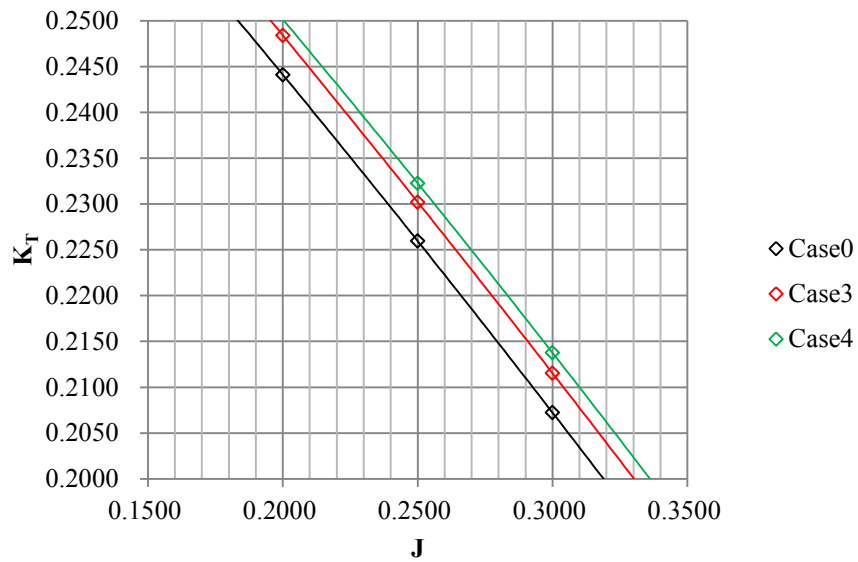


Fig.8.4.3 Comparison of thrust coefficient between Case0, Case3 and Case4. (Tank test)

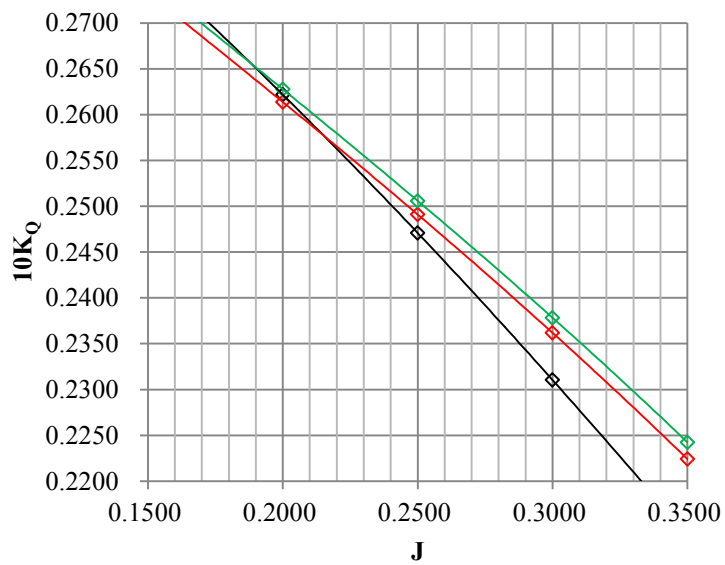


Fig.8.4.4 Comparison of torque coefficient between Case0, Case3 and Case4. (Tank test)

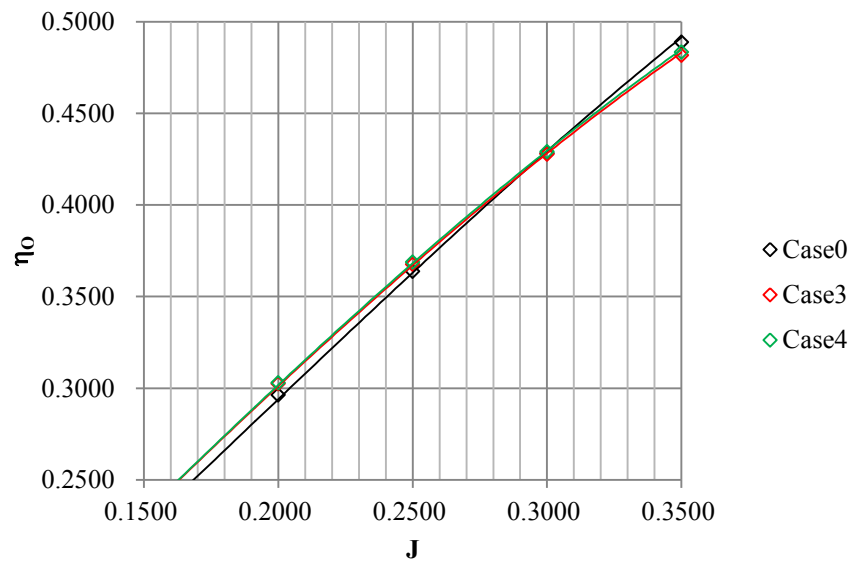


Fig.8.4.5 Comparison of torque coefficient between Case0, Case3 and Case4. (Tank test)

