

博士論文

数値流体力学を用いた船用半没水プロペラ
性能解析法の高度化に関する研究

平成 27 年 2 月

姫井 弘平

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 半没水プロペラ性能に関する従来の研究	7
1.2.1 系統的模型実験による性能推定法	7
1.2.2 理論計算による性能推定法	8
1.3 研究の目的	10
1.4 本論文の構成	11
第2章 半没水プロペラ推進性能解析手法の構築	12
2.1 序言	13
2.2 自由表面流れ解析を含むプロペラ単独性能計算法	14
2.2.1 座標系	14
2.2.2 基礎支配方程式	15
2.2.3 乱流モデル	17
2.2.4 数値解法	19
2.2.4.1 計算コード	19
2.2.4.2 離散化	19
2.2.4.3 解析領域と境界条件	19
2.3 翼周りのベンチレーション解像を目的とした解析格子生成手法	21
2.3.1 モデルデータの作成	21
2.3.2 八分木の生成	21
2.3.3 キー翼の考慮	23
2.3.4 ベンチレーション解像のための八分木調整	24

2.3.5	境界層の解像	27
2.3.6	格子総数	28
2.4	解析の検証と妥当性確認	30
2.4.1	解析対象	30
2.4.2	解析領域サイズの影響	32
2.4.3	時間刻み依存性	35
2.4.4	プロペラ翼の回転回数影響	36
2.4.5	解析格子の粗密影響	38
2.4.6	キー翼以外の翼近傍格子の粗密影響	42
2.4.7	プリズム層影響	44
2.4.8	翼面上圧力分布	48
2.4.9	流入乱流エネルギー	51
2.4.10	界面定義の妥当性確認	54
2.5	結言	58
第3章 半没水プロペラ単独性能の数値予測		59
3.1	序言	59
3.2	解析条件	60
3.2.1	解析対象	60
3.2.2	解析条件	60
3.2.3	模型実験状態を考慮した解析領域と境界条件	61
3.3	解析結果とその評価	66
3.3.1	プロペラ単独性能予測の評価	66
3.3.2	1翼の6分力変動予測の評価	69
3.3.2.1	6分力回転平均値の評価	69
3.3.2.2	1回転6分力変動値の評価	70
3.3.3	翼周りベンチレーションパターン予測の評価	77
3.3.3.1	各翼角度位置におけるベンチレーションパターン	77

3.3.3.2	ベンチレーション厚みと翼後流の界面	77
3.4	プロペラ単独性能に対する相似則特性	88
3.4.1	フルード数およびレイノルズ数特性	88
3.4.2	ウェーバー数特性	91
3.4.3	相似則特性に関する模型実験時の考察	94
3.5	結言	96
第4章 半没水プロペラ翼の疲労予測		97
4.1	序言	97
4.1.1	船級規則で定められる翼厚	97
4.1.2	半没水プロペラの作動状態において求められる翼強度の考察	98
4.1.3	本章の構成	99
4.2	プロペラ翼面上圧力の数値解析	100
4.2.1	解析対象	100
4.2.2	CFD解析による翼面上圧力分布とプロペラ単独性能の推定	102
4.3	翼応力の数値解析	107
4.3.1	解析ソフトウェア	107
4.3.2	構造解析用格子モデルの作成	107
4.3.3	FEM構造解析	108
4.4	平均応力と応力振幅の推定	113
4.5	疲労寿命の予測	115
4.5.1	回転曲げ疲労試験結果への適用	115
4.5.2	鑄造欠陥の考慮	115
4.5.3	採用翼厚の妥当性	116
4.6	結言	119

第 5 章 結論	120
謝辭	125
参考文献	127
表題一覽	132
図題一覽	133

記号一覧

A_1	: 規定翼厚算出式内のプロペラ翼スキュー角から決まる係数
C	: 翼弦長
$C_{0.7}$: 半径位置 70%の翼弦長
C_p	: 圧力係数
C_t	: k- ϵ 乱流モデルのモデル定数(=0.09)
$C_{\omega 1}$: k- ϵ 乱流モデルのモデル定数(=0.44)
$C_{\omega 1}$: k- ϵ 乱流モデルのモデル定数(=1.92)
D_p	: プロペラ直径
F	: 流体体積率
F_n	: フルード数
F_{nD}	: プロペラ直径ベースのフルード数
F_{Vi}	: 表面張力
g	: 重力加速度(=9.807m/sec ²)
H	: 主機最大出力(kW)
h	: プロペラ没水深度
I	: プロペラ没水率
J	: 前進係数
K_3	: 規定翼厚算出式内のプロペラピッチから求まる係数
K_4	: 規定翼厚算出式内の材料係数
k	: 乱流エネルギー
K_{Fx}	: キー翼の無次元した x 軸方向の力
K_{Fy}	: キー翼の無次元した y 軸方向の力
K_{Fz}	: キー翼の無次元した z 軸方向の力
K_{Mx}	: キー翼の無次元した x 軸回りのモーメント
K_{My}	: キー翼の無次元した y 軸回りのモーメント
K_{Mz}	: キー翼の無次元した z 軸回りのモーメント
K_T	: スラスト係数
K_{Tp}	: スラスト係数圧力成分
K_{Tv}	: スラスト係数粘性成分

K_Q	: トルク係数
K_{Qp}	: トルク係数圧力成分
K_{Qv}	: トルク係数粘性成分
$N_{0.01}$: プロペラ最大連続回転数(rpm)を 100 で除した値
N_f	: 疲労寿命となるプロペラ回転回数
n	: プロペラ回転数
n_i	: 界面の法線ベクトル
r	: プロペラ半径位置
p	: 局所圧力
$\overline{P_{dn}}(\phi)$: ϕ を越える最大径を持つ欠陥が含まれる確率
$P_f(N_f)$: 破壊確率
p_v	: 蒸気圧
p_o	: 大気圧
Q	: プロペラトルク
R	: プロペラ翼応力比
R_e	: 信頼度
$R_n(K)$: Kempf のレイノルズ数
T	: プロペラスラスト
T_{uin}	: 流入乱流強度(%)
$t_{0.25}$: JG 船舶機関規則におけるプロペラ半径 25%位置の最小翼厚
u_i	: 時間平均流速の x_i 方向成分
u^*	: 壁面摩擦速度
V_G	: 気相の流入流速
V_L	: 液相の流入流速
x_i	: デカルト座標
X	: 翼弦方向の前縁端からの距離
W_{nD}	: プロペラ直径ベースのウェーバー数
W_S	: 船尾伴流係数
y^+	: 壁からの無次元化距離
Y_{min}	: プリズム層第 1 層厚み
Z	: 翼数

Δt	: 1 サイクル時間刻み幅
δ_S	: ITTC ガイドラインで定める解析誤差
δ_{SM}	: δ_S の内の解析モデル選定誤差
δ_{SN}	: δ_S の内の数値エラー
ε	: 乱流消失率
ϕ	: 鑄造欠陥の最大径
η_o	: プロペラ単独効率
η_T	: 伝達効率
θ	: プロペラ翼角度位置
κ	: 界面の曲率
μ	: 流体の分子粘性係数
μ_L	: 液体の分子粘性係数
μ_G	: 気体の分子粘性係数
μ_t	: 渦粘性係数
ν	: 動粘性係数
ρ	: 流体の密度
ρ_L	: 液体の密度
ρ_G	: 気体の密度
σ	: キャビテーション数
σ_a	: プロペラ翼応力振幅
σ_C	: σ_{max} の遠心力成分
σ_H	: σ_{max} の流体力成分
σ_m	: プロペラ翼最大平均応力
σ_{max}	: プロペラ翼最大ミーゼス応力
σ_k	: k- ε 乱流モデルのモデル定数(=1)
σ_s	: k- ε 乱流モデルのモデル定数(=1.3)
σ_κ	: 液体の表面張力係数
τ	: 摩擦応力テンソル

第1章 序論

1.1 研究の背景

地球温暖化や環境汚染が世界規模で解決すべき大きな問題として取り上げられている今日、人や貨物の輸送手段を自動車や航空機から船舶へと転換するモーダルシフトは、この問題を軽減する方法の一つである。また、枯渇性エネルギーである原油の今後一層の価格高騰が懸念されているなか、船舶の利用は一度の輸送量が大きく、単位輸送量当たりの必要人員も少なくて済むメリットがあるため、輸送コスト低減の面でも大きく期待ができる。現に、海上輸送は国際物流の大部分を占めており、これまでの経済発展において海上輸送が果たしてきた役割は大きく、近年の海上輸送量は年々増加している。より一層進む船舶へのモーダルシフトに伴い、船型改良や推進器の効率向上などによる推進性能の高効率化・船舶高速化については今後ますます積極的に推し進められていくことが予想される。

船用プロペラ（以下、単にプロペラと呼ぶ）は一般に船尾で回転することで推力を得るというシンプルで持続性が保ちやすい機構であることに加え、Fig. 1.1[1]に示すように多種ある船用推進器のうちで最も高い推進効率を達成できる大きな利点があり、様々な船舶に広く利用されてきた。

プロペラの推進効率における優位性は最大船速 50 ノット以上のいわゆる超高速域になっても同様で、船用半没水プロペラ（以下、単に半没水プロペラと呼ぶ。サーフェスプロペラ、または **Surface Piercing Propeller** などとも呼ばれる）は、この超高速域が最大船速として達成可能な滑走艇に主に装備されるプロペラである。超高速域になるとプロペラ軸やシャフトブラケット等による副部抵抗が船の全抵抗に対して大きな比率を占めるようになり、船体はその抵抗軽減のため滑走するように設計される。このとき半没水プロペラは、おおよそプロペラボスより上部のプロペラ翼が水面上に露出した状態で作動する。水面上にあるプロペラ翼は推力を発生しないため半没水であるハンディキャップがあるが、船体抵抗が軽減される分、超高速航行を可能とし、船体トータルの推進性能面では極めて有利となる。現在は海面効果翼船、ホバークラフト、バスボート、レース艇、軍事用途など限られた船種のみ装備されているが、優秀な推進特性が得られることから、高速フェリーなど

様々な高速船向け推進器として広範囲に採用される期待が高まっている。

しかしこのような超高速艇を対象とする実際の採用事例においては、推進器の主役はウォータージェット推進器に取って代わられるケースが多い。その主な理由の一つとして、半没水プロペラの特性上、複雑な物理諸現象を伴った作動状態であることと、その物理現象に対応した特殊な翼断面形状が採用されることから、プロペラの性能推定が非常に難しいことが挙げられる。

半没水プロペラ翼は入水時に空気吸い込み現象を誘起し、翼が離水するまでの約半回転の間、翼後流は水面まで通気されたベンチレーション状態となる。Fig. 1.2の模型実験写真やFig. 1.3の概念図に示すように、プロペラの作動状態によってはベンチレーションは翼背面側を覆うまで発達し、プロペラ周りの水面は翼回転に伴って複雑な隆起と沈降が生じる。そしてこのとき、プロペラ翼は水中でのみ荷重を受けるため周期的で大きな荷重変動が生じ、プロペラ翼の疲労やプロペラ軸振動に対し大きなリスクを伴うことになる。

一方、プロペラ翼断面形状においては翼前縁側を薄く翼後縁を厚くし、翼弦方向のキャンバーを大きくした楔形状の翼型が採用される。また、カップと呼ばれる翼正面後縁付近で局所的な曲がり設けるケースも多い。Fig. 1.4に翼断面形状の一例を示す。図中のCは翼弦長、Xは翼弦方向の前縁端からの距離である。この翼断面形状は第一に安定したベンチレーションを発生させる目的に、第二に翼背面が空気で覆われた状態でも翼正面による正圧によって所定の揚力を得る目的に、第三に翼強度の観点から導かれることによる。全没水の通常プロペラで広く採用されるNACA翼型[2]などとは大きく形状が異なっており特徴的である。

したがって半没水プロペラにおいては、翼周りで起こる物理諸現象を捉えつつ特殊形状を有したプロペラ翼性能を高精度に推定する必要があり、その上で個々の設計機会において推進効率の向上を図る必要がある。

プロペラ単独性能は推進性能面で最も基本的に評価されるプロペラのスラスト性能とトルク性能であるが、半没水プロペラにおいてはプロペラ軸に水平な方向の荷重変動が激しいため、プロペラ軸に対する起振力も評価しなければならない性能となる。よってプロペラ単独性能の基になるプロペラ1翼の6分力性能が、推進性能の評価上で重要なパラメータとなる。

プロペラ単独性能や6分力の推定法として模型プロペラを用いた水槽実験が挙げられる。しかし半没水プロペラが現状では用途限定的な特殊プロペラであるため、

模型実験の実績が少ない。そのため捉えるべき物理現象に対する知見や標準的な実験仕様に対する定見が不足しており、6分力変動の計測可能機器を含めて実験設備も整っていない。そのため模型実験実施にあたっては、まずこれらを構築し実験結果の信頼性や共通性を高めていくことが重要なステップとして残っている。また、半没水プロペラ単独性能はプロペラの没水深度や水面変化に対して大きく影響を受ける。模型実験では実機プロペラに則したキャビテーション数を設定するために減圧水槽にて実施することが求められるが、模型プロペラに対して水槽サイズが小さい場合は、水槽の側壁が水面変化に影響を与えてしまう。そのため側壁影響が小さい大型減圧水槽が必要であるが、世界的にも限定された数箇所のみとなっている。加えて、性能向上を目指したプロペラ実用設計時では最適設計を目指した継続的な性能改善を図る必要があるが、模型実験による最適設計アプローチは非現実的と言わざるを得ない。作動状態や解析領域範囲の条件制限が無く、実用的な数値解析法が必要とされる。

さらにプロペラ単独性能や翼周りのベンチレーションパターンに対しては、翼前縁付近の薄肉部や翼後縁端部のカップ形状が大きく影響を与える。しかしながらこれらの局所形状は模型スケールでは非常に微細であり、模型プロペラ製作精度上の限界から、これらの形状影響を精度良く捉えることが困難な場合がある。よって翼形状を正確に考慮できる数値計算法が必要である。

船舶航行時に作動中のプロペラ翼に変形・き裂・折損が発生せず、一定の推進性能を保ち続けることは、最低限保証されるべき必須の要件と言える。ただし翼厚を必要以上に増すことはプロペラ単独効率の低下を招くため、精度良く翼応力を推定した上で推進性能と翼強度のバランスが取れた最適設計を行うことが重要である。半没水プロペラは一般的にシャープエッジを持ち高回転数で作動するため、折損のタイミングや箇所によっては鋭利な折損部位が水上に高速で放出されることになり重大な事故を招きかねず、翼強度に関して慎重な検討が必要である。また、プロペラ翼が水上にあるときの翼面上圧力は水中時と比較してほぼ無視できる大きさとなり、プロペラ翼1回転中で翼応力流体成分のオン・オフが生じるような応力変動が起きる。この振幅は全没水通常プロペラより大きくなることは想像に容易く、水中時の翼面上圧力を高精度に推定可能な数値計算法が必要である。

以上述べたように、半没水プロペラ性能解析の高度化については、以下のような要件を満たした性能解析手法の構築が必要である。

- (1) 翼周りのベンチレーションの形成過程を含む自由表面特性の評価および翼端部の局所的形状変化の影響を含んだプロペラ単独性能および6分力変動の評価が可能であること。
- (2) 模型実験と比較して短期間、すなわち10日間程度で(1)で述べた性能評価が可能である故に解析コストや解析時間ともに実用的であるとともに、模型実験で計測困難な翼面上圧力分布が得られ、翼強度に対する理論的アプローチが行えること。

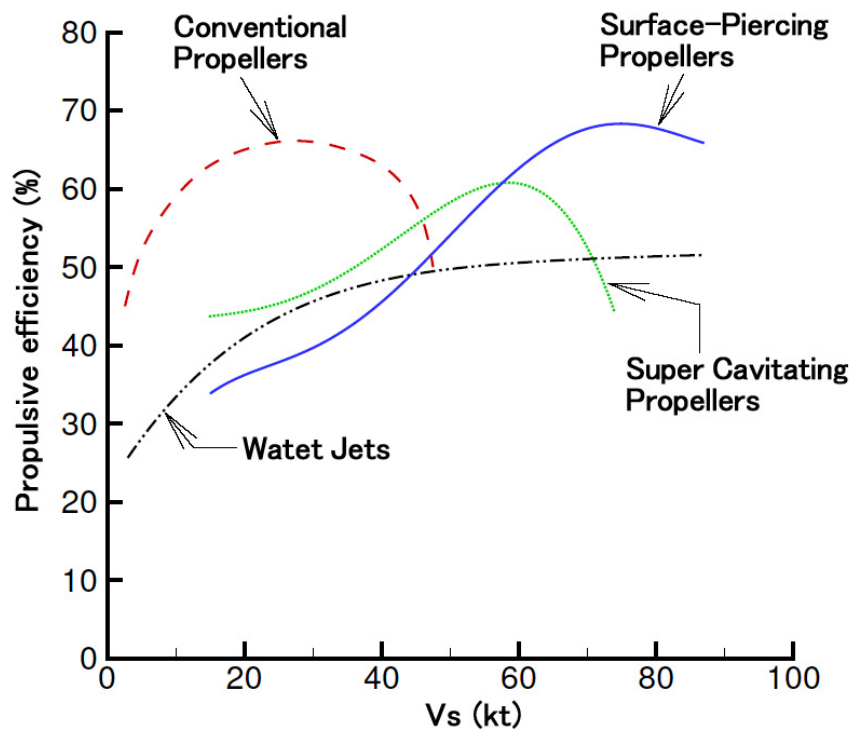


Fig. 1.1 Approximate maximum installed efficiency envelopes for different propellers[1].