8.4.3 自航試験結果

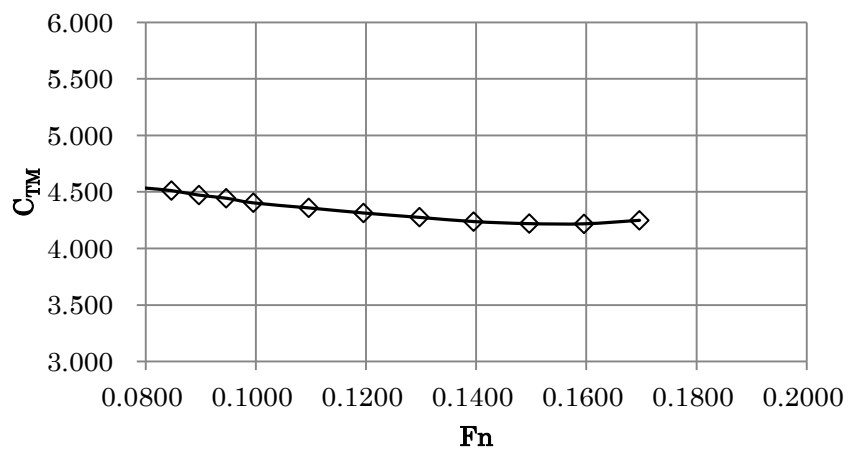


Fig.8.4.6 Total resistance curve of ship A

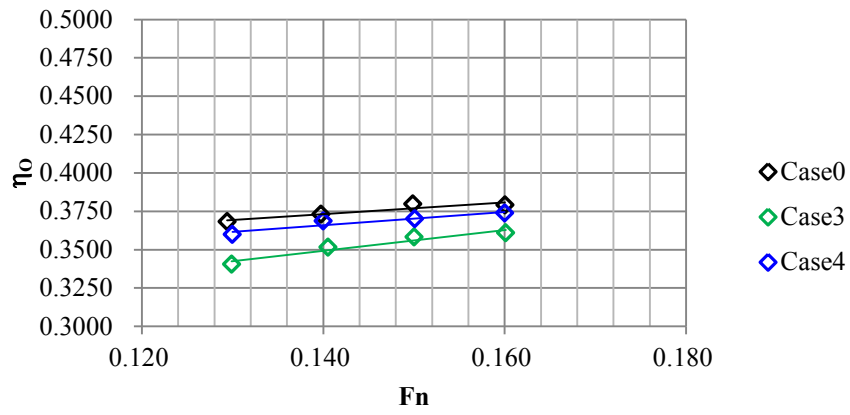


Fig.8.4.7 Self-propulsion test results. (η_0)

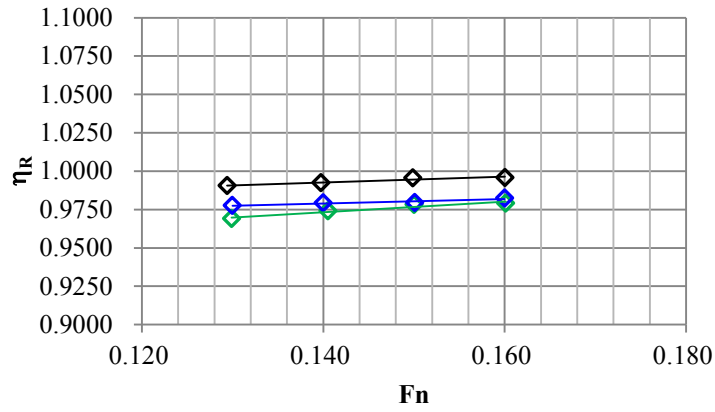


Fig.8.4.8 Self-propulsion test results. (η_r)

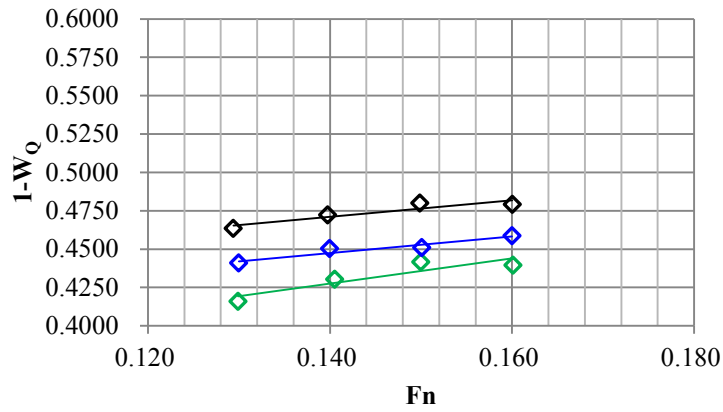


Fig.8.4.9 Self-propulsion test results. ($1-W_0$)

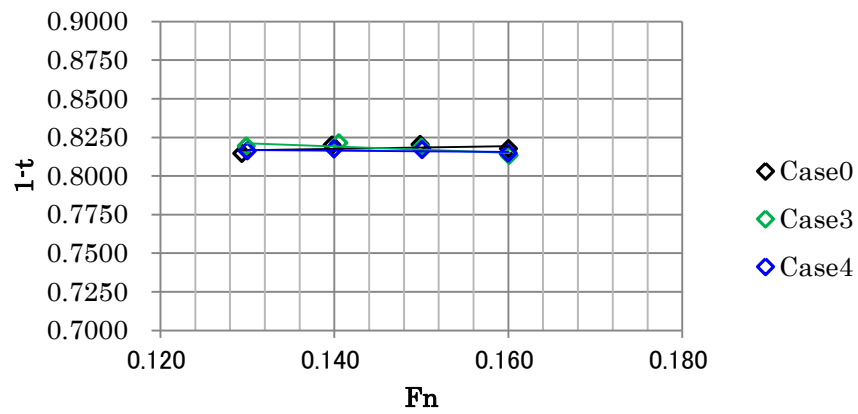


Fig.8.4.10 Self-propulsion test results. ($1-W_Q$)

8.4.4 キャビテーション試験結果

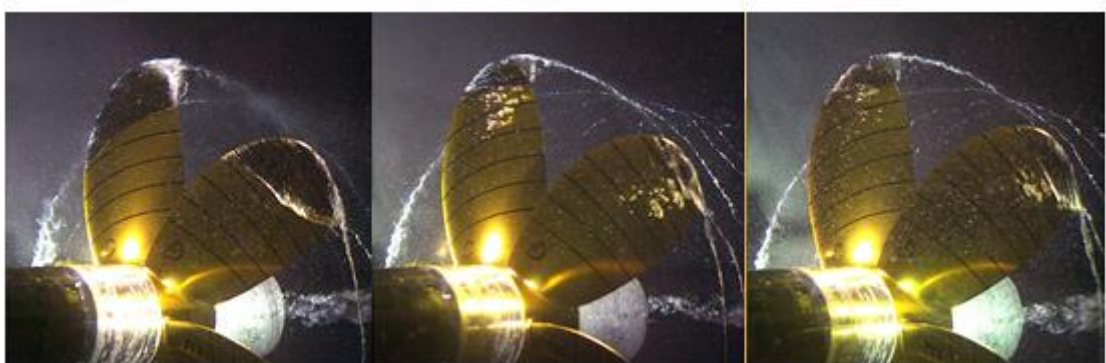


(a) Case0

(b) Case3

(c) Case4

Fig8.4.11 Cavitation observation result. (Rotation angle=144deg.)