Fig. 1.2 Observation of ventilation pattern in the model test.

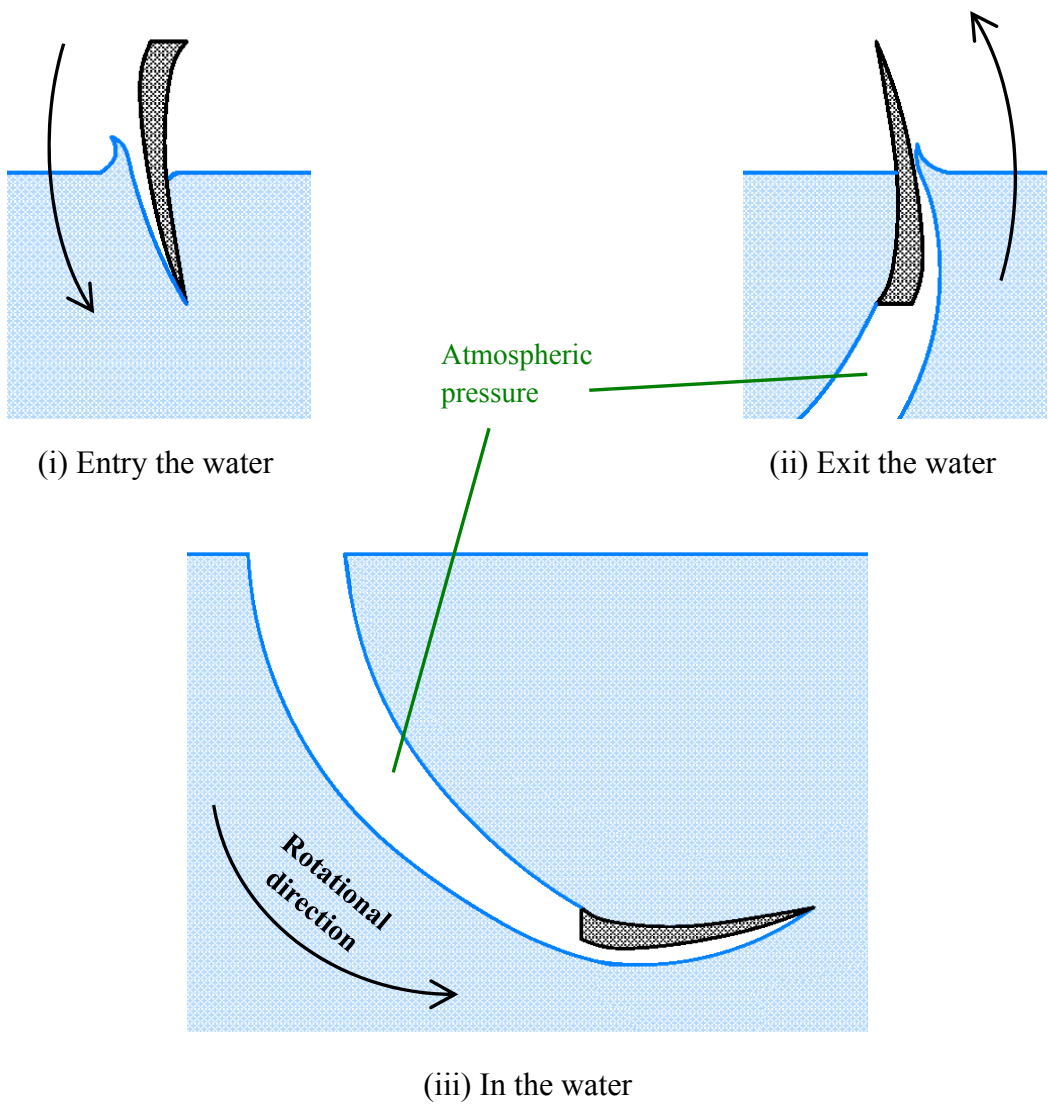


Fig. 1.3 Conceptual diagram of ventilation associated blade rotating.

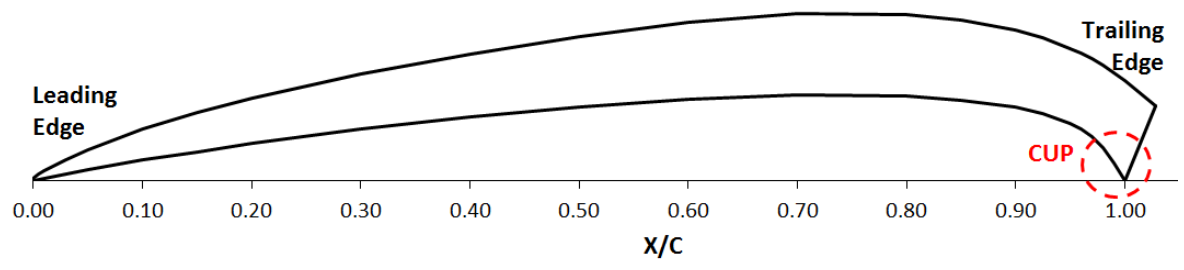


Fig. 1.4 An example of blade section for surface piercing propeller.

1.2 半没水プロペラ性能に関する従来の研究

性能推定の困難さに反して、半没水プロペラに関する従来の研究は全没水通常型プロペラと比較して圧倒的に事例が少ない。これは、半没水プロペラが採用対象となる超高速船案件が少ないことに加え、滑走状態が求められる船体ゆえに軽量・小型となりプロペラも小型の部類が多いことから、研究成果の商業的なインパクトに欠けることが大きな要因の1つとして考えられる。しかし軍事用途や浅水深海域航行旅客船など半没水プロペラが必須かつ推進性能上重要となる一定の需要があり、徐々にではあるが研究は進められている。

1.2.1 系統的模型実験による性能推定法

全没水型の通常プロペラとは異なる半没水プロペラ特有の考え方は、1869年に C.Sharp によって出願された米国特許が始まりである[3]。1874年に Reynolds による半没水プロペラに関する実験研究[4]が報告された後、主機エンジン性能向上や船型改良により超高速船が技術的に実現可能となった20世紀後半以降になると、半没水プロペラ推進性能の優位性は広く認知されるようになった。そのため実験的研究は、後述する理論計算アプローチによる性能推定法の研究と比べて比較的継続して行われている。

Hecker[5]はスーパーキャビテーション翼型を採用した8翼可変ピッチプロペラ模型を用いて没水深度や軸系迎角を数種類に変化させた実験を行い、それらがプロペラ単独性能に及ぼす影響を示した。また永井ら[6]は Tachmindji ら[7]による直線的楔型翼断面や曲線的楔型翼断面および Hill[8]による三日月型翼断面を採用し、ピッチを系統的に変化させた多くの3翼および4翼のプロペラ模型を用いてプロペラ単独性能試験を実施し、プロペラ前進係数 J に対するプロペラのスラスト係数 K_T やトルク係数 K_Q の傾向にスラストブレークダウンや空気吸い込みの影響があることを示している。また、翼断面形状の差によるプロペラ単独効率の差について議論するとともに、多くの実験データを公表した。近年では、Olofsson[9]による研究が広く知られている。非常に広範囲の作動状態でプロペラ中心の6分力変動計測や翼回転角度位置ごとのベンチレーション写真観測を実施しており、Olofsson の実験結果は理論計算研究の比較対象として引用されるケースが多い。他には、野澤ら[10]、ROLLA 社[11]、Ferrando ら[12][13]によってそれまでと同様な系統的模型実験が実

施され、従来プロペラより高効率化が為された報告や、野澤らや Ferrando らにおいては軸系傾斜角影響に対する考察および設計図表、プロペラ単独性能回帰式の提供がある。

これらの研究例は、個々に見るとプロペラ主要目や試験条件を系統的に変化させた実験を行っているが、横断的に見ると規格化された翼幾何形状パラメータや試験のセッティング、試験条件を用いると言ったような普遍的アプローチがなされていない。第 23 回 ITTC (International Towing Tank Conference、国際試験水槽会議) における提言[14]でも指摘されているように、半没水プロペラの実用的な設計機会での利用を目的とする、標準化された半没水プロペラ単独性能の確立が急務と言える。しかしながら規格化パラメータも無いなかで、この確立がなされるだけの模型実験が多大な時間とコストを費やし早急に実施される可能性は低いと考えざるを得ない。

1.2.2 理論計算による性能推定法

半没水プロペラの翼周りの流れが非常に複雑な性質を持つことから、高精度な推進性能評価が可能な理論的モデリングの構築には大きな困難が伴い、理論計算手法による継続的な研究はごく一部の研究者のみによって進められてきた。

ポテンシャル計算手法を用いた研究としては、Furuya[15][16]による線形特異点分布法を揚力線理論的に取り扱った計算手法や、Young ら[17]によるスーパーキャビテーションプロペラ性能解析のために開発された部分シートキャビテーション分析が可能な 3 次元境界要素法コードの改良、工藤ら[18]によって開発されたスーパーキャビテーションプロペラ性能解析コードを流用した姫井らの報告[19][20]のなどがある。いずれの研究においても、プロペラ単独性能の理論アプローチによる推定結果は模型試験結果と比較して概ね妥当な結果が報告されているが、Furuya の計算手法は翼厚やベンチレーション厚みが未考慮となる揚力線理論の限界があり、Furuya や姫井らの手法ではベンチレーションが翼背面に常時発生する仮定がなされている。また Young らの手法では後縁端部厚みや水面の隆起・沈降の挙動が未考慮であるため翼の入水・離水時のスラスト、トルクが実験結果と大きく乖離する点が指摘されている。また、一般的にポテンシャル計算手法は翼端部の局所的形状変化の影響を高精度に捉え難いとされる点が挙げられる。以上のように、現状のポテンシャル計算手法では、プロペラ単独性能への影響度が大きいとされる翼周り

の物理諸現象や翼形状端部を無視あるいは簡略化して評価するなどの制限があり、実用的な設計評価への適用については実現できる段階ではない[14]とされている。ただし姫井ら[21]の研究のように、理論計算で得た知見をもとに高効率半没水プロペラを開発した上で実機プロペラへ適用し、実船実験にて性能向上を確認した例もある。

一方近年では、コンピュータ環境の性能向上、とりわけ複数の計算コアや CPU を持つ計算機環境が一般化してきていることから、CFD (Computational Fluid Dynamics、数値流体力学) を用いた性能推定手法アプローチも徐々に取り組みられるようになった。自由表面流解析をプロペラへ適用した研究例は多くないものの、VOF (Volume-Of-Fruid) 法[22]を用いた気液二相流解析が主に実施されており、Caponnetto[23]による界面捕獲法を用いた報告、Himei[20]による界面体積追跡法を用いた報告がある。また浅没水状態におけるプロペラ翼先端付近への空気吸い込み現象解析を実施した Califano[24]や Kozłowska ら[25]の研究も気液二相流解析をプロペラに適用した例として挙げられる。現状では研究例が少なく、解析条件などの公表も部分的で議論が十分になされていないため、CFD を用いたアプローチには多くの課題が残っていると考えられるが、ポテンシャル計算における物理モデル構築の困難性と言う弱点を補えるため期待ができる。

翼強度推定には翼面上圧力分布が必要となるが、非定常な作動状態である半没水プロペラの翼面上圧力分布を模型実験にて計測することが技術的に困難であり、研究例も無い。一方、理論計算手法においては、姫井ら[19]がポテンシャル計算によって得た翼面上圧力分布を用いて翼応力解析し、実機プロペラに適用して評価した報告があるのみとなっている。ただし姫井らの計算は半没水状態を簡便に模擬した全没水定常状態の圧力分布を求めたにすぎず、応力最大振幅を精度良く評価できているとは言い難い。また、ポテンシャル計算では翼弦方向に配置される計算標点数が CFD 格子数と比較して一般的に少なく、大きな正圧が生じる翼後縁端カップ部付近の圧力分布を高精度に捉え難い。以上のように、半没水プロペラの翼強度推定技術は全く手が付いていないに等しく、実機プロペラ設計時には各々の経験、実績に頼った翼厚検討を行っていることが想像される。

1.3 研究の目的

本研究は船用半没水プロペラ性能の CFD 解析手法を構築し、今後の実用設計機会や高性能プロペラ開発時において必要となる船用半没水プロペラ性能推定技術の高度化を図るものであり、その具体的な目的は下記の通りである。

(1) CFD を用いた実用的な半没水プロペラ性能解析手法の構築

高精度解析と、10 日間程度で性能評価可能とする実用的な解析時間を両立した効率的な格子生成法と適切な解析条件を確立し、CFD による半没水プロペラ性能解析手法を構築する。半没水プロペラを対象とする解析は技術確立がなされておらず、十分な妥当性確認と検証を経た上で、高性能半没水プロペラ開発に資する手法とする。

(2) プロペラ単独性能推定技術の高度化

翼周りのベンチレーションを含む自由表面特性および翼端部の局所的形状変化の影響を含んだプロペラ単独性能評価およびプロペラ 1 回転中の 6 分力変動評価を可能とする。

(3) 翼強度推定技術の構築

翼強度推定技術は、強度上で問題無きよう確認するとともに翼厚推進性能とのバランスを取る観点で最適設計時に必須であるが、半没水プロペラの翼強度については殆ど研究例が無い。異なるプロペラ間での局所的形状変化の影響差を含めて評価しうるべく、CFD によって推定された翼面上圧力を外力とした翼応力解析とその評価手法を構築する。

1.4 本論文の構成

本研究は上述したように、CFD を用いた半没水プロペラ推進性能解析法と、その CFD 解析結果を応用した半没水プロペラ翼強度推定法を構築することによる、性能解析法の高度化が研究目的であり、本論文は下記のように全 5 章で構成される。

第 1 章は序論であり、本研究の背景や関連する従来の研究経緯をもとに本研究の必要性を論じた。また、本研究の目的である性能解析法の高度化に対し重要となる課題を述べた。

第 2 章では、半没水プロペラ推進性能の CFD 解析システムの構築について述べる。まず、本研究の CFD 解析で適用される基礎方程式や乱流モデル、数値解法について概説した後、界面変動を伴う半没水プロペラ解析に適した CFD 解析格子生成手法について述べる。さらに種々の解析パラメータに対して解析結果の検証と妥当性確認を実施し、解析手法の有効性について論じる。

第 3 章では、CFD 解析で得たプロペラ単独性能、1 翼の 6 分力変動、翼周りのベンチレーションパターンについて模型実験結果と比較し評価する。さらに相似則特性について影響となる要因を解析結果から考察する。

第 4 章では、翼強度推定法について検討する。まず船級規定翼厚を半没水プロペラに適用した場合の問題点を指摘し、次に実機採用された半没水プロペラを対象として CFD 解析を実施して得たプロペラ単独効率や翼面上圧力分布について検証する。さらに翼面上圧力分布を流体力とした翼応力解析の結果を述べ、応力解析結果をもとに疲労寿命の予測手法を検討するとともに、対象としたプロペラの翼厚妥当性について論じる。

第 5 章は本論文の結論であり、本論文で得られた成果をまとめるとともに、今後の課題について述べる。

第2章 半没水プロペラ推進性能解析手法の構築

2.1 序言

自由表面流れの中で作動する半没水プロペラにおいてはプロペラ翼の入離水時に翼面周りで生じるベンチレーションと界面変形がプロペラ推進性能に大きな影響を及ぼしている。

半没水プロペラ翼断面形状は翼前縁側を薄く翼後縁を厚くし、翼弦方向のキャンバーを大きくした、特徴的な楔形状の翼型が採用される。また、カップと呼ばれる翼正面後縁付近で局所的な曲がり設けるケースも多い。この翼断面形状を用いる目的は、翼強度を確保しつつ、安定したベンチレーションを発生させながらも翼正面とくにカップ部で生じる正圧によって所定の揚力を得ることであり、ベンチレーションの発生やパターンは翼断面形状に大きく影響を受ける。

ポテンシャル計算手法ではこれら翼周りの界面変化や特徴的翼断面形状に対して数値モデリングが現状不十分とされており[14]、さらに翼弦方向に配置される計算標点数が CFD 格子数と比較して一般的に少ないため翼後縁端カップ部付近の圧力分布を高精度に捉え難いと考えられる。