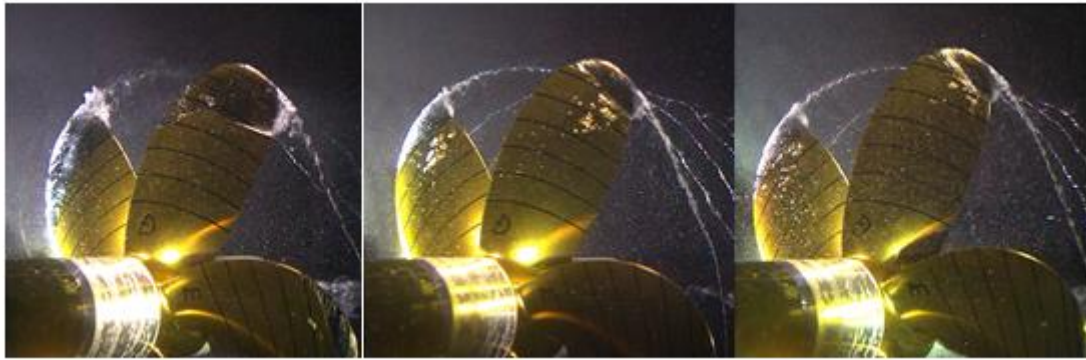


(a) Case0

(b) Case3

(c) Case4

Fig8.4.12 Cavitation observation result. (Rotation angle=174deg.)



(a) Case0

(b) Case3

(c) Case4

Fig8.4.13 Cavitation observation result. (Rotation angle=204deg.)

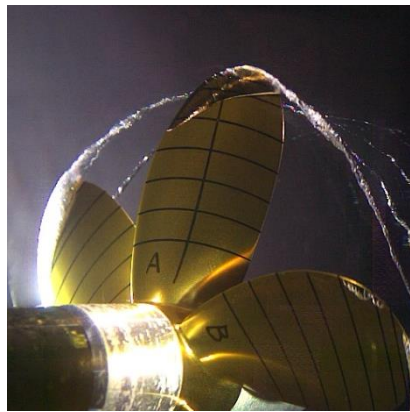


Fig8.4.14 Cavitation observation result of Case0. ($\sigma_n=2.7119$)

Tables

4.2 MAU プロペラ翼断面の変形方法

4.2.1 キャンバー分布・翼厚分布の多項式近似

Table4.2.1 Offset tables of MAU propeller.

(a) Offset table of $r/R=0.950$

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	3.13	6.25	9.38	15.63	23.44	31.25	46.87	50.00
Y_O	22.40	31.50	40.35	48.60	63.20	78.05	89.05	99.70	100.00
Y_U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
No.	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	55.88	63.23	70.59	77.94	85.30	92.65	96.32	100.00	
Y_O	98.95	94.55	86.85	75.75	61.20	43.30	33.10	22.00	
Y_U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

(b) Offset table of $r/R=0.900$

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	3.06	6.11	9.17	15.28	22.92	30.56	45.85	48.90
Y_O	21.40	31.30	40.40	48.55	62.95	78.00	89.10	99.75	100.00
Y_U	5.60	4.00	2.70	2.05	1.20	0.70	0.30	0.00	0.00
No.	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	54.91	62.42	69.94	77.46	84.97	92.49	96.24	100.00	
Y_O	98.80	93.45	84.65	72.30	56.50	37.45	27.15	15.80	
Y_U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

(c) Offset table of $r/R=0.800$

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	2.84	5.68	8.51	14.19	21.28	28.38	42.56	45.40
Y_O	28.90	38.35	46.80	54.45	67.70	80.35	89.85	99.80	100.00
Y_U	18.80	14.00	10.45	8.05	5.05	2.70	1.15	0.00	0.00
No.	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	51.82	59.85	67.88	75.91	83.94	91.97	95.99	100.00	
Y_O	97.90	90.55	79.45	65.30	48.45	29.70	20.00	10.10	
Y_U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

Table4.2.1 Offset tables of MAU propeller.

(d) Offset table of $r/R=0.700$

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	2.51	5.03	7.54	12.56	18.84	25.12	37.69	40.20
Y _O	34.25	44.95	53.90	61.35	72.65	83.00	90.95	99.80	100.00
Y _U	26.85	20.50	15.45	11.95	7.70	4.10	1.75	0.00	0.00
No.	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	47.23	56.03	64.82	73.62	82.41	91.21	95.60	100.00	
Y _O	97.80	90.25	78.80	64.30	46.90	27.60	17.60	7.42	
Y _U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

(e) Offset table of $r/R=0.600$

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	2.18	4.36	6.54	10.91	16.36	21.81	32.72	34.90
Y _O	39.60	49.60	58.00	64.75	75.20	84.80	91.80	99.80	100.00
Y _U	30.40	23.60	18.10	14.25	9.45	5.00	2.25	0.00	0.00
No.	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	42.56	52.13	61.70	71.28	80.85	90.43	95.21	100.00	
Y _O	97.80	90.10	78.45	63.70	46.05	26.35	16.20	5.87	
Y _U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

(f) Offset table of root side sections (from $r/R=0.500$ to root)

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
X	0.00	2.03	4.06	6.09	10.16	15.23	20.31	30.47	32.50
Y _O	42.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00
Y _U	31.00	24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35	0.00	0.00
	10	11	12	13	14	15	16	17	
X	40.44	50.37	60.29	70.22	80.15	90.07	95.04	100.00	
Y _O	97.75	90.00	78.25	63.30	45.45	25.55	15.30	4.85	
Y _U	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	

Table4.2.2 Coefficients of polynomial approximation of thickness distribution and camber distribution.

r/R	i	Thickness		Camber	
		L.E. side	T.E. side	L.E. side	T.E. side
0.950	0	0.2233	0.2594	0.1117	0.1297
	1	3.0512	2.9017	1.5256	1.4509
	2	-2.6129	-2.6882	-1.3064	-1.3441
	3	-1.4279	-0.3575	-0.714	-0.1788
	4	1.3289	0.1046	0.6645	0.0523
0.900	0	0.1590	0.1181	0.1352	0.0590
	1	3.9391	3.6758	1.3633	1.8379
	2	-7.3752	-3.8734	-0.7302	-1.9367
	3	10.2221	-0.0432	-1.5940	-0.0216
	4	-9.0621	0.2809	1.0334	0.1404
0.800	0	0.1019	-0.0953	0.2378	-0.0477
	1	5.3617	5.5476	0.8355	2.7738
	2	-15.1738	-8.3467	0.9934	-4.1733
	3	28.1749	3.3341	-5.8036	1.6670
	4	-24.6225	-0.3390	5.2307	-0.1695
0.700	0	0.0752	0.3373	0.3051	0.1686
	1	7.4906	3.7297	0.9161	1.8649
	2	-31.3771	-6.0107	-1.4536	-3.0054
	3	76.8527	2.1253	1.8710	1.0626
	4	-77.0059	-0.1078	-2.2765	-0.0539
0.600	0	0.0935	0.5927	0.3497	0.2963
	1	8.4805	2.6263	0.7678	1.3131
	2	-40.6666	-4.7498	-1.0108	-2.3749
	3	113.6344	1.6746	0.2673	0.8373
	4	-130.2932	-0.0857	-0.3528	-0.0428
0.500	0	0.1125	0.6820	0.3650	0.3410
	1	8.8121	2.1953	0.7822	1.0976
	2	-45.2568	-4.1843	-1.8513	-2.0921
	3	137.5547	1.3789	4.4443	0.6895
	4	-172.2121	-0.0239	-6.8075	-0.0119

Table4.2.2 Coefficients of polynomial approximation of thickness distribution and camber distribution.

r/R	i	Thickness		Camber	
		L.E. side	T.E. side	L.E. side	T.E. side
0.400 ~root	0	0.1125	0.3650	0.6900	0.3450
	1	8.9455	0.7941	2.1786	1.0893
	2	-46.6114	-1.9044	-4.2496	-2.1248
	3	143.7394	4.6279	1.5109	0.7555
	4	-182.6461	-7.1960	-0.0854	-0.0427

Table4.2.3 Determination coefficients of approximation of thickness distribution and camber distribution.

	Thickness		Camber	
r/R	L.E. side	T.E. side	L.E. side	T.E. side
0.950	1.000	1.000	1.000	1.000
0.900	1.000	0.999	1.000	1.000
0.800	1.000	0.999	1.000	1.001
0.700	1.000	0.998	1.000	1.000
0.600	1.000	0.998	1.000	1.000
0.500	1.000	0.998	1.000	1.000
0.400 ~root	1.000	0.998	1.000	1.000

5. CFD を用いたプロペラ性能評価

5.1 計算条件

Table5.1.1 Calculation condition of steady computation.

Turbulence model	Transition k- ω SST
Rotation speed n [r.p.s.]	19.189
Propeller diameter D_P [m]	0.240
Rn_D	1.10×10^6
Discretization scheme	Second-order upwind
Velocity-pressure coupling	SIMPLE
Relaxation coefficient	0.3
Number of Iterations	2000~2500
Boundary Conditions	<ul style="list-style-type: none"> • Inlet boundary : velocity-inlet • Outer boundary : velocity-inlet • Outlet boundary : pressure-outlet • Wall boundary : No slip
Rotation modeling	Multiple Reference Frame model

Table5.1.2 Calculation condition of unsteady computation.

Δt [s]	2.8951×10^{-4}
Convergence condition	0.0001
Rotation modeling	Sliding Mesh Model

6. 最適化システムの有効性確認

6.1 最適化条件および母型プロペラ

Table6.1.1 Particulars of original propeller.

Propeller name	Case0
Blade section	MAU
Number of blade	5
Propeller diameter	0.2400 (m)
Pitch ratio	0.6689(Const.)
Exp. Area ratio	0.5350
Boss ratio	0.1939

Table6.1.2 Propeller performance of case0

	Case0
K_T	0.2100
$10K_Q$	0.2310
η_o	0.4341

6.2 最適化計算結果

6.2.1 プロペラ性能比較

Table6.2.1 Comparison of propeller performance between case0 and case1

	Case0	Case1	difference (%)
K_T	0.2100	0.2130	+1.4%
$10K_Q$	0.2310	0.2296	-0.6%
η_o	0.4341	0.4428	+2.0%

6.2.2 プロペラ形状比較

Table6.2.2 Comparison of maximum camber between Case0 and Case1.

r/R	Case0	Case1	diff.(%)
0.950	0.0162	0.0289	79%
0.900	0.0163	0.0337	107%
0.800	0.0202	0.0464	130%
0.700	0.0263	0.0505	92%
0.600	0.0348	0.0475	37%
0.500	0.0461	0.0510	11%

6.3 水槽試験による効果の確認

6.3.1 水槽試験条件

Table6.3.1 Particular of Tsu model ship basin.

Length [m]	240
Breadth [m]	18
Depth [m]	8

Table6.3.2 Particular of model propeller.

Propeller name	Case0	Case1
Blade section	MAU	Optimized
Num. of blade	5	5
Propeller diameter	0.2400 (m)	0.2400 (m)
Pitch ratio	0.6689(Const.)	Variable

Table6.3.3 Tank test results of Case1 and Case0 at $J=0.300$

	Csase0	Case1	difference (%)
K_T	0.2061	0.2120	+2.9%
$10K_Q$	0.2304	0.2320	+0.7%
η_o	0.4272	0.4363	+2.1%

6.4 形状パラメータの最適化効果

Table6.4.1 Comparison of optimize effect between optimized parameter combinations.