模型実験においては、高性能プロペラ開発時や実設計機会では継続的なプロペラ性能改善を図る必要があり、コストと時間の観点で現実的な選択肢となり難い。また、模型プロペラ製作精度の限界があり、翼前縁端付近の薄厚部やカップ部の再現性が困難な場合がある。

したがって、半没水プロペラ推進性能推定法として、プロペラ翼の微細な形状変化を正確に取り扱うことができ、翼周りの物理諸現象が考慮可能な CFD の適用が有効であると考えられる。

本章では、不連続接合や自由表面流解析に対応している汎用熱流体解析ソフトウェアである SCRYU/Tetra[26]を用いて、高性能プロペラ開発時や実設計機会に必要な半没水プロペラ推進性能解析システムの構築を行う。

第2節では、プロペラ周りの流場解析および自由表面流れ解析の基礎支配方程式や CFD 解析に適用した乱流モデル、数値解法について述べる。

第3節では、翼周りのベンチレーション解像を目的とした CFD 解析格子の生成

手法について述べる。スパイラルアップが必要な設計機会においても解析時間が実用範囲内である点を考慮しつつも、ベンチレーションが翼端部付近で発生し、翼水中時に安定して発達しうる解像度を持った解析格子の生成手法を構築する。

第4節では、様々なCFD解析パラメータに対し、解析結果の妥当性確認と検証を実施する。自由表面流れ解析を含む船用プロペラ性能解析はこれまでに殆ど研究例が無く本研究は新たな試みと言え、このような新規性のある機会において解析の妥当性確認と検証は解析結果の信頼性確保のため非常に重要である。

最後に第5節で本章の結論を示す。

2.2 自由表面流れ解析を含むプロペラ単独性能計算法

2.2.1 座標系

まず、Fig. 2.1 のように空間固定座標系を定義する。プロペラ翼の母線がプロペラ軸と交わるプロペラ中心点を原点 O とし、プロペラ軸に沿ってプロペラ上流側が正となるように x 軸をとる。プロペラ鉛直上方を z 軸の正方向とし、 O -xyz が左手系直交座標系となるように y 軸を定める。

プロペラに対する気相、液相それぞれの流入流速 V_G 、 V_L は x 軸の負方向とし、プロペラは船尾側から見て時計回りの方向を正回転の向きに一定角速度で回転しているものとする。プロペラ半径位置 r および、プロペラ鉛直上方を Top 位置 0° とするプロペラ翼角位置 θ はそれぞれ(2.1)式、(2.2)式で定義される。

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} \quad (2.1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{y}{z} \right) \quad (2.2)$$

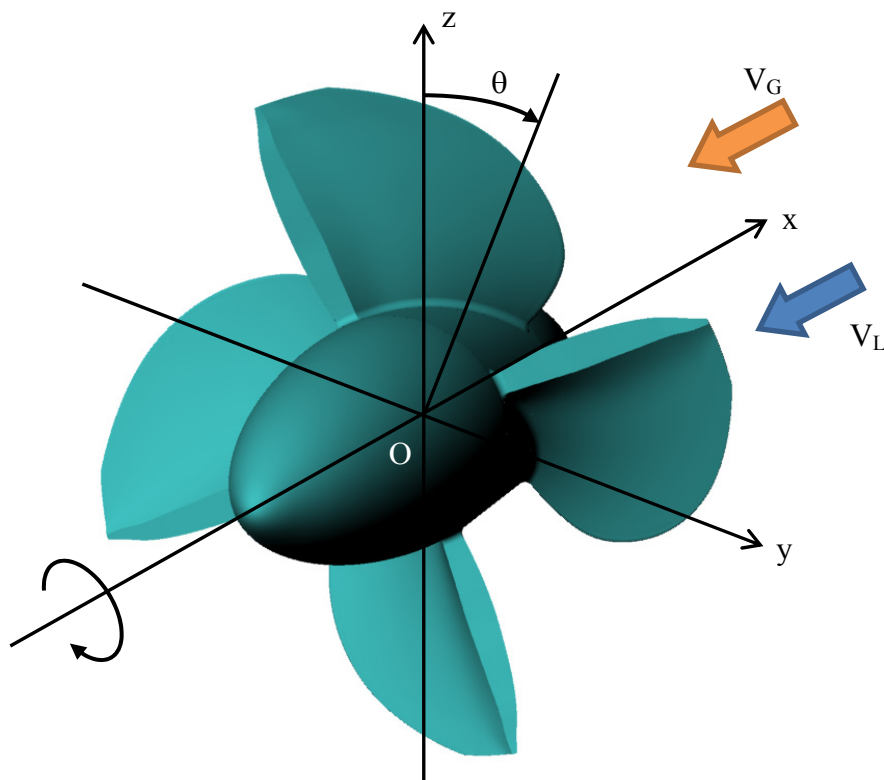


Fig. 2.1 Coordinate systems of propeller.

2.2.2 基礎支配方程式

自由表面流れの数値解析手法として界面捕獲法 (Interface Capturing Method) の 1 つである VOF (Volume-Of-Fluid) 法[22]を適用する。

VOF 法は界面変形に合わせて要素を再構築する必要がなく、半没水プロペラ翼周りで生じるベンチレーションや翼端より放出される飛沫体のような界面の大変形に伴う複雑な自由表面流れを解析することに適している。また、界面捕獲法は要素内の幾何的な界面形状を捕捉せず、他の離散方程式と同様に界面移流のマトリックスを代数的に解く手法であり、界面が割り当てられる要素での移流計算が緩和され、並列計算スケーラビリティが向上し解析時間の短縮が望める。

VOF 法において界面位置の表現は、流体の識別は(2.3)式で定義する流体体積率 F (VOF 値) を用いる。

$$F \begin{cases} = 1, & \text{Fluid 1 (= Liquid)} \\ = 0, & \text{Fluid 2 (= Gas)} \\ > 0, < 1 & \text{Interface} \end{cases} \quad (2.3)$$

F は格子要素内の要素体積における液相体積率を表している。つまり格子要素内が液相で満たされている場合は $F=1$ 、逆に気相が満たされている場合は $F=0$ となり、界面は $0 < F < 1$ となる格子要素内に存在することを示している。また、流体の密度 ρ と分子粘性係数 μ は、体積率 F を用いてそれぞれ(2.4)式と(2.5)式で求められる。(2.4)式と(2.5)式の下付き添字 L 、 G はそれぞれ Liquid (=液体)、Gas (=気体) に対応している。自由表面の時間発展は体積率 F の移流方程式によって(2.6)式で記述される。デカルト座標テンソル表記にて示してあり、 x_i はデカルト座標 ($i=1,2,3$, $x_1=x$, $x_2=y$, $x_3=z$, $\partial/(\partial x_j) = \partial/(\partial x_1) + \partial/(\partial x_2) + \partial/(\partial x_3)$) である。

$$\rho = \rho_L F + (1 - F)\rho_G \quad (2.4)$$

$$\mu = \frac{1}{\frac{F}{\mu_L} + \frac{1-F}{\mu_G}} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial F}{\partial t} + u_i \frac{\partial F}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

界面捕獲法では、各格子要素における F 値と要素境界での時間平均流速の x_i 成分 u_i から、移流方程式(2.6)式によって格子間移流量を代数的に解き、サイクル間の

界面移動を求める。

表面張力については、CSF (Continuum Surface Tension) モデル[27]を適用し、体積力として運動量保存式に考慮する。CSF モデルで表される表面張力 F_{Vi} を(2.7)式に示す。ここで、 σ_κ は表面張力係数、 κ は界面の曲率、 n_i は界面の法線ベクトル、 $\bar{\rho}$ は平均密度($\rho_L + \rho_G$)/2である。なお、解析において壁面との接触角を 90° とした。

$$F_{Vi}(x) = \sigma_\kappa \kappa(x) n_i(x) \frac{\rho(x)}{\bar{\rho}} \quad (2.7)$$

プロペラ周りの粘性流場解析については、基礎式として非定常非圧縮流体 RANS (Reynolds-Averaged-Navier-Stokes) 方程式(2.8)式と連続の式である質量保存式(2.9)式を適用する。

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\rho \frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho g + F_{Vi} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.9)$$

ここで p は時間平均圧力、 τ_{ij} は摩擦応力テンソルである。

乱流には u_i 、 p 、 τ_{ij} などにアンサンブル平均値 (時間平均値) が用いられ、このとき τ_{ij} は(2.10)式で表される。なお、 u'_i は流速 u に対する摂動であり、 δ_{ij} は Kronecker のデルタである。

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (2.10)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.11)$$

$-\overline{\rho u'_i u'_j}$ はレイノルズ応力と呼ばれ、乱流により生じる応力である。層流のとき摩擦応力は(2.12)式で表現されることに對比して、乱流も層流と同様に扱う。このときレイノルズ応力は(2.13)式で表される。 μ_t は渦粘性係数であり、レイノルズ応力に対する時間平均流速の空間勾配の比例係数を意味し、次項で述べる乱流モデルによって計算される。 k は(2.14)式で示す乱流エネルギーである。

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.12)$$

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.13)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (2.14)$$

2.2.3 乱流モデル

乱流モデルは、複雑な性質を持つ乱流に対し渦粘性の考え方を適用することで、微小な時空間スケールにおける渦変動の影響を物理モデル化したものであり、その適用によって膨大な計算格子は必要とならず、実用レベルの解析には有効な手段である。乱流モデルでは、乱流長さスケールを乱流場の特徴を代表する物理量として定義する。乱流モデルのうちでは、この物理量を乱流エネルギー k と乱流消失率 ε として評価する2方程式乱流モデルが広く使用されている。

2.2.3.1 標準 k - ε 乱流モデル [28]

乱流エネルギーと乱流消失率それぞれの輸送方程式はそれぞれ(2.15)式、(2.16)式となる。また、渦粘性係数 μ_t は k 、 ε との次元解析から(2.17)式となる。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2.16)$$

$$\mu_t = C_t \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.17)$$

ここで、 σ_k 、 σ_ε 、 $C_{\varepsilon 1}$ 、 $C_{\varepsilon 2}$ 、 C_t はそれぞれ経験定数であり、 $\sigma_k=1$ 、 $\sigma_\varepsilon=1.3$ 、 $C_{\varepsilon 1}=1.44$ 、 $C_{\varepsilon 2}=1.92$ 、 $C_t=0.09$ である。

2.2.3.2 MP k - ε 乱流モデル

標準 k - ε モデルでは、(2.15)式右辺第2項で示される生成項が、よどみ点付近で過大評価される傾向にある。よってMP (Modified Production) k - ε モデルでは生成項を(2.18)式に置き換えることで修正する。この改良法は Kato-Launder 補正[29]と呼ばれる。

$$\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \tilde{C}_t \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \underline{S} \Omega \quad (2.18)$$

ここで、

$$S = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (2.19)$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (2.20)$$

$$\underline{S} = \min \left(20, \frac{k}{\varepsilon} S \right) \quad (2.21)$$

$$\tilde{C}_t = \min \left(0.09, \frac{0.3}{1 + 0.35 \underline{S}^{1.5}} S \right) \quad (2.22)$$

$$\mu_t = \tilde{C}_t \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.23)$$

半没水プロペラの作動状態は、実機および解析比較対象とした模型実験のいずれにおいてもレイノルズ数が高く、水中時に翼背面がベンチレーションで覆われる作動状態であることも多い。**Kempf** のレイノルズ数 $R_n(K)$ はプロペラ回転数 n 、プロペラ直径 D_p 、分子動粘性係数 ν 、半径位置 70% の翼弦長 $C_{0.7}$ を用いて(2.24)式で定義され、実機では 10^7 オーダー以上、模型実験においてもおおよそ $2 \times 10^6 \sim 5 \times 10^6$ となる。

$$R_n(K) = \frac{C_{0.7} \sqrt{V_L^2 + (0.7\pi n D_p)^2}}{\nu} \quad (2.24)$$

層流・乱流混在の流れ場であれば、CFD 解析時には壁面境界層内の第 1 層プリズム格子厚みを小さくし、粘性成分を精度良く解析できる低レイノルズ数モデルを選択すべきではあるが、半没水プロペラ翼表面は乱流が卓越した全面乱流状態であることが予想されるため、高レイノルズ数モデルである $k-\varepsilon$ 方程式モデル系より MP $k-\varepsilon$ モデルを適用する。高レイノルズ数モデルを適用した場合、解析格子生成時にプロペラ表面近傍に設置するプリズム格子厚みを比較的厚く設定することが可能であり、プリズム格子層数を節約し翼後方に広く発達するベンチレーション解像

のための格子密度が確保できる利点がある。

2.2.4 数値解法

2.2.4.1 計算コード

解析にはソフトウェアクレイドル社製の非構造格子系汎用熱流体解析ソフトウェアである SCRYU/Tetra Version 10[26]を用いた。SCRYU/Tetra Version 10 では不連続接合や界面捕獲法を用いた自由表面流れ解析に対応し、多数の乱流モデルを搭載しており、プロペラ性能解析においても適用実績[30][31][32]がある。

格子生成のプリ機能や解析結果検証に用いるポスト機能は Windows OS ベースで提供されており、他の多くのソフトウェアとのデータ連携が良く、プロペラ設計実務に CFD 解析プロセスが容易に組み込むことができる。

2.2.4.2 離散化

(2.8)式と(2.9)式で記述した RANS 方程式と連続の式は有限体積法 (Finite Volume Method) [33][34]により離散化され、大規模な連立式として数値的に解かれる。ここで、(2.8)式の左辺第 2 項で示される対流項は流速に関して非線形となるため、数値的に解くアルゴリズムが必要であるが、流速と圧力のカップリング手法である SIMPLEC 法 (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation -Consistent Algorithm) [35]を採用する。SIMPLEC 法は SIMPLE 法[36]で用いる速度補正量に一部修正を加えて圧力補正式を改良することにより、カップリングの収束速度に改善が図られている。

また、移流項の離散化には二次精度の風上差分 (MUSCL) [37]を用いる。時間進行は陰解法であり、離散化された各方程式の時間項成分は、とくに不連続境界面での物理量拡散を低減させるため 2 次精度とした。

2.2.4.3 解析領域と境界条件

解析領域は Fig. 2.2 に示すように、ともにシリンダー形状とする外側の静止部と内側のプロペラを含む回転部とで構成し、静止領域と回転領域の境界は不連続境界面として定義する。

境界条件としては、流入境界面の条件として①流入流速 V_L (m/sec)、 V_G (m/sec)、②液体の乱流エネルギー k (m^2/s^2)、③ z 軸方向に界面流入条件としてプロペラ没水深

度 $h(m)$ 、をそれぞれ与える。乱流エネルギー k は(2.25)式で定義する。

$$k = \frac{2}{3} (V_L \times T_{uin} \times 0.01)^2 \quad (2.25)$$

ここで T_{uin} は流入乱流強度(%)で、流入流速に対する変動成分の百分率である。

また流出境界面の条件として④圧力規定として気相圧力は $p=0(Pa)$ 、液相圧力は水圧を考慮し $p = -g\rho_L(z - h)$ (Pa)、⑤界面自由流出条件をそれぞれ与える。 g は重力加速度 $9.807(m/sec^2)$ であり、領域全体にも重力を考慮して z 軸鉛直下向きに与える。

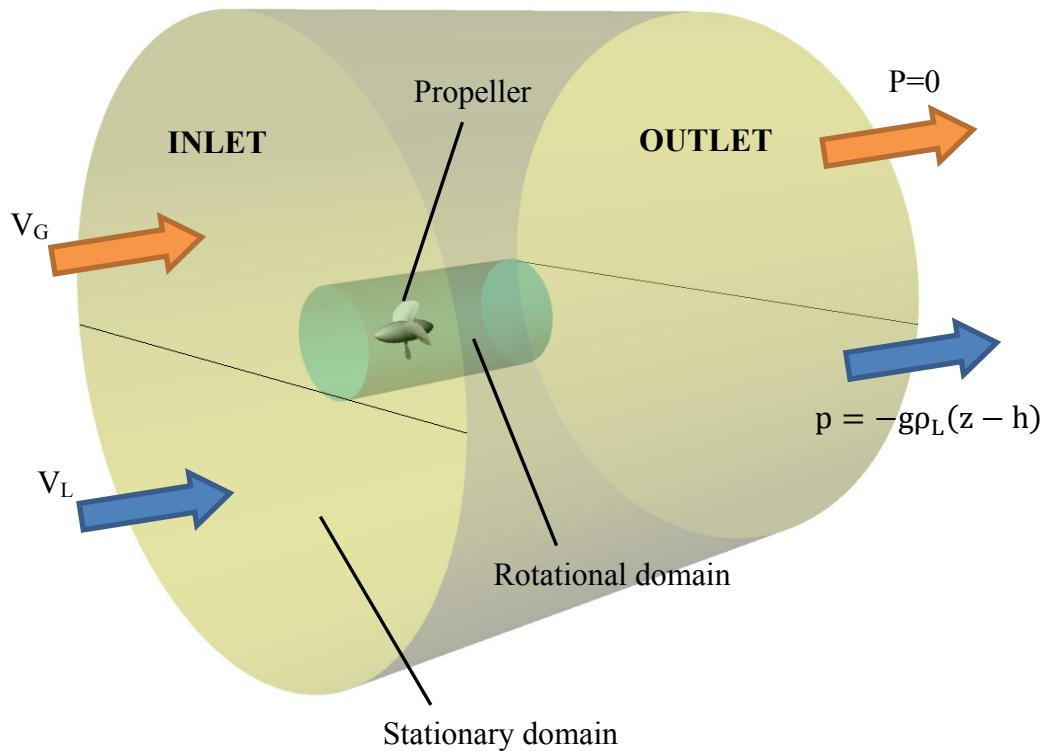


Fig. 2.2 Computational domain.