	Pitch distribution.	Camber distribution	Cord length distribution	Opt. effect
Case1	○	○	○	+2.0%
Case1-1	○	○	×	+1.7%
Case1-2	○	×	○	+1.3%

7. 伴流中最適化

7.1 供試船型

Table7.1.1 Particular of Ship A

Ship Name	Ship A	
Kind of Ship	VLCC	
Scale	Actual Ship	Model Ship
L_{PP} [m]	320.00	7.8367
Breadth [m]	60.000	1.4694
Draft [m]	20.000	0.4898
Propeller Diameter [m]	9.800	0.2400
C_B	0.8201	0.8201
C_M	0.9983	0.9983

Table7.1.2 Experimental Condition of wake measurement at 1st time.

L_{WL} [m]	7.9874
Water Temperature [°C]	17.2
V_M [m/sec]	1.380
R_{nM}	1.024×10^7

7.2 母型プロペラ

Table7.2.1 BHP of ship A.

	BHP [ps]
MCO	0.1767ps
CSO	0.1413ps

Table7.2.2 Propeller particulars.

Number of blade	5
A_e	0.5350
Boss ratio	0.1939

Table7.2.3 BHP of ship A.

	BHP [ps]
Best Design Point	0.1785ps
Case0	0.1792ps
diff. (%)	+0.4%

7.3 伴流中プロペラ性能計算

Table 7.3.1 Estimation result of propeller performance of case0 in wake field

V_M [m/sec]	J	K_{TB}	$10K_{QB}$	η_B	K_{TO}	$10K_{QO}$	η_O	η_R
2.000	0.2200	0.2361	0.2528	0.3270	0.2350	0.2528	0.3256	1.004
2.250	0.2448	0.2272	0.2450	0.3614	0.2265	0.2450	0.3601	1.003
2.500	0.2694	0.2184	0.2371	0.3951	0.2176	0.2370	0.3937	1.004
2.750	0.2930	0.2098	0.2291	0.4270	0.2089	0.2291	0.4252	1.004

7.5 最適化計算結果

7.5.2 プロペラ性能比較

Table7.5.1 Comparison of propeller performance between Case0, case2 and Case3.

	Case0	Case2		Case3	
	Est.	Est.	diff.[%]	Est.	diff.[%]
K_T	0.2246	0.2283	1.6%	0.2276	+1.3%
$10K_Q$	0.2434	0.2424	-0.4%	0.2411	-0.9%
η_o	0.3672	0.3748	2.0%	0.3756	+2.3%

Table 7.5.2 Estimation results of propeller performance in wake.

	Case0	Case2		Case3	
	Est.	Est .	diff. [%]	Est .	diff. [%]
K_T	0.2254	0.2297	1.9%	0.2294	1.8%
$10K_Q$	0.2434	0.2433	0.0%	0.2424	-0.4%
η_o	0.3683	0.3706	0.6%	0.3686	0.1%
η_R	1.003	1.001	-0.2%	1.000	-0.3%
$1-W_Q$	0.5002	0.4940	-1.2%	0.4902	-2.0%
η_H^*	1.999	2.024	1.3%	2.040	2.1%
η	0.7362	0.7503	1.9%	0.7520	2.1%

7.6 水槽試験結果

7.6.1 伴流計測結果

Table7.6.1 Experimental Condition of wake measurement at 2nd time.

L _{WL} [m]	7.9874
Water Temperature [°C]	12.6
V _M [m/sec]	1.558
R_{nM}	1.024×10^7

7.6.2 プロペラ単独試験結果

Table7.6.2 Comparison of propeller performance at J=0.250. (Tank test)

	Case0	Case3	Case3/Case0
K_T	0.2250	0.2301	+2.3%
$10K_Q$	0.2470	0.2495	+1.0%
η_o	0.3624	0.3670	+1.3%

7.6.3 自航試験結果

Table 7.6.3 Experimental condition of self-propulsion test.

L _{WL} [m]	7.9874
Propeller Diameter [m]	0.2400
Design Fn	0.1456
Design Speed [kt]	2.504 (Actual Ship:16kts)
Self-propulsion point	Model point
Measured points	$F_n=0.130\sim0.170$

Table 7.6.4 Self-propulsion test result at $F_n=0.1456$.

	Case0	Case3	Case3/Case0
η_O	0.366	0.361	-1.4%
η_R	0.987	0.981	-0.6%
$I-W_Q$	0.464	0.444	-4.4%
$I-t$	0.818	0.819	+0.1%
η_H	1.763	1.845	+4.7%
η	0.638	0.654	+2.6%
BHP[PS]	0.1646	0.1605	-2.5%

8. キャビテーション性能を考慮した最適化

8.1 Case2 のキャビテーション性能

Table8.1.1 Minimum pressure at each reference point.

	0.900R		0.800R		0.700R	
Case0	-1.717	Base	-1.474	Base	-1.433	Base
Case2	-1.969	-14.7%	-2.117	-43.6%	-1.850	-29.1%

8.2 圧力最小値の制約条件

Table8.2.1 Dimension of Ship A

	Model Ship	Actual Ship
LPP [m]	7.8367	320.00
draft [m]	0.4898	20.00
Wetted Surface Area [m ²]	16.5621	27615.4
Propeller Diameter [m]	0.2400	9.800
Shaft Center Height [m]	0.1224	5.000

Table8.2.2 Cavitation number.

C_{TM}	4.324
$1 - t_M$	0.818
ρ_s [kg/m ³]	1025
P_0 [hPa]	1013
P_v [Pa]	1670
g [m/sec ²]	9.81
n_s [r.p.s]	1.54
σ_n at r/R=0.900	1.7657
σ_n at r/R=0.800	1.8079
σ_n at r/R=0.900	1.8501

Table8.2.3 Minimum pressure at each reference point and cavitation number.

	0.900R		0.800R		0.700R	
	min.C _p	diff.	min.C _p	diff.	min.C _p	diff.
σ	-1.766	Base	-1.808	Base	-1.850	Base
Case0	-1.717	-2.76%	-1.474	-18.48%	-1.433	-22.55%
Case2	-1.969	11.51%	-2.117	17.11%	-1.850	-0.02%

8.3 圧力制約を付加した最適化計算結果

8.3.1 翼表面圧力

Table8.3.1 Minimum pressure at each reference point and cavitation number.

	0.900R		0.800R		0.700R	
	min.C _p	diff.	min.C _p	diff.	min.C _p	diff.
σ	-1.766	Base	-1.808	Base	-1.850	Base
Case0	-1.717	-2.76%	-1.474	-18.48%	-1.433	-22.55%
Case2	-1.969	11.51%	-2.117	17.11%	-1.850	-0.02%
Case4	-1.844	4.45%	-1.908	5.56%	-1.774	-4.11%

8.3.3 プロペラ性能比較

Table8.3.2 Propeller performance at $V_M=0.2045\text{m/sec}$

	Case0	Case3	Case4	Case5
K_T	0.2211 (Base)	0.2233 (+1.0%)	0.2224 (+0.6%)	0.2241 (+1.4%)
$10K_Q$	0.2405 (Base)	0.2383 (-0.9%)	0.2374 (-1.3%)	0.2403 (-0.1%)
η_o	0.3659 (Base)	0.3697 (+1.0%)	0.3713 (+1.5%)	0.3694 (+1.0%)
η_R	1.003 (Base)	1.000 (-0.3%)	1.001 (-0.2%)	1.001 (-0.2%)
$I-W_Q$	0.5646 (Base)	0.5584 (-1.0%)	0.5614 (-0.5%)	0.5610 (-0.2%)
η_H	1.7711 (Base)	1.7908 (+1.1%)	1.7812 (+0.6%)	1.7824 (+0.6%)
η	0.6499 (Base)	0.6623 (+1.9%)	0.6620 (+1.9%)	0.6592 (+1.4%)

8.4 水槽試験結果

8.4.1 伴流計測結果

Table8.4.1 Experimental Condition of wake measurement at 3rd time.

LWL [m]	7.9874
Water Temperature [°C]	19.1
V _M [m/sec]	1.315
R_{nM}	1.024×10^7

8.4.2 プロペラ単独試験結果

Table8.4.2 Comparison of propeller performance at J=0.250. (Tank test)

	KT		KQ		η_o	
Case0	0.2260	Base	0.2471	Base	0.3639	Base
Case3	0.2302	1.9%	0.2491	0.8%	0.3677	1.1%
Case4	0.2323	2.8%	0.2506	1.4%	0.3688	1.4%

8.4.3 自航試験結果

Table 8.4.3 Self-propulsion test result at $F_r=0.1456$.

	Case0	Case3		Case4	
	EXP.	EXP.	diff. [%]	EXP.	diff. [%]
η_o	0.377	0.359	-4.8%	0.371	-1.6%
η_R	0.994	0.975	-1.9%	0.980	-1.4%
$I-W_Q$	0.474	0.432	-8.8%	0.450	-5.0%
$I-t$	0.818	0.818	0.0%	0.816	-0.2%
η_H	1.726	1.894	+9.7%	1.813	+5.0%
η	0.646	0.662	+2.5%	0.658	1.9%
BHP[PS]	0.1586	0.1548	-2.4%	0.1557	-1.8%

8.4.4 キャビテーション試験結果

Table 8.4.4 Dimension of test section.

Length	2600 mm
Section	600×600mm
Contraction ratio	1:3

Table 8.4.5 Test conditions of cavitation test.

	Case0	Case3	Case4
K_T	0.2211	0.2273	0.2268
Cavitation Number σ_n	1.8079	1.8079	1.8079

Appendix 最適化用格子の不確かさ解析

ここでは、最適化計算に用いた格子の密度が推定結果に与える影響を不確かさ解析により確認した結果について示す。これは、計算時間を短縮するために、本最適化に用いた格子が一般的に用いられる格子と比べて格子密度を小さく設定しているため、その影響を確認したものである。伴流中最適化用に用いている格子設定を Grid-1 として、Grid-1 より粗い格子を Grid-0、Grid-1 より密な格子を Grid-2～Grid-4 と計 5 種類の格子を作成し、不確かさ解析を実施した。計算に用いた格子は非構造格子であり、構造格子の場合のようなシステムティックな格子細密化を適用できないため、Eça ら¹²⁾による最小 2 乗法に基づく不確かさ解析を適用した。なお、各格子の格子サイズは式 (A-1) にて定義する示す格子サイズに基づいて決定した。

$$h_i = h_1 \times 2^{\frac{1-i}{2}} \quad \text{式(A-1)}$$

ここで、

h_1 : Grid-1 格子サイズ

h_i : Grid-i 格子サイズ ($i=0, 2, 3, 4$)

である。 $2^{\frac{1-i}{2}}$ が格子サイズ比 (Grid Size Ratio) を表し、Grid-1 の格子サイズ比は 1 となる。供試プロペラは最適化の母型に供した Case0 のプロペラを用いた。各格子を用いて推定した各種推定値を Table A-1～Table A-3 に示す。なお、各推定値は $J=0.250$ で推定した値を直接用いている。

TableA-1 Estimation result of thrust coefficient.

	Grid Size Ratio	K_T	Diff(%)
Girid-0	1.414	0.2266	0.9%
Girid-1	1.000	0.2247	0.0%
Girid-2	0.707	0.2221	-1.2%
Girid-3	0.500	0.2216	-1.4%
Girid-4	0.354	0.2219	-1.2%

TableA-2 Estimation result of torque coefficient.

	Grid Size Ratio	$10K_Q$	Diff(%)
Girid-0	1.414	0.2454	0.8%
Girid-1	1.000	0.2433	0.0%
Girid-2	0.707	0.2401	-1.3%
Girid-3	0.500	0.2396	-1.5%
Girid-4	0.354	0.2405	-1.2%

TableA-3 Estimation result of propeller open efficiency.