2.3 翼周りのベンチレーション解像を目的とした解析格子生成手法

2.3.1 モデルデータの作成

一般的にプロペラ幾何形状は螺旋円筒座標系に基づき、翼根側から翼先端側を半径方向に 10~20 分割された要目表によって与えられる。この要目は翼幅、ピッチ、スキュー、レーキ、最大翼厚位置、翼断面形状テーブルなどであり、これに翼数、ボス形状、回転方向を合わせて形状定義される。プロペラ形状の 3 次元モデリングの際には、これらの螺旋円筒座標系データを O-xyz 直交座標系データに変換するとともに、半径方向や翼断面定義の分割数を増して滑らかなプロペラ翼曲面となるようにフェアリング作業が必要となる。そこで 3 次元変換とフェアリングを数値計算し、3 次元 CAD モデリングソフトで直接扱える数値データを出力するプログラムを自作することで、翼定義データからモデルデータの作成までを簡便に実施できるようにした。

2.3.2 八分木の生成

半没水プロペラは一般的にプロペラ直径に対する翼のピッチが大きく、3 次元的に捻りが大きい。また翼前縁端が薄く、翼後縁端のみ曲率を大きくしたカップ形状が採用されるため、局所的な形状変化が大きい。このような複雑な翼形状においても比較的柔軟に高品質な解析格子を設置するため、解析格子には非構造格子を用いる。

解析空間全領域は八分木法[34]によるテトラ格子生成と基本とする。閉空間のテトラ格子は、そこに配置された八分木の 1 辺の長さをベースとして生成されるため、空間がプロペラ表面に近くなるにつれて徐々に八分木を小さくして配置する。とくに、翼形状を正確に取り扱うべき翼端部付近や解析時に物理量の空間勾配が大きいと予想される空間領域に関しては、八分木を微小サイズにしておき格子密度の高いテトラ格子が生成されるように調節する。以上を考慮して配置した解析空間全体の八分木の例を Fig. 2.3 に、プロペラ翼表面付近および翼前縁端付近の八分木配置例を Fig. 2.4 に示す。解析対象のプロペラ直径を 250mm とするとき、八分木の 1 辺の長さは、解析領域中心から直径約 1300mm 以上の静止領域では 128mm と大きいですが、プロペラに近づくにつれて 3 段階で辺を小さくし、直径約 850mm 以内の円筒

領域内では 32mm とする。不連続境界面近傍では、物理量拡散低減を目的に流入側で 4mm、流出側および回転領域側面で 8mm とする。また、プロペラ表面付近では表面に近づくにしながら 4mm から徐々に辺を小さく変化させて設置する。翼表面近傍は 0.5mm~1mm であり、翼前縁端近傍の 1 辺長さは最も小さく 0.25mm とする。

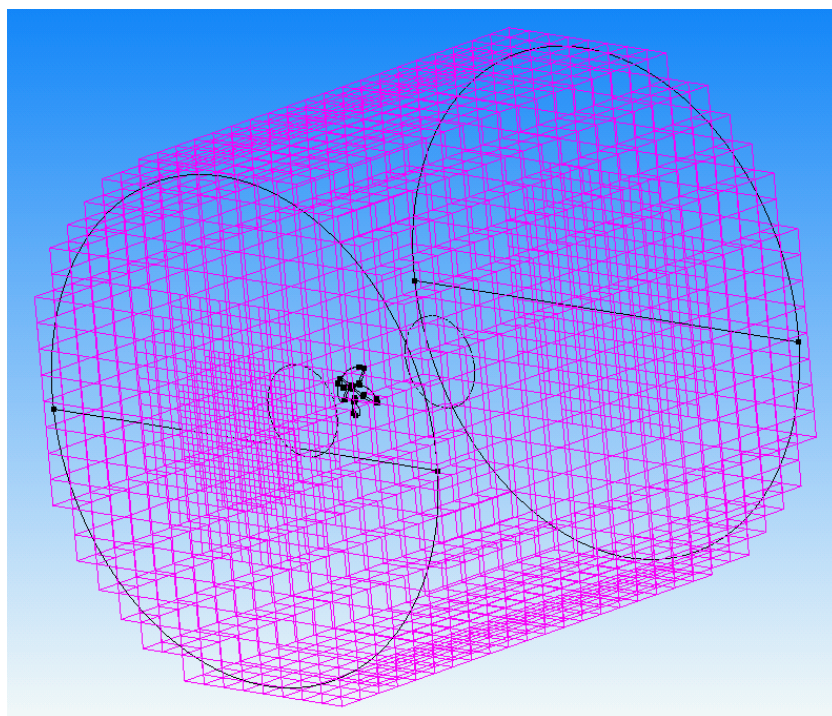


Fig. 2.3 Octant arrangement of the entire domain.

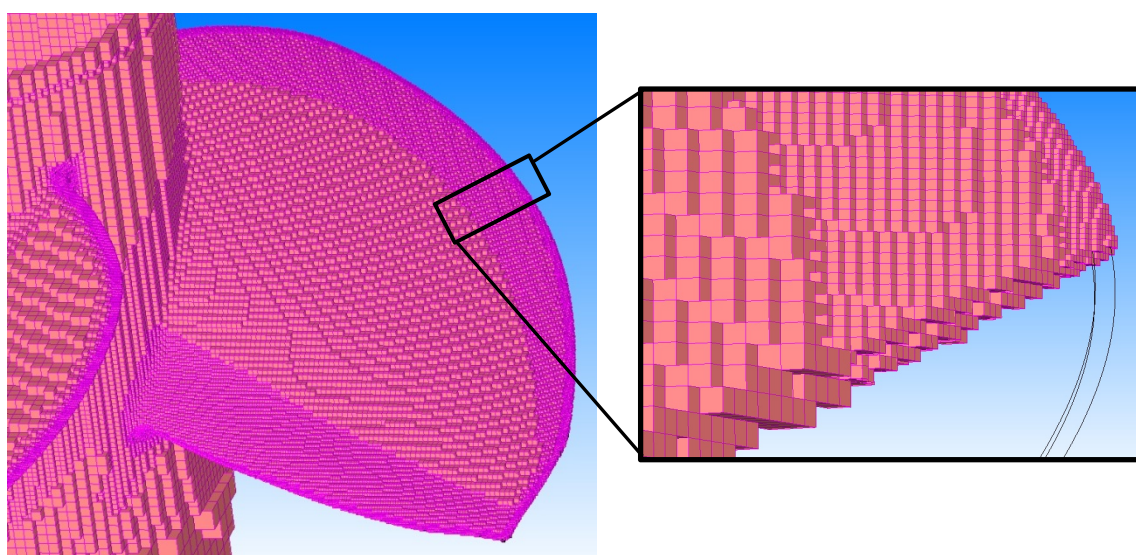


Fig. 2.4 Octant arrangement near blade surface.

2.3.3 キー翼の考慮

半没水プロペラ非定常解析は、初期の平坦な界面状態からの激しい界面変動を伴うため、界面変動が翼回転に対して十分周期的になるまでプロペラ翼を回転させる必要があり、解析時間が非常に長くなる。また、詳しくは 2.3.4 項で述べるが、ベンチレーション解像のために翼表面近傍以外で格子密度を高くすべき空間領域があり、格子総数が増す傾向にある。

したがって解析時間を実用レベルにまで短縮させるため、複数翼のうち特定の 1 翼をキー翼として解析評価対象とし、キー翼以外の翼は解析精度や解析安定性に大きな影響を与えないよう翼前後縁近傍の八分木サイズは維持しつつ、翼中央域のみ八分木を 1 段階大きめ（1 辺長さが 2 倍）に設定する手法を用いる。八分木配置に基づき作成したキー翼表面部の解析格子を Fig. 2.5 に、キー翼以外の翼表面部の解析格子を Fig. 2.6 に示す。

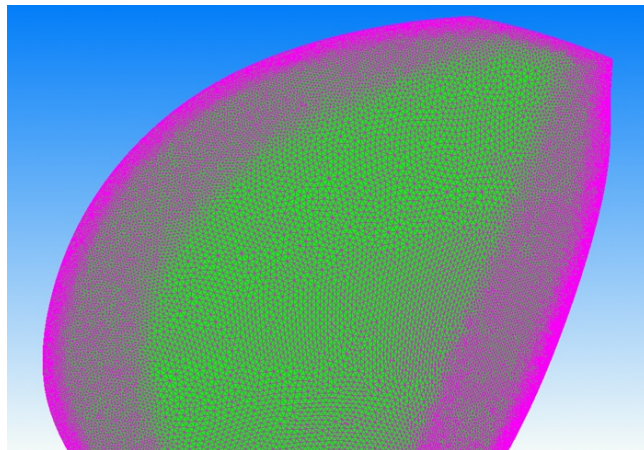


Fig. 2.5 Volume mesh near the Key-Blade.

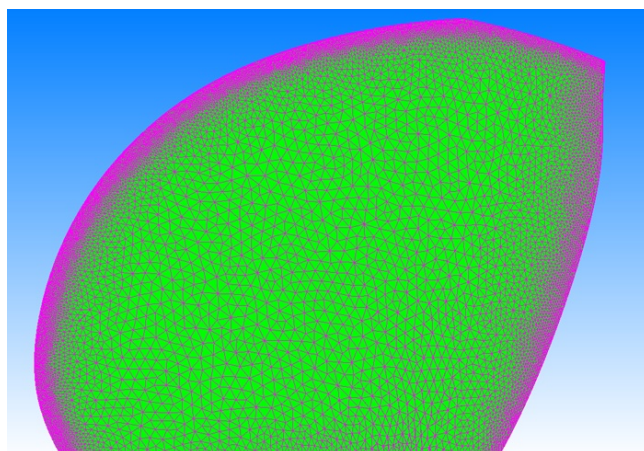


Fig. 2.6 Volume mesh near the Non-Key-Blade.

2.3.4 ベンチレーション解像のための八分木調整

翼周りのベンチレーションパターンはプロペラの作動状態で異なるが、最大発生時には Fig. 1.3 や Fig. 2.7 で示すように、翼背面側全体と翼後縁端を覆いつつ翼後方にやや広がって発達し、翼後縁端が離水するまで翼の後流は水面上まで通気された状態となる。つまりベンチレーションによる界面形成は、主に Fig. 2.7 の斜線部領域内となる。

界面変化に伴って格子再生成を行わない界面捕獲法では、時間経過に伴って界面形成が予想される解析空間の格子密度を十分高くしておき、界面解像精度を高める必要がある。それゆえ Fig. 2.7 の斜線部領域内に対応した 3 次元空間（翼前縁端近傍を含む翼背面側曲面全体を覆い、翼厚方向に十分な厚みがある空間 (Fig.2.8 にて緑色で示す) と、翼後縁端曲面全体を覆い、翼後流側へ約半回転延び、徐々に厚みが増す螺旋空間 (Fig.2.8 にて水色で示す)）に配置する八分木を小さめにサイズ調整することで界面解像精度を高めた。

解析対象のプロペラ直径を 250mm とするとき、八分木の 1 辺の長さは、ベンチレーション発生開始位置となる翼前後縁端近傍が最も小さく 0.25mm、翼背面側曲面全体を覆う領域では 0.5mm~1mm とする。また、ベンチレーション空間全体を均一な格子密度とすると解析領域全体の総格子数が膨大となるため、翼から後方に遠ざかるにしたがって徐々に格子密度を下げるように考慮し、翼後流側螺旋空間の 1 辺長さは、翼後流側へ翼弦長の 0.7 倍程度の領域までを 1mm、翼弦長の 1.5 倍程度の領域までを 2mm、さらに後流側で約半回転分までを 4mm とする。また、本項の考慮はキー翼のみ対象として行う。この八分木調整によるキー翼近傍および翼後方の流場空間の解析格子を Fig. 2.9 に示す。

半没水プロペラ翼断面の後縁端は Fig. 2.7 で示すように、やや斜めにカットされた形状となることが多い。これは翼強度を保ちつつも後進時のプロペラ性能向上を図るためであり、半没水プロペラ翼断面の特徴の 1 つである。そして、翼ピッチがあるために、この翼後縁端面は主流方向に対して鉛直で後流側を向く面となる。翼後縁端付近の格子密度が低い場合、一例として Fig. 2.10 にプロペラ半径 90%位置円筒面のベンチレーション比較図（流体体積率 $F=0.5$ を境界とし、水色部が液相、黄色部が気相）で示すように、翼後縁端は完全にはベンチレーションで覆われない。このとき翼後縁端面の一部には Fig. 2.11 で示すように大きな負圧が生じ、その負圧がプロペラ翼を後方に引く力となるのでプロペラスラストが極度に低下する。ゆえ

に、ベンチレーション解像精度を高める本考慮は、半没水プロペラ単独性能を精度良く得るために必須である。

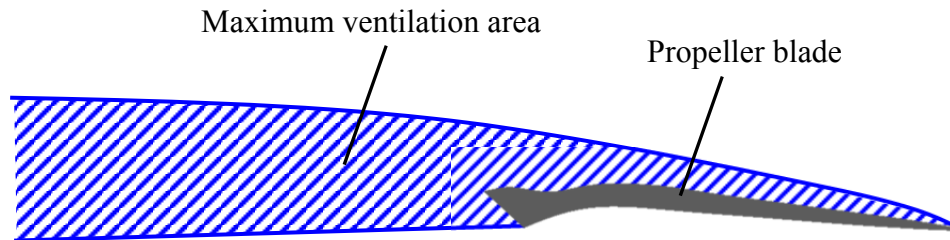


Fig. 2.7 Conceptual diagram of maximum region generated the ventilation.

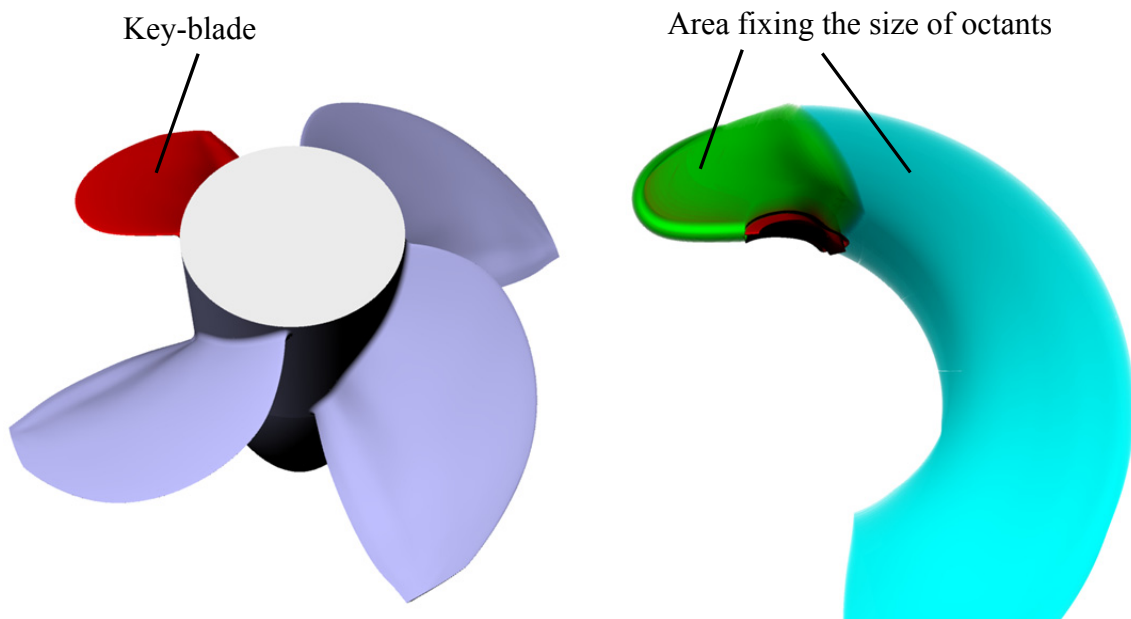


Fig. 2.8 The region that Octants are refined.

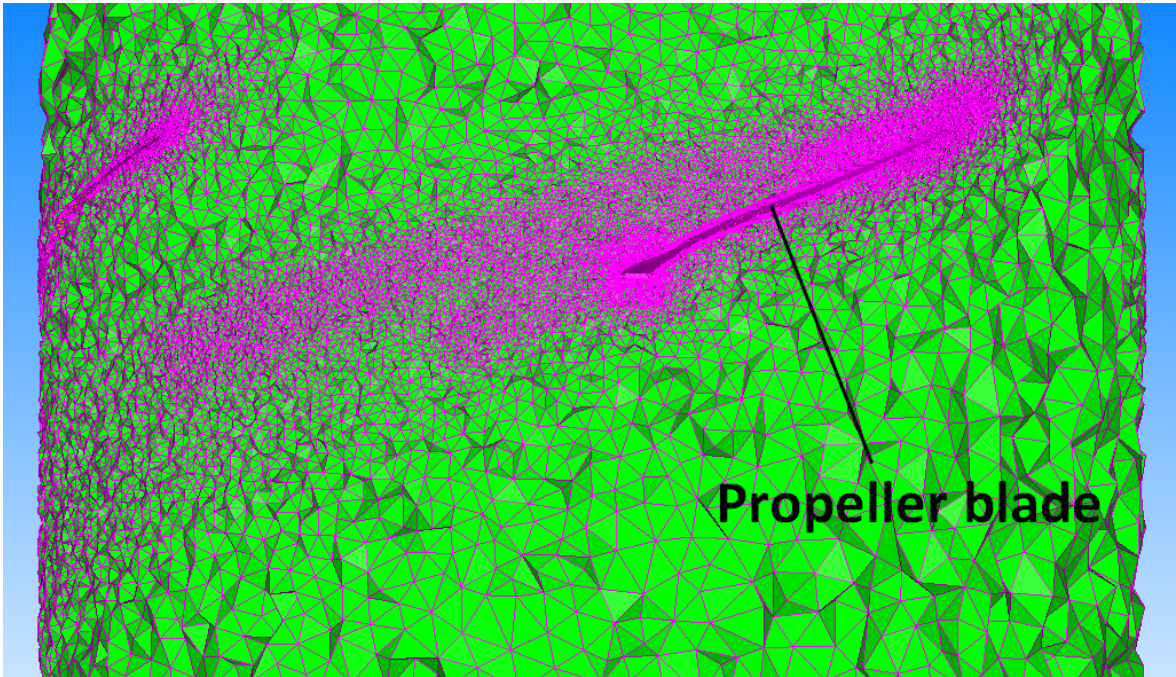


Fig. 2.9 Mesh arrangement backward Key-Blade.

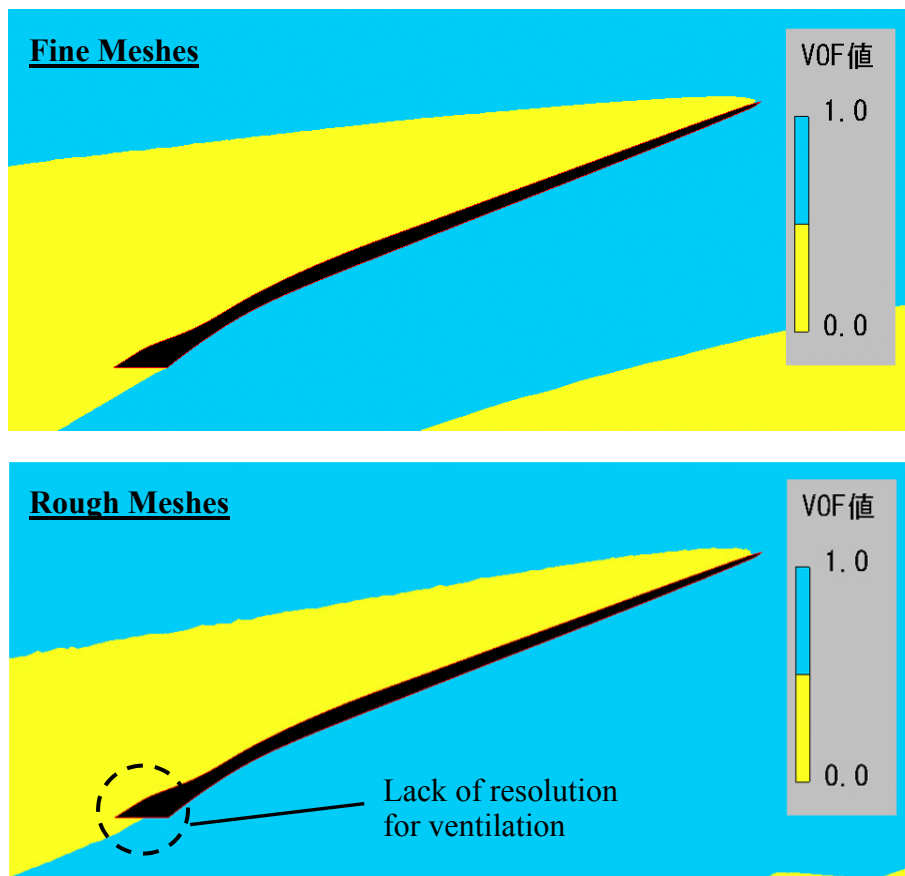


Fig. 2.10 Comparison of ventilation pattern on mesh resolution near blade trailing edge.

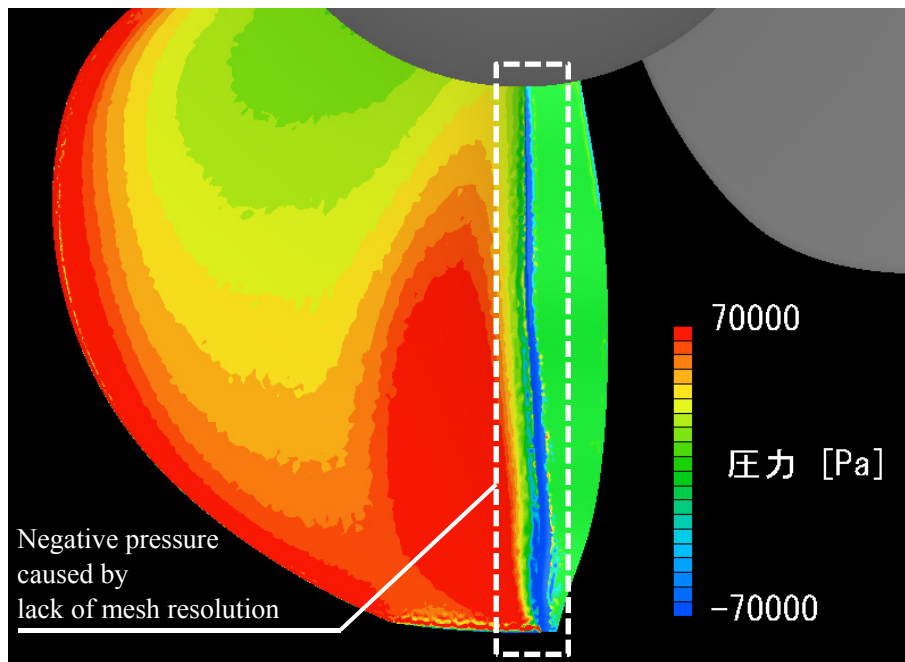


Fig. 2.11 Negative pressure on blade trailing edge by lack of mesh resolution for ventilation.

2.3.5 境界層の解像

プロペラ表面近傍の境界層内の速度分布を精度良く解くために、壁直交性の高いプリズム格子をプロペラ表面に沿って複数層を配置する。このとき、第1層目格子の垂直方向の厚さは、使用する乱流モデルに適すように考慮することが重要であり、高レイノルズ数モデルである MP k-εモデルであれば対数則が適用される壁関数を用いて境界層内の速度勾配を求めるため、低レイノルズ数モデルと比較して厚く配置しなければならない。第1層厚み Y_{\min} の計算は(2.26)式で表される壁からの無次元化距離 y^+ を用いて決定される。

$$y^+ = \frac{u^* Y_{\min}}{\nu} \quad (2.26)$$

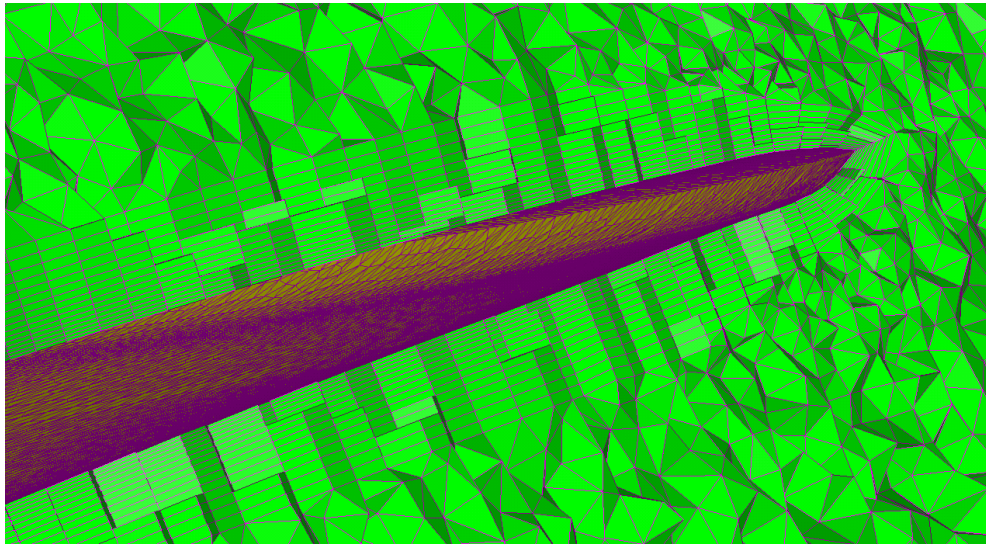
ここで u^* は壁面摩擦速度であり、本研究ではプロペラ半径 70%位置の周速の 5% を採用する。MP k-εモデルであれば $y^+=30 \sim 1000$ の範囲内であることが必要である。さらに、解析精度と安定性を確保するためには、境界層領域を全て含むように十分なプリズム層数とすること、最外プリズム格子の厚みとそれに隣接するテトラ格子の1辺長さの比が極端に大きくならないこと、プリズム層近傍のテトラ格子品質が

悪化しないように配慮することが重要となる。一方、2.3.2 項と 2.3.4 項で述べたように、翼端部付近のテトラ格子は形状再現性や界面解像を目的にかなり格子密度を高める。よってこれらを総合的に考慮し、 $y^+=40\sim 50$ の範囲内で Y_{\min} を求め、第 1 層目から徐々に厚みを増しつつ比較的多くの層数を配置することとする。Fig. 2.12 に、プロペラ半径 80%位置におけるプロペラ翼表面に設置したプリズム格子の例を示す。

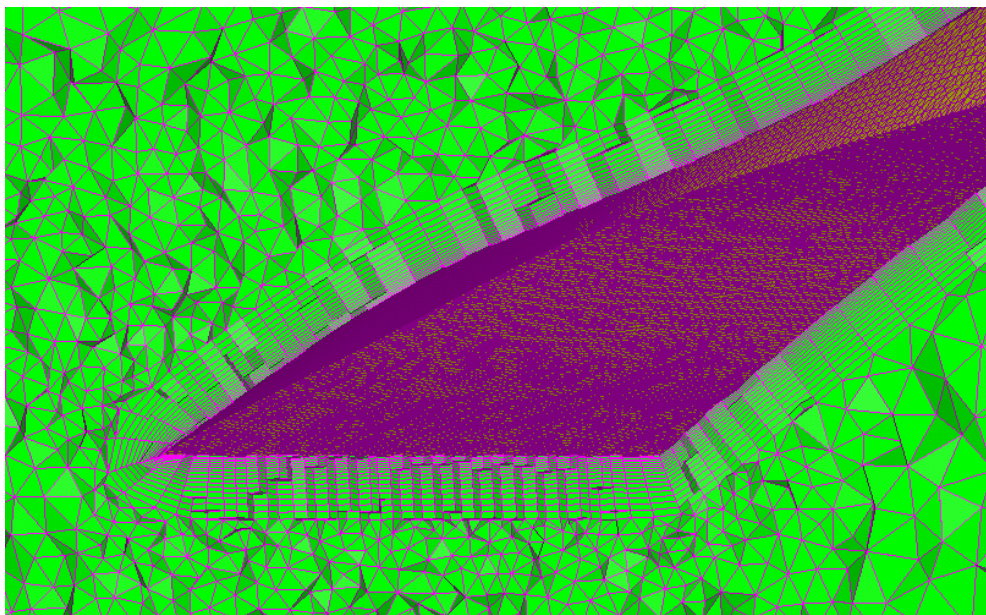
2.3.6 格子総数

以上の格子生成プロセスを経たときの最終的な解析格子総数は、解析対象プロペラの翼数や翼面積などによってまちまちではあるが、一般的な翼面積を持つ 4 翼半没水プロペラで 1400~1600 万要素数を目安として八分木のサイズや配置などを微調整する。これは解析条件や CPU 性能、並列コア数などにも左右されるが、なるべく格子総数を多くし解析精度向上を図るとともに、今後の実設計時の運用を見据えてプロペラ 10 回転の解析を 5 日間で終了させることを目標とした。

また、八分木の基礎配置と界面解像のための配置調整、テトラ格子およびプリズム格子の生成まで、これら一連の格子生成作業プロセスは自作プログラムと SCRYU/Tetra のマクロ機能にて、自動処理される。



(a) Near leading edge.



(b) Near trailing edge.

Fig. 2.12 Prism mesh arrangement near blade surface.

2.4 解析の検証と妥当性確認

新規の解析対象である場合や新たな物理現象を取り扱う解析を実施する場合、解析の検証と妥当性の確認 (Verification and Validation) の実施は、解析結果の信頼性を確保する上で不可欠である。船体や船用推進器の CFD 解析においては、第 25 回 ITTC において Resistance Committee が提言するガイドライン[38]があり、新規性の高い半没水プロペラ解析にはこれを適用する。

ITTC ガイドラインでは、解析誤差 δ_S は(2.27)式、(2.28)式で表すように、モデル選定による誤差 δ_{SM} と数値エラー δ_{SN} の和であり、 δ_{SN} は繰り返し計算誤差 δ_I 、格子サイズ誤差 δ_G 、時間刻み誤差 δ_T 、その他の解析条件による誤差 δ_P に分類されている。

$$\delta_S = \delta_{SM} + \delta_{SN} \quad (2.27)$$

$$\delta_{SN} = \delta_I + \delta_G + \delta_T + \delta_P \quad (2.28)$$

これら分類された各誤差を考慮のベースとし、数値エラーの要因になりうると思われる項目について、検証と妥当性確認を実施する。

2.4.1 解析対象

解析対象プロペラは Olofsson が実験に用いた 4 翼プロペラ Model 841-B[9]とする。プロペラ主要目を Table 2.1 に、プロペラ形状を Fig. 2.13 に示す。プロペラ没水深度 h は翼位置 $\theta=180^\circ$ のときの翼先端深度として定義し、 $h=82.5\text{mm}$ である。このときプロペラ没水率は $I=h/D_p=0.33$ となり、プロペラボスの下端が水面と一致する状態となる。翼輪郭形状は通常のプロペラとは異なる特徴的な半月型である。この輪郭はデルタ型と呼ばれ、空気吸い込み現象に耐性があり加速性が良いとされており[39]、半没水プロペラでの適用例が多い。

ここで、プロペラ単独性能の評価にあたり、プロペラの作動条件を示す前進係数 J を(2.29)式で定義する。

また、プロペラ中心 O を原点とするキー翼の 6 分力成分 $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$ (F は Force、 M は Moment を表す)は、(2.30)式、(2.31)式で無次元化する。またこれら 6 分力成分にオーバーラインが付加するときは、翼 1 回転平均値であることを意味する。

$$J = \frac{V_L}{nD_P} \quad (2.29)$$

$$\begin{pmatrix} K_{F_x} \\ K_{F_y} \\ K_{F_z} \end{pmatrix} = \frac{1}{\rho_L n^2 D_P^4} \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

$$\begin{pmatrix} K_{M_x} \\ K_{M_y} \\ K_{M_z} \end{pmatrix} = \frac{1}{\rho_L n^2 D_P^5} \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

よってプロペラ単独性能評価において一般に用いられるスラスト係数 K_T 、トルク係数 K_Q は、翼数を Z とすれば(2.32)式、(2.33)式で表される。また、プロペラ単独効率 η_o は(2.34)式で定義される。

$$K_T = Z \overline{K_{F_x}} \quad (2.32)$$

$$K_Q = -Z \overline{K_{M_x}} \quad (2.33)$$

$$\eta_o = \frac{J \cdot K_T}{2\pi K_Q} \quad (2.34)$$

Table 2.1 Principal particulars of 841-B propeller[9].

Model	B-841
Diameter	250(mm)
Pitch at 70% radius	310(mm)
Expanded Area Ratio	0.58
Hub diameter	85(mm)
Immersion	82.5(mm)

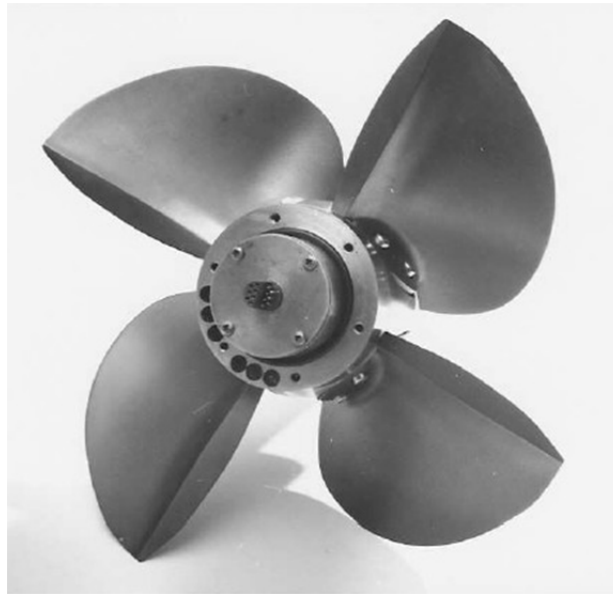


Fig. 2.13 Photograph of 841-B propeller[9].

2.4.2 解析領域サイズの影響

一般に、流れが物体に遮られると物体上流で圧力勾配が生じる。領域境界までの距離が近い場合、その圧力勾配によるプロペラ単独性能への影響が無視できなくなる。

プロペラ中心から静止領域の流入境界までの距離を $3D_p$ 、流出境界までの距離を $7D_p$ 、静止領域のシリンダー半径を $5D_p$ とした静止領域サイズを基準とし、3種それぞれの境界位置を独立に変更した解析を実施し、スラスト係数 K_T の変化を調査した。解析では、プロペラ前進係数 J を 841-B プロペラの設計点に近い $J=0.80$ とした。解析結果を Fig. 2.14 に示す。3種ともプロペラ中心からの距離が近い場合は K_T に影響が出ているが、基準サイズ以上の距離であれば K_T への影響は小さいことが確認された。この結果から、半没水プロペラ単独性能解析時の静止領域サイズは上記の基準サイズとすることとした。

次に、プロペラ後流側の回転領域不連続境界面の距離影響について調査した。不連続境界面では物理量拡散が大なり小なり生じるが、とくにプロペラ後流側の界面は翼回転によって激しく変形されるため、プロペラ中心から不連続境界面への距離が近い場合では界面移流の不連続性がプロペラ没水率変化にも繋がり、 K_T に影響を与える懸念がある。プロペラ前進係数は静止領域調査時と同様の $J=0.80$ と、ベンチレーションが起きやすく界面変動が激しい $J=0.40$ にて実施した。解析結果を

Fig. 2.15 に示す。いずれの J でも K_T に大きな差は生じておらず、後流側の不連続境界面までの距離は $2.4D_p$ とすることとした。

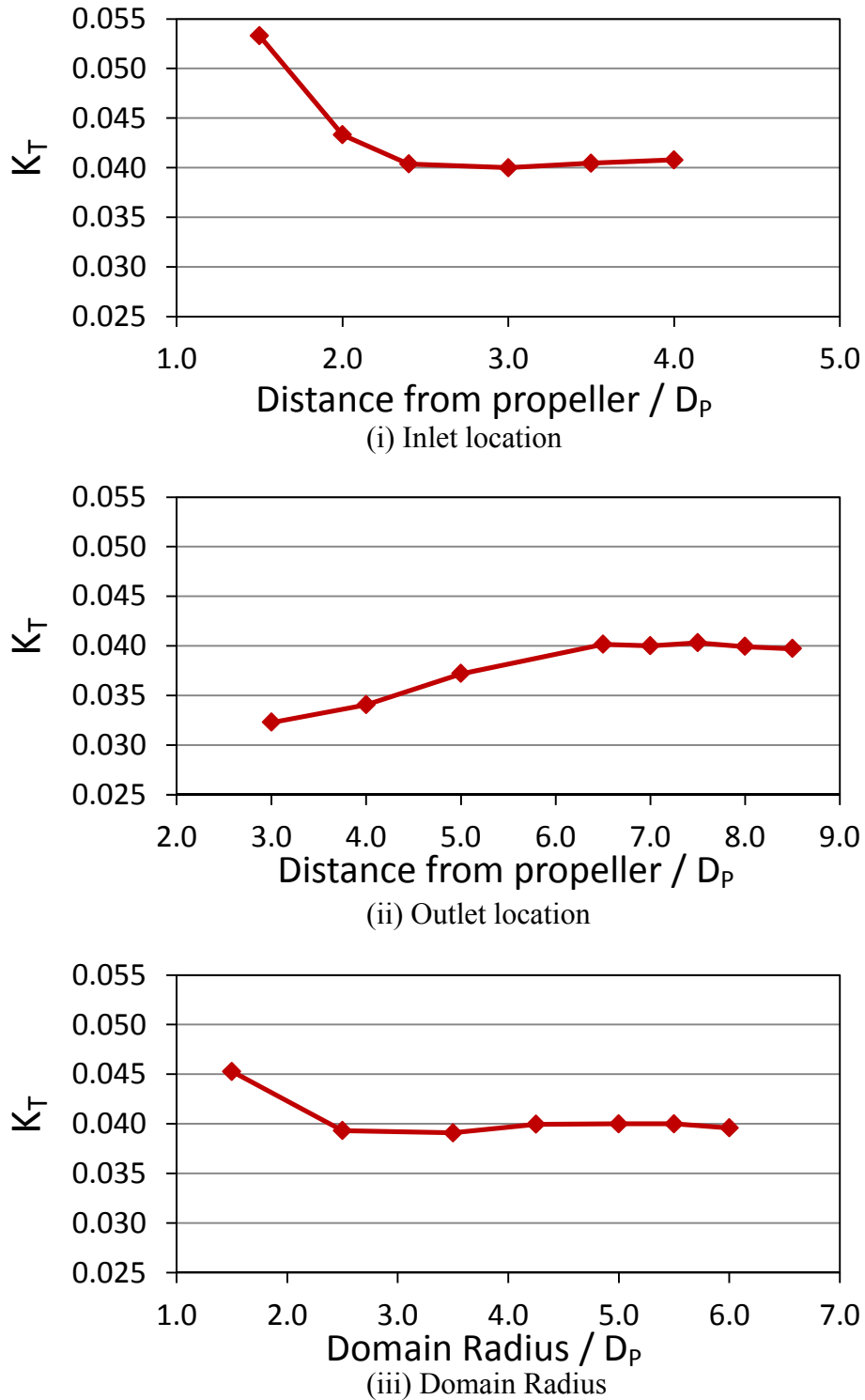
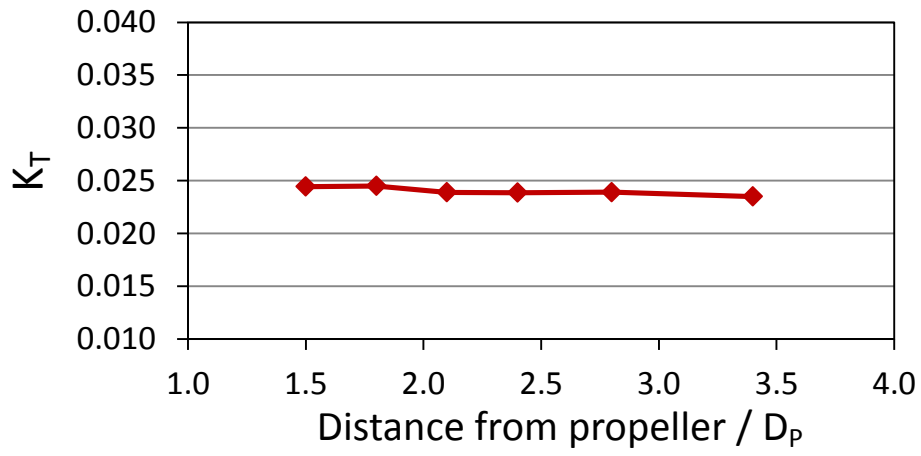
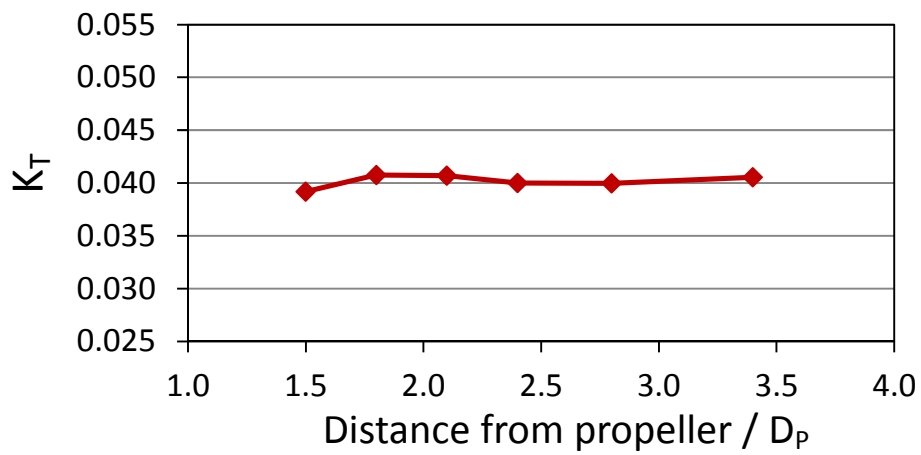


Fig. 2.14 Influence of boundary location of stationary domain on K_T .



(i) At $J=0.40$



(ii) At $J=0.80$

Fig. 2.15 Influence of discontinuity interface location of outlet side on K_T .

2.4.3 時間刻み依存性

非定常解析において、解析 1 サイクルごとの時間刻み幅 Δt が大きいと、要素幅に対する 1 サイクル当たりの情報伝播距離の比で表されるクーラン数が過大となる要素が現れ、解析の精度や安定性の悪化を招く。クーラン数が 1 以上、つまり情報伝播が 1 タイムステップで隣接格子を飛び越える状況になると、例えばプロペラ翼端部において格子密度を十分に高めたとしても、格子本来の解析精度が得られないためである。逆に Δt を小さくしすぎると解析時間が増し、現実的ではない。精度・安定性が悪化せず、且つ現実的な解析時間となるように Δt を調整することが重要である。

Δt を 1 サイクル当たりのプロペラ回転角として、 $\Delta t = 1/6 \sim 1/20(\text{deg.})$ の範囲で解析を実施し、プロペラ翼 6 分力の差異を調査した。プロペラ前進係数は設計点付近の $J=0.80$ とした。解析結果として、 $\Delta t=1/10(\text{deg.})$ の 6 分力値に対する他の Δt 条件での差分の比(%)を Table 2.2 に示す。 Δt を大きくしても、6 分力解析結果はほぼ $\pm 1.5\%$ 以内に収まっているが、 $\Delta t=1/6(\text{deg.})$ での解析時は安定性が悪化し、1 サイクル内の内部ループ回数を上げる必要があったため、解析時間短縮の恩恵は無い。時間刻み幅 Δt は $1/10(\text{deg.})$ とすることとした。

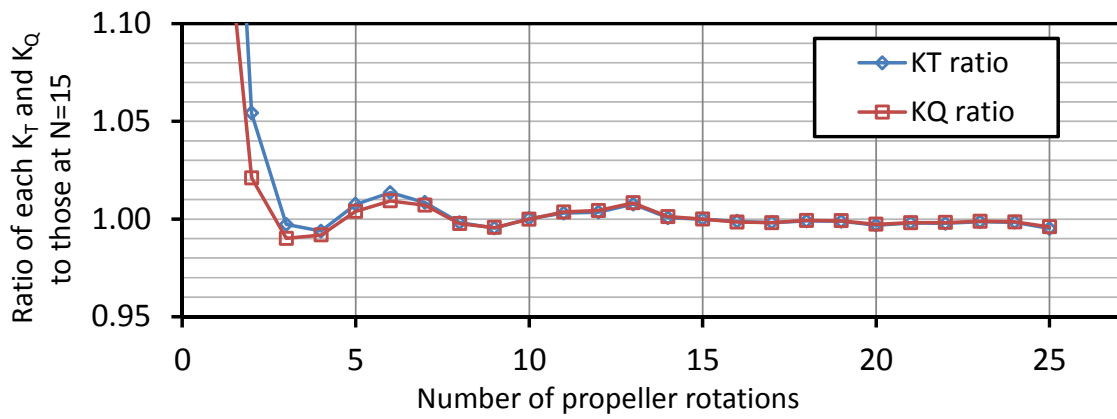
Table 2.2 Influence of time step on 6-components force/moment.

Δt (deg.)	Ratio to results of $\Delta t=1/10$ (%)					
	$\overline{\Delta K_{Fx}}$	$\overline{\Delta K_{Fy}}$	$\overline{\Delta K_{Fz}}$	$\overline{\Delta K_{Mx}}$	$\overline{\Delta K_{My}}$	$\overline{\Delta K_{Mz}}$
1/6	+2.0	+1.2	-0.8	+1.4	+0.5	-20.7
1/8	-0.7	-0.5	-1.6	-0.6	-1.2	-3.7
1/10	-	-	-	-	-	-
1/12	-0.2	-0.3	0.0	-0.1	-0.1	+0.3
1/16	+0.2	-0.2	+1.6	+0.2	+0.8	+2.3
1/20	-0.7	-1.0	+0.8	-0.6	0.0	-0.6

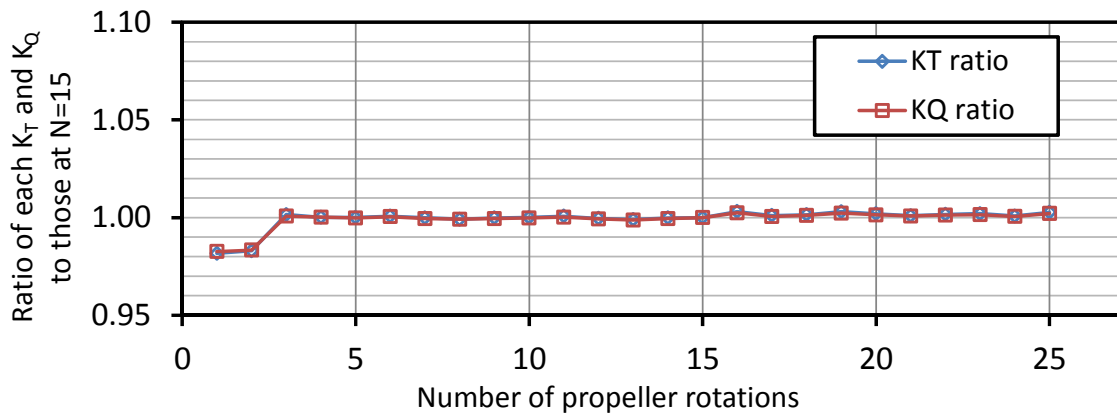
2.4.4 プロペラ翼の回転回数影響

半没水プロペラ非定常解析では、初期界面は没水率 I の平坦面として規定され、プロペラ翼回転によって徐々に大きく変形する。界面変動が翼回転に対して周期的になるまではプロペラ単独性能も収束せず、評価可能となるまでには全没水プロペラ以上にプロペラを回転させなくてはならない。

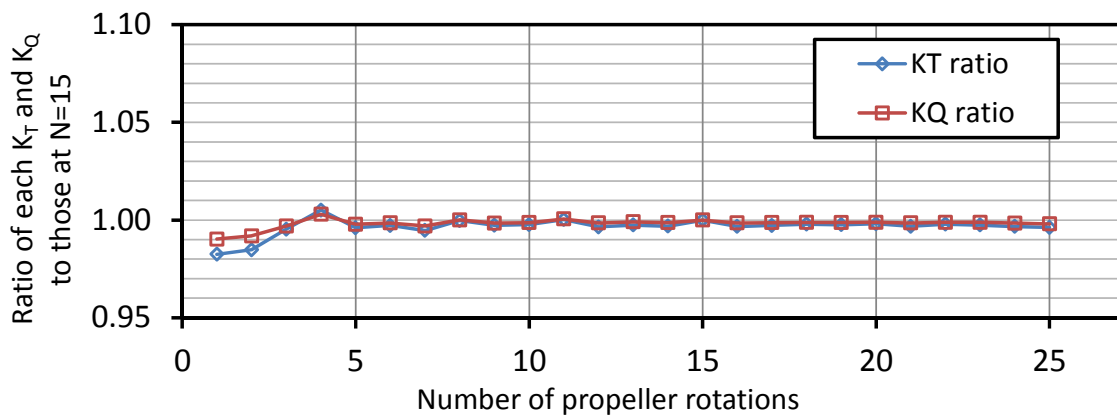
界面変化の激しい $J=0.40$ 、設計点に近い $J=0.80$ 、および流入流速が大きい $J=1.20$ のプロペラ前進係数 3 状態において、スラスト係数 K_T およびトルク係数 K_Q のプロペラ回転回数影響を調査した。解析結果として、15 回転目の K_T 、 K_Q それぞれに対する各回転回数の K_T 、 K_Q の比を Fig. 2.16 に示す。界面変動が激しい $J=0.40$ は収束するまでにかかなり回転を要するが、15 回目以降は 1.0% 以内の差となっている。一方、 J が高くなると 10 回転付近で収束する。界面変動の大きさと K_T 、 K_Q への影響度は解析前には未知であるため、本研究では全ての CFD 解析で 15 回転とすることとした。ただし高めの J では、解析時間が必要以上に長くなることも懸念される。最低回転回数をあらかじめ定め、以降は解析途中で収束性を判断して解析終了となる回転回数を求める手法が有効である。



(i) $J=0.40$



(ii) $J=0.80$



(iii) $J=1.20$

Fig. 2.16 Influence of number of propeller rotations on K_T and K_Q .

2.4.5 解析格子の粗密影響

CFD 解析では一般に、解析格子密度を高くすると解析精度向上に繋がるが、格子総数は格子 1 辺の長さのおよそ 3 乗に比例して増すことに加え、非定常解析の場合はクーラン数の観点から時間刻みも小さくする必要があり、解析時間が膨大に増しやすいため。ゆえに、詳細な結果が求められる部位のみに多くの格子を配置する工夫も重要であるが、適切な格子総数と解析精度への影響を確認しておくことも重要となる。また、VOF 解析では界面決定精度が悪化すれば、気相と液相の流体特性差も相まって、他の物理量移流に対し伝搬する。ゆえに解析対象からやや離れた空間の界面解像についても評価パラメータへの影響を調査しておく必要性は高い。

プロペラ前進係数 $J=0.60$ にて、解析領域全体の格子総数を変更した 7 ケースで解析結果の比較を実施した。なお、1500 万要素数より格子総数が増したケースでは、格子サイズに対して時間刻み幅を調整し、クーラン数を 1500 万要素時と同程度としてある。Table 2.3 に 7 ケースの格子総数およびプロペラ単独性能の比較結果を示す。最大格子総数時の解析結果と比較して、約 1550 万要素数以上のケースでは差が $\pm 1\%$ 以内であるが、それより格子総数が減ると K_T 、 K_Q の差は 3% 程度まで大きくなった。

また、Fig. 2.17 に 3 ケースのプロペラ半径 90% 位置の格子粗密比較図を、Fig. 2.18 にプロペラ背面側下方より見た、キー翼角度位置 $\theta=180^\circ$ の翼面上ベンチレーション比較図を、Fig. 2.19 にプロペラ半径 80% 位置における翼正面側の面上圧力係数 C_p の翼弦方向分布比較を示す。なお、Fig. 2.18 の赤色の翼がキー翼であり、CFD 解析結果の界面は流体体積率 $F=0.5$ の等値面として示す。また、圧力係数 C_p は(2.35)式にて定義する。

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho_L ((2\pi r n)^2 + V_L^2)} \quad (2.35)$$

最少の約 820 万要素数時の格子密度はかなり低くなっているが、翼背面は他のケース同様に翼前縁端からベンチレーションが発達しており、差が無い。2.3.4 項で述べた界面解像目的の八分木調整が有効に利いていることがわかる。しかし一方、翼正面側の正圧は他のケースより大きく評価されており、プロペラ単独性能の差に表れている。翼面近傍の格子分割が不足したためであり、本結果より目標要素総数は約 1500 万以上とすることとした。

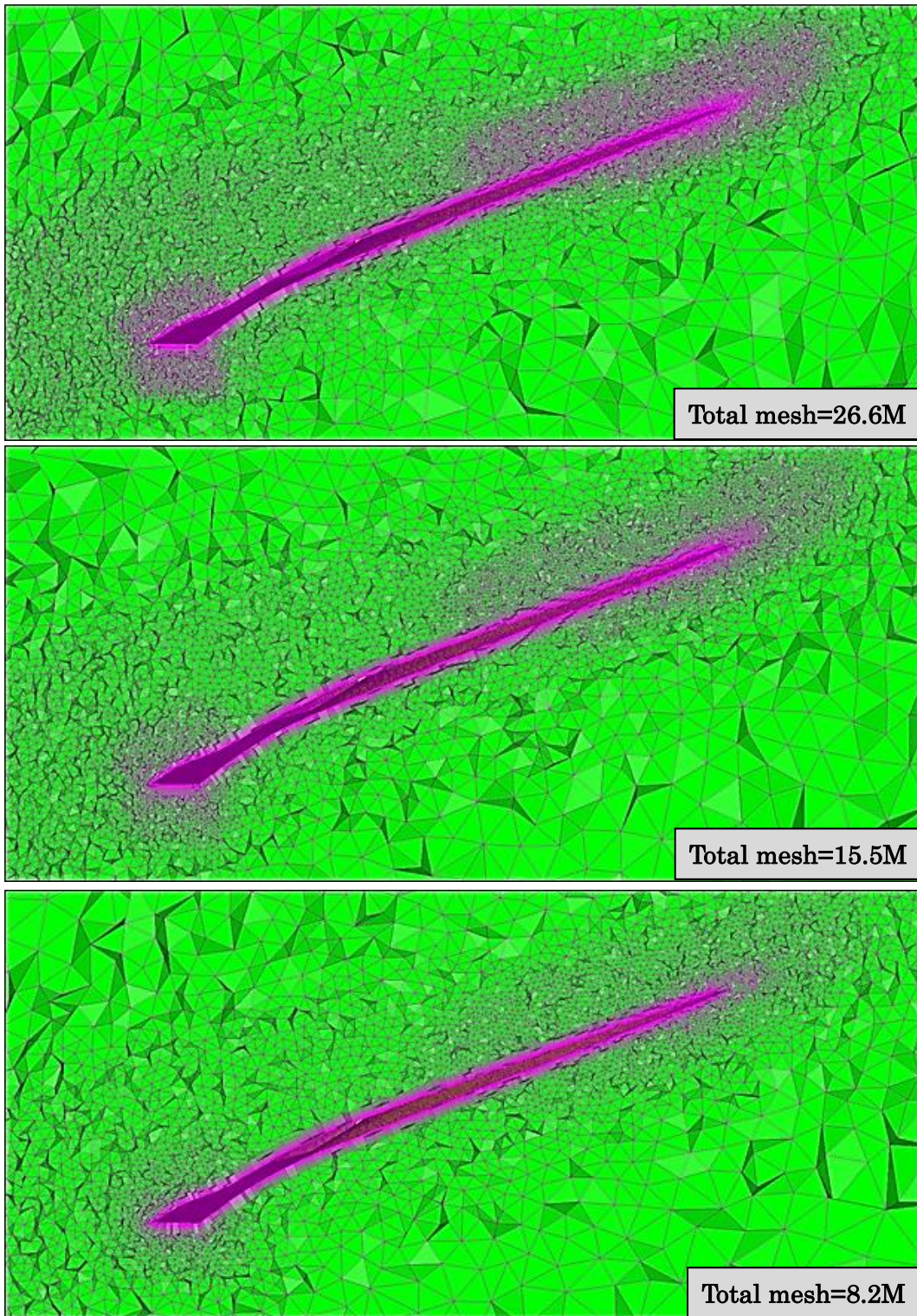


Fig. 2.17 Comparison of mesh arrangements near Key-Blade at 90% propeller radius.

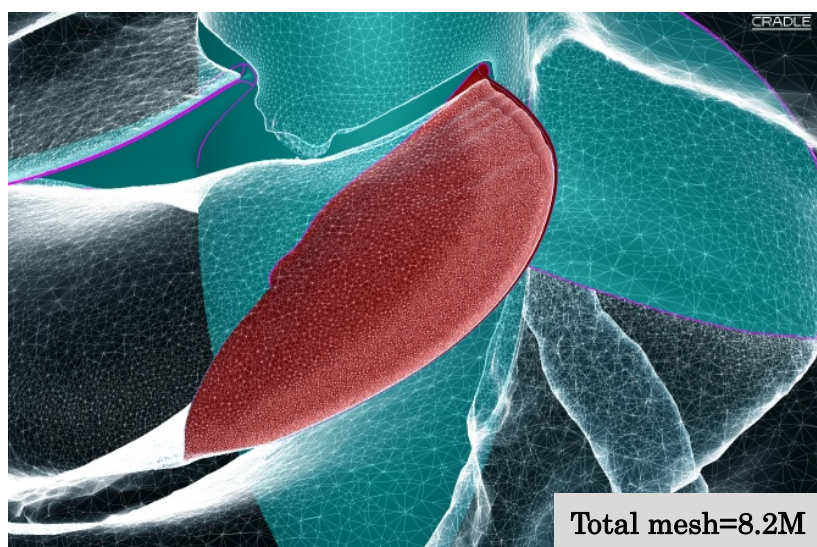
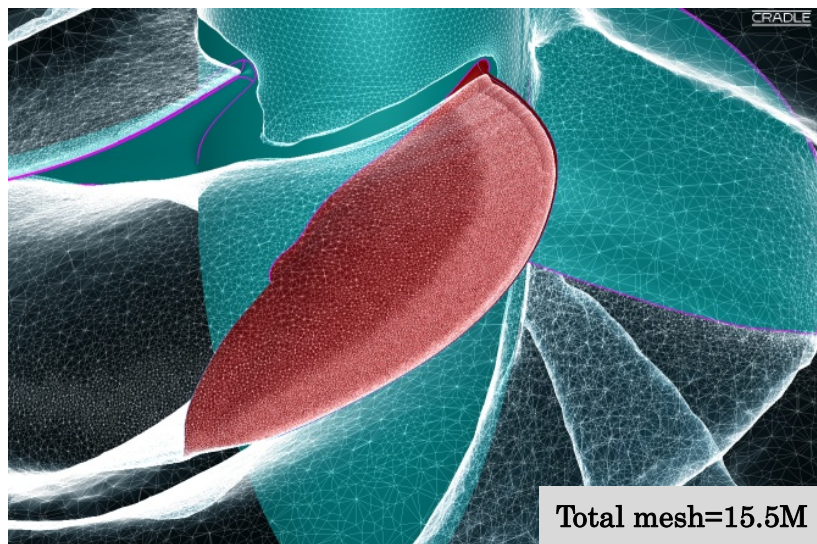
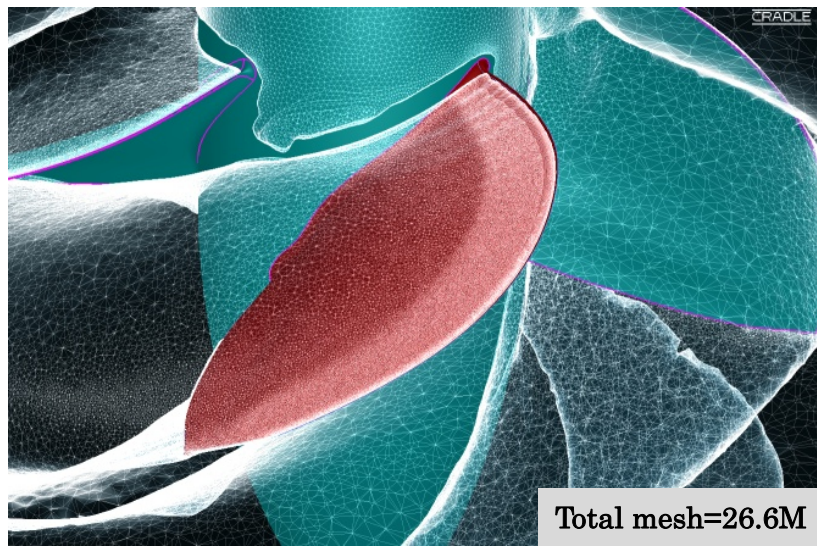


Fig. 2.18 Comparison of ventilation patterns near Key-Blade.

Table 2.3 Influence of number of total meshes on Propeller Open Characteristics.

Number of total meshes (Million)	Ratio to results of Case-1(%)		
	ΔK_T	$\Delta 10K_Q$	$\Delta \eta_o$
26.6	-	-	-
22.8	-0.78	-0.81	+0.03
19.8	-0.25	-0.28	+0.04
15.5	+0.76	+0.73	+0.03
13.2	+2.75	+2.53	+0.21
10.6	+3.73	+3.52	+0.20
8.2	+3.00	+2.52	+0.47

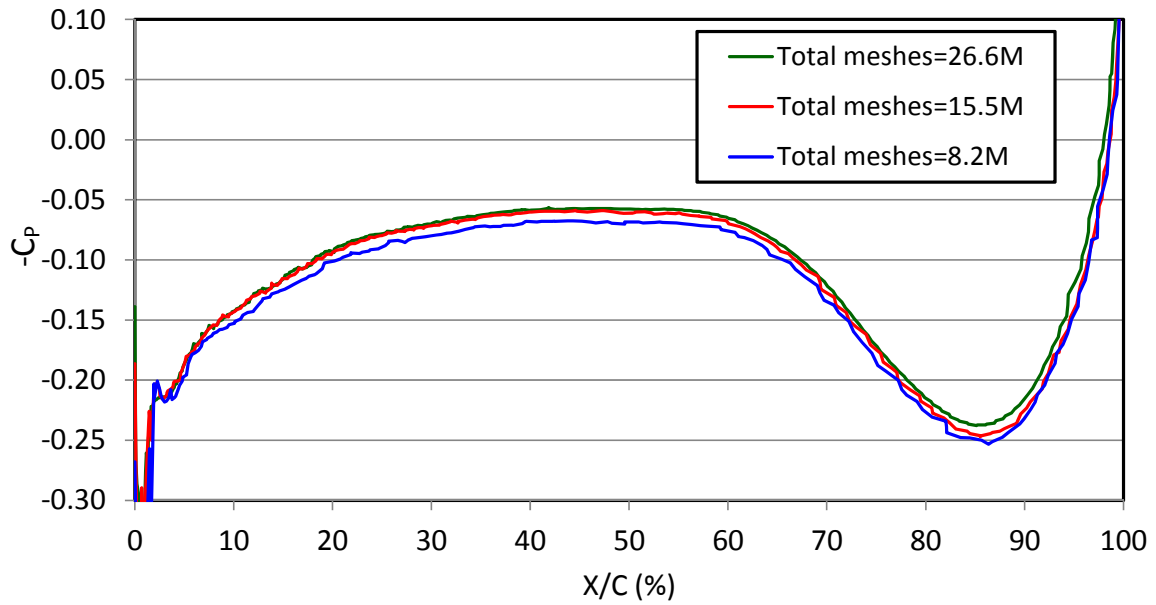


Fig. 2.19 Comparison of pressure coefficients on blade pressure side.

2.4.6 キー翼以外の翼近傍格子の粗密影響

キー翼に対し回転方向の前方翼に着目すると、その前方翼から成長するベンチレーションの界面位置や後方に流れ出る誘導速度は、わずかな時間経過後に同位置を通過するキー翼の6分力に影響を与える。そのため、前方翼の解析精度が良くなければ、キー翼のみ格子密度を高めても解析精度向上に繋がりにくい。ただし一方、2.3.3項や2.3.4項で述べた格子粗密調整手法は、格子総数節減のためキー翼のみの考慮が望ましい。したがって、キー翼以外の3翼を対象に、2.3.3項および2.3.4項の調整手法を適用するか否かの下記3ケースにおいて解析を実施し、キー翼の6分力を比較した。

- Case-1 ; キー翼のみ適用する
- Case-2 ; キー翼および前方翼の計2翼に適用する
- Case-3 ; 全翼に適用する

Case-3は、4翼とも全て、翼後方空間も含めて同等の格子密度であることを意味する。なお、解析格子総数はCase-1で約1550万、Case-2で約2040万、Case-3で約3060万となった。各解析に際して時間刻み幅の変更は行っていない。また、プロペラ前進係数は主流流速がプロペラ翼周速に対して遅く、Case-1~3の解析結果の差が大きく得られやすい $J=0.40$ とした。

6分力変動の比較結果をFig. 2.20に示す。絶対値、変動カーブともに3ケースに大きな差は無く、概ね一致している。翼の格子密度がやや低くても流れ場に対する影響はほぼ同じであることが確認され、2.3.3項および2.3.4項の適用はキー翼のみとすることとした。

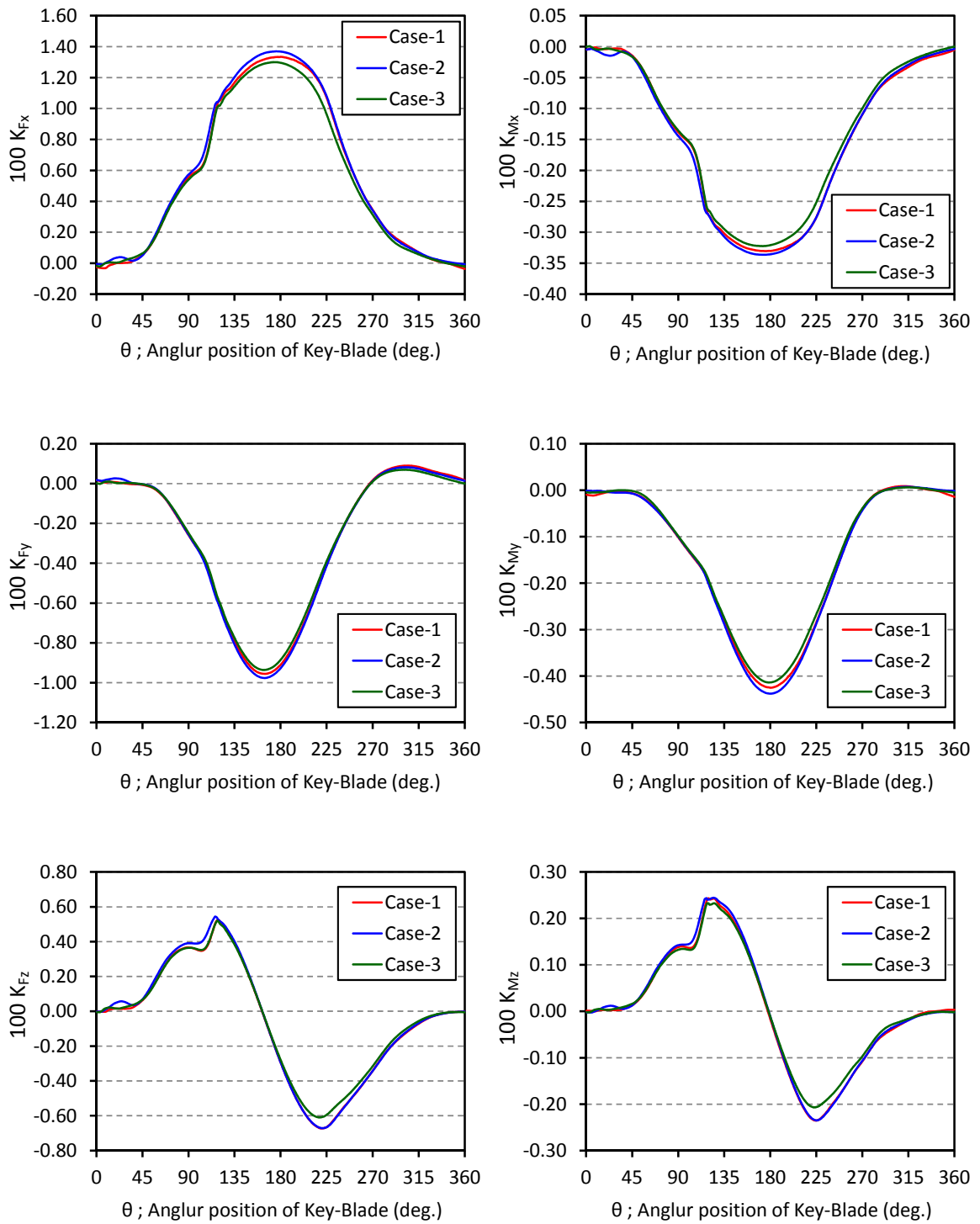


Fig. 2.20 Comparison of 6-components force/moment distribution.

2.4.7 プリズム層影響

翼表面に積層するプリズム格子は、主に境界層内の速度分布を精度良く解像する目的で配置するが、半没水プロペラでは翼前縁端部は気相空間から水面を切り裂いて液相に突入し、翼前縁端から生じたベンチレーションは翼背面側では薄い気相膜として翼回転とともに存在し続ける。ゆえにプロペラ翼が水中で回転する間、翼背面では境界層外部においても翼面厚み方向の物理量勾配の大きい領域が広く存在しており、プリズム層によってそれらを精度良く解像することは有効だと考えられる。

プリズム層の配置パラメータである積層数と積層時の厚み成長率を、Table 2.4 で示すように Case-P1~P3 の3 ケースで変更した解析格子を用いて、プロペラ前進係数 $J=0.40$ と $J=0.80$ にて解析した。プロペラ半径 80%位置のキー翼前縁端部近傍のプリズム層を含めた解析格子を Fig. 2.21 に示す。解析結果として、翼スラスト係数 K_T とベンチレーションパターンを模型実験結果[9]と比較した。Table 2.5 に K_T の比較結果を、Fig. 2.22、Fig. 2.23 に $J=0.40$ 、 $J=0.80$ それぞれの作動状態におけるキー翼角度位置 $\theta=180^\circ$ での翼面上ベンチレーションの比較結果を示す。なお、Fig. 2.22、Fig. 2.23 では赤色の翼がキー翼であり、CFD 解析結果の界面は流体体積率 $F=0.5$ の等値面として示す。 $J=0.40$ 時の模型実験の写真は無いが、模型実験においても翼背面側は翼前縁端からすべてベンチレーションに覆われた状態となる。 $J=0.40$ のときは3 ケースの解析結果に大きな差は無く、解析結果もすべてフルベンチレーション状態となっている。一方、 $J=0.80$ では Case-P2 が Case-P1、P3 と比較して K_T 、ベンチレーションパターンともに模型実験結果に少し近くなった。プリズム格子は Case-2 の配置パラメータを採用することとする。模型実験結果と解析結果の整合性については、第3章にて詳しく述べる。

Table 2.4 Installation conditions of prism layers.

Case No.	Number of layers	Growth ratio of Layer's thickness	Total thickness of prism layer(mm)
P1	6	1.15	0.44
P2	16	1.10	1.08
P3	14	1.25	2.96

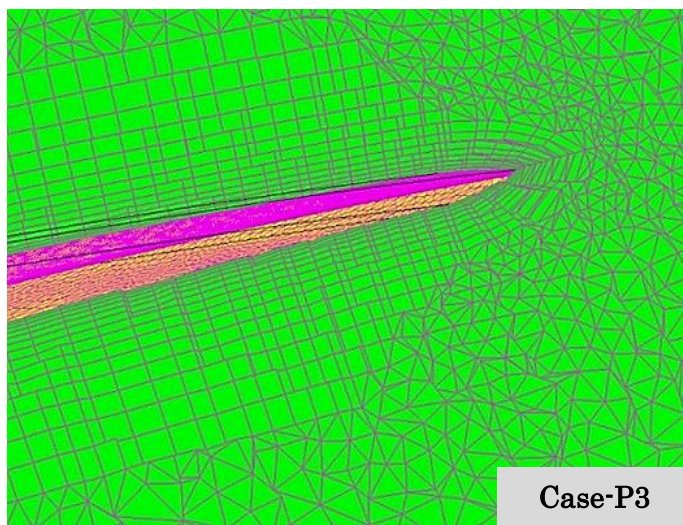
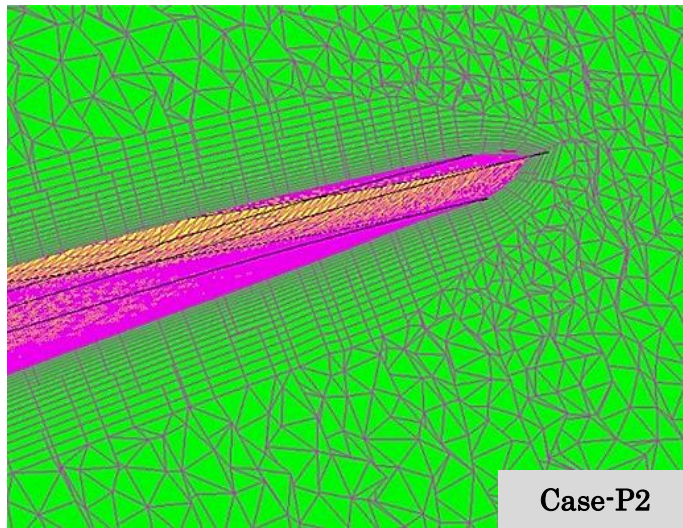
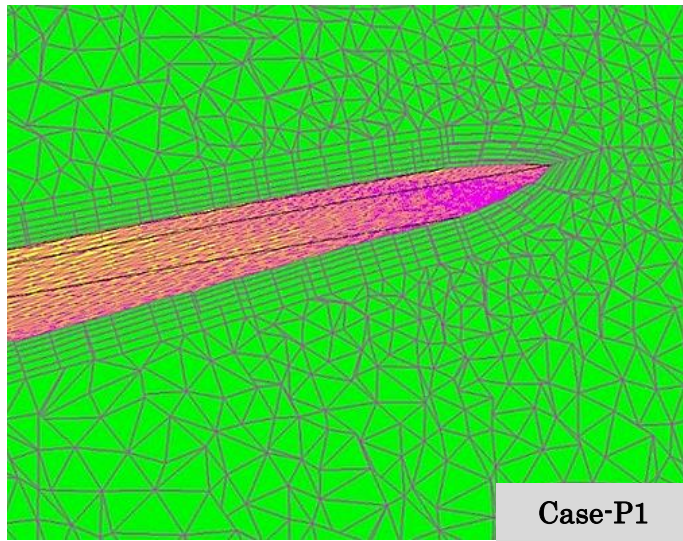


Fig. 2.21 Mesh arrangements near leading edges of Key-Blade.

Table 2.5 Comparison of K_T .

	K_T	
	J=0.40	J=0.80
Case-P1	0.0284	0.0646
Case-P2	0.0288	0.0603
Case-P3	0.0300	0.0658
Model test[9]	0.0219	0.0514

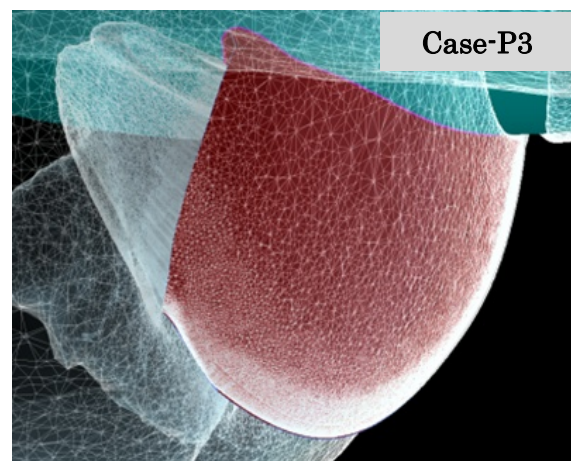
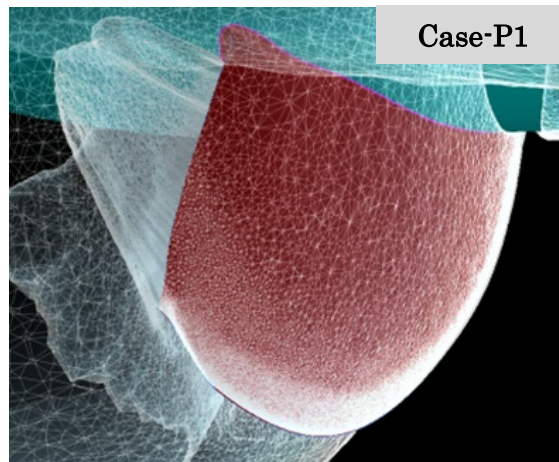


Fig. 2.22 Comparison of ventilation patterns at $J=0.40$.

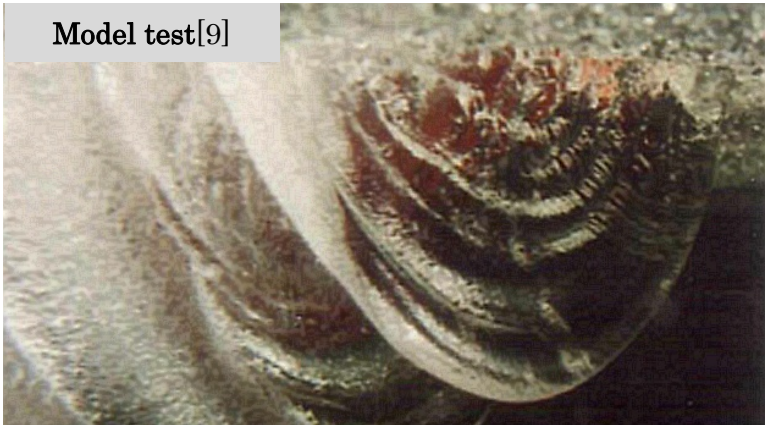
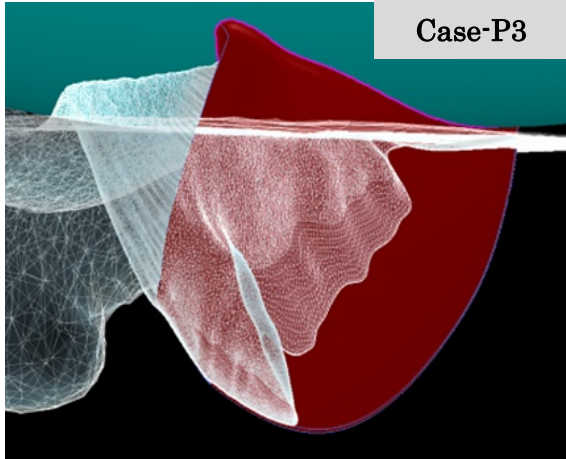
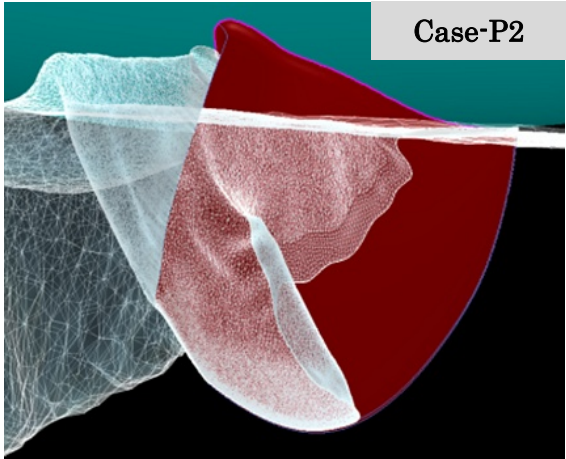
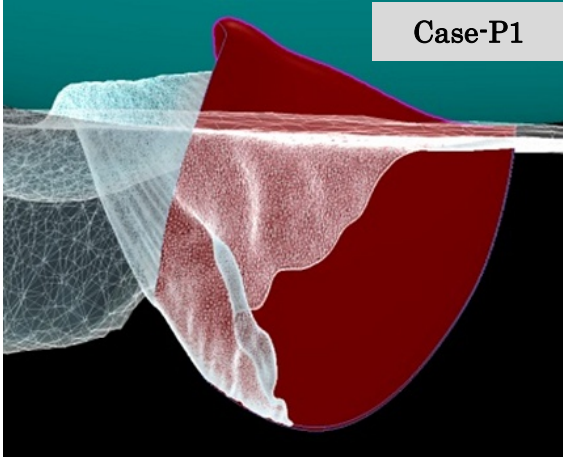


Fig. 2.23 Comparison of ventilation patterns at $J=0.80$.

2.4.8 翼面上圧力分布

プロペラ単独性能は流体力として翼面上に生じる圧力分布から得られるものであり、CFD 解析においてその翼面上圧力分布を高精度に得ることがプロペラ単独性能の推定には最も重要となる。しかしながら、模型実験結果にて半没水プロペラの非定常作動状態で翼面上圧力分布を詳細に計測することは非常に困難であり、これまで計測例が無い。そこで翼面上圧力分布の解析精度確認対象として、全没水の通常プロペラ模型実験結果を用いる。

対象とするプロペラは、第 22 回 ITTC Propulsion Committee Propeller RANS/Panel Method Workshop[40]にて模型実験値との比較が実施された DTMB P4119 プロペラ [40][41]とした。プロペラ主要目とプロペラ形状を Table 2.6 および Fig. 2.24 に示す。解析条件は模型実験と合わせ、プロペラ前進係数 $J=0.833$ 、 $R_n(K)=9.9 \times 10^5$ とした。模型実験は全没水・均一流中・ノンキャビテーション状態で実施されたが、半没水プロペラ解析時の翼面上圧力分布の解析精度確認の目的から、格子生成は、Fig. 2.25 にプロペラ半径位置 70%の翼周り解析格子を示すように、2.3.3 項～2.3.5 項で述べた半没水プロペラ向けの格子密度調整手法を採用した。格子総数は約 1300 万となった。また、2.2.4 項にて述べた解析条件を適用し、VOF 法を用いた自由表面流れを含む非定常解析として実施した。このとき、界面変化による影響を無視できるよう、プロペラ直径 304.8mm に対して初期界面位置はプロペラ中心から十分に上方となる 1340mm (没水率 $I=4.90$) とし、界面変化がプロペラ翼面上圧力分布に影響を与えないようにした。

Fig. 2.26 にプロペラ半径位置 70%と 90%の翼面上圧力係数 C_p 分布の解析結果を、Table 2.7 にプロペラ単独性能の解析結果を示す。なお、翼面上圧力の算出において、没水深度の影響による水圧は除去してある。解析同士の比較対象とした蓮池の解析結果[30]は、プロペラ単独性能推定精度向上を目的とした解析格子を採用し、層流から乱流への遷移[42]を捉えるべく低 Reynolds