	Grid Size Ratio	η_o	Diff(%)
Girid-0	1.414	0.3675	0.0%
Girid-1	1.000	0.3674	0.0%
Girid-2	0.707	0.3680	0.2%
Girid-3	0.500	0.3681	0.2%
Girid-4	0.354	0.3672	-0.1%

TableA1～TableA3 の結果を用いて不確かさ解析を行った。なお、不確かさ解析の実行手順は以下に示すとおりである。

(i) スラストおよびトルクの不確かさ解析について

最初に、不確かさ解析の対象とするスラスト等の推定値を格子サイズに応じて ϕ_i ($i=0,1,,4$)として式 (A-2) に示す S_{RE} が最小となる ϕ_o 、 α 、 p を定める。

$$S_{RE}(\phi_o, \alpha, p) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_g} w_i (\phi_i - (\phi_o + \alpha h_i^p))^2} \quad \text{式 (A-2)}$$

ここで、 n_g は不確かさ解析に用いた格子サイズの数を示し、本解析では $n_g=5$ となる。また、 w_i は格子サイズに応じた重みを示し、重みなし解析では式 (A-3) で、重みあり解析では式 (A-4) にて求められる。

$$w_i = \frac{1}{n_g} \quad \text{式 (A-3)}$$

$$w_i = \frac{\frac{1}{h_i}}{\sum_{i=1}^{n_g} \frac{1}{h_i}} \quad \text{式 (A-4)}$$

重みなし及び重みありで行った解析のいずれかで、算出された p が $0.5 \leq p \leq 2$ となれば、格子に起因する誤差は式 (A-5) より求められる。

$$\varepsilon_\phi = \alpha h_i^p \quad \text{式 (A-5)}$$

また、 p が $p > 2$ となった場合は式 (A-6) と式 (A-7) に示す、1 次項および 2 次項を用いた単項展開式が最小となる ϕ_o および α を、重みなし解析と重みあり解析により各々求め、得られた各係数を用いて式 (A-8) および式 (A-9) に示す標準偏差を算出する。なお、式 (A-8) が1次項の単項展開、式 (A-9) が2次項の単項展開に対応する。ここで得られた標準偏差 σ が最も小さい時の ϕ_o および α を用いて推定誤差を求めることとなり、 ϕ_o および α が1次項の単項展開から求まる場合は式 (A-10) を用い、2次項の単項展開から求まる場合は式 (A-11)

を用いて推定誤差を求める。

$$S_1(\phi_0, \alpha) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_g} w_i (\phi_i - (\phi_0 + \alpha h_i))^2} \quad \text{式 (A-6)}$$

$$S_2(\phi_0, \alpha) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_g} w_i (\phi_i - (\phi_0 + \alpha h_i^2))^2} \quad \text{式 (A-7)}$$

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_g} n w_i (\phi_i - (\phi_0 + \alpha h_i))^2}{(n_g - 2)}} \quad \text{式 (A-8)}$$

$$\sigma_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_g} n w_i (\phi_i - (\phi_0 + \alpha h_i^2))^2}{(n_g - 2)}} \quad \text{式 (A-9)}$$

$$\varepsilon_\phi = \alpha h_i \quad \text{式 (A-10)}$$

$$\varepsilon_\phi = \alpha h_i^2 \quad \text{式 (A-11)}$$

次に式 (A-12) を用いて $\Delta\phi$ を求める。

$$\Delta\phi = \frac{(\phi_i)_{\max} - (\phi_i)_{\min}}{n_g - 1} \quad \text{式 (A-12)}$$

この時、 $0.5 \leq p < 2.1$ かつ $\sigma < \Delta\phi$ を満たせば安全係数 $F_S=1.25$ とし、 $\sigma < \Delta\phi$ を満たし $0.5 \leq p < 2.1$ を満たさない場合は $F_S=3$ として式 (A-13) より各格子サイズに対して不確かさを求める。また、上記条件のいずれも満たさない場合は式 (A-14) で不確かさを求める。

$$U_\phi(\phi_i) = F_S \varepsilon_\phi(\phi_i) + \sigma + |\phi_i - \phi_{fit}| \quad \text{式 (A-13)}$$

$$U_\phi(\phi_i) = 3 \frac{\sigma}{\Delta\phi} (\varepsilon_\phi(\phi_i) + \sigma + |\phi_i - \phi_{fit}|) \quad \text{式 (A-14)}$$

上記の解析方法に基づいて得られたスラストおよびトルク推定値の不確かさを TableA-4 および TableA-5 に示す。

TableA-4 Uncertainty analysis result of thrust.

Grid	K_T	$U(K_T)/K_T$
Girid-0	0.2266	0.9%
Girid-1	0.2247	0.0%
Girid-2	0.2221	-1.2%
Girid-3	0.2216	-1.4%
Girid-4	0.2219	-1.2%

TableA-5 Uncertainty analysis result of torque.

Grid	$10K_Q$	$U(K_Q)/K_Q$
Girid-0	0.2454	0.8%
Girid-1	0.2433	0.0%
Girid-2	0.2401	-1.3%
Girid-3	0.2396	-1.5%
Girid-4	0.2405	-1.2%

(ii) プロペラ単独効率の不確かさ解析について

プロペラ単独効率はスラストおよびトルクの推定値に基づいて算出される為、両推定値の持つ不確かさを合成して単独効率の不確かさを算出する必要がある。式 (A-15) で表されるような、複数の物理量 $x_i (i=1,2,...,i)$ に基づいて算出される物理量 y の不確かさ u_c は式 (A-16) に基づいて求められる¹³⁾。

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_i) \quad \text{式 (A-15)}$$

$$U_c^2(y) = \sum_{i=1}^N c_i^2 U_i^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N c_i c_j U(x_i) U(x_j) r(x_i, x_j) \quad \text{式 (A-16)}$$

ここで、

$$c_i = \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad \text{式 (A-17)}$$

$$c_j = \frac{\partial f}{\partial x_j} \quad \text{式 (A-18)}$$

である。いま、 y はプロペラ単独効率 η_o であり、 η_o は式 (A-19) にて定義される。

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} = \frac{1}{2\pi} J^1 K_T^1 K_Q^{-1} \quad \text{式 (A-19)}$$

このうち、CFD に於いて、プロペラ前進率 J はプロペラ回転数や前進速度といった設定値に基づいて定まる為、不確かさは無いものとして考えると、 η_o の不確かさ算出式は、式 (A-16) を式 (A-17) ～式 (A-19) を用いて書き下し式 (A-20) を得る。

$$\left[\frac{U_c(\eta_o)}{\eta_o} \right]^2 = \left(\frac{U_{(KT)}}{K_T} \right)^2 + \left(\frac{U_{(KQ)}}{K_Q} \right)^2 - 2r(K_T, K_Q) \left(\frac{U_{(KT)}}{K_T} \right) \left(\frac{U_{(KQ)}}{K_Q} \right) \quad \text{式 (A-20)}$$

なお、 $r(K_T, K_Q)$ はスラスト・トルク推定値の相関係数であり、式 (A-21) で求められる。

$$r(K_T, K_Q) = \frac{\sum_{i=1}^{n_g} (K_{Ti} - \overline{K_T})(K_{Qi} - \overline{K_Q})}{\left(\sum_{i=1}^{n_g} (K_{Ti} - \overline{K_T})^2 \sum_{i=1}^{n_g} (K_{Qi} - \overline{K_Q})^2 \right)^{0.5}} \quad \text{式 (A-21)}$$

ここで、

$$\overline{K_T} = \frac{\sum_{i=1}^{n_g} K_{Ti}}{n_g}$$

$$\overline{K_Q} = \frac{\sum_{i=1}^{n_g} K_{Qi}}{n_g}$$

である。

いま、TableA-1 および TableA-2 に示すスラスト・トルクの推定値を用いてに基づいて $r(K_T, K_Q)$ を求めると、 $r(K_T, K_Q) = 0.996$ を得る。これより、式 (A-20) および TableA-4、TableA-5 に示すスラスト・トルク推定値の不確かさを用いてプロペラ単独効率の不確かさを算出することができ、TableA-6 に示す結果を得る。

TableA-6 Uncertainty analysis result of propeller open efficiency.

Grid	η_o	$U(\eta_o)/\eta_o (\%)$
Girid-0	0.3675	0.3%
Girid-1	0.3674	0.2%
Girid-2	0.3680	0.2%
Girid-3	0.3681	0.1%
Girid-4	0.3672	0.1%

以上より、各推定値に対する不確かさが求まり、各結果を Grid Size Ratio に応じて Fig.A-1 に示す。

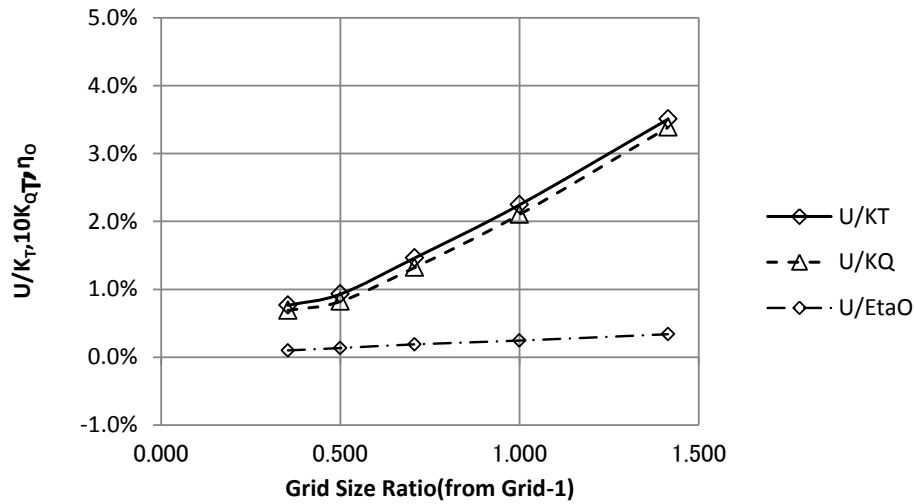


Fig. A-1 Results of uncertainty of each grid size ratio.

Fig.A-1 より、本研究の最適化に用いている Grid-1（格子サイズ比=1.0）ではプロペラ単独効率の推定値は 0.3%程度の不確かさを有し、スラスト、トルクの推定値は 2%程度の不確かさを有することが確認できる。本論文で構築した最適化システムでは、目的関数としているプロペラ単独効率の向上量が 2%程度という結果となっており、推定値が持つ不確かさ以上の効果を得ていることから、本最適化で得られる向上量の推定結果は有意なものであると考えられる。一方で、本最適化システムではトルクが母型のトルクから 0.5%以上変化しないよう制約条件を加えているが、今回の不確かさ解析結果は制約条件として設定しているトルク変化の範囲が、格子の持つ不確かさの範囲内に入っていることを意味しており、最適化に用いている Grid-1 は、最適化システムのトルク性能評価に用いるには不适当である可能性を示唆している。ここで、Grid-1 および Grid-3 の格子設定を用いて Case0 と Case1 および Case0 と Case3 のプロペラの性能差を推定し、格子密度がトルク性能変化の推定結果に影響を検討した。結果を TableA-4、TableA-5 に示す。

TableA-4 Difference of performance between Case0 and Case1 at $J=0.300$.

	K_T	K_Q	η_o
Grid-1	1.4%	-0.6%	2.0%
Grid-3	0.8%	-1.1%	1.9%

TableA-5 Difference of performance between Case0 and Case3 at $J=0.250$.

	K_T	K_Q	η_o
Grid-1	1.3%	-0.9%	2.3%
Grid-3	1.7%	-0.6%	2.4%

Table A-4 および Table A-5 から以下のことが確認できる。

- ① 最適化の目的関数としているプロペラ単独効率の向上量は格子の粗密に関わらず、ほぼ同等に推定されている。
- ② スラスト、トルクの性能変化量は格子の粗密により 0.4%前後異なる推定結果を示す。

上記の①については、最適化に於いて目的関数の評価に格子の粗密が与える影響は小さいことを示しているが、②については、制約条件として課しているトルクの評価に影響を格子の粗密が与えていることを示している。このことから、トルク性能に課している制約条件の評価については、実質的に有効になっていない可能性があるため、今後検討の余地がある。しかし、本論文に示した水槽試験結果からも確認できるとおり、Case0 プロペラと Case1 もしくは Case3 プロペラのトルク性能差は 1%程度に抑えられていることから、制約条件を課した本来の目的である、大きなトルク変化を抑制する点についての効果は得られているものと考えられ、格子数の増加により性能評価に要する計算時間が増大することを考えると、現時点では実用上の大きな問題は無いと考えられる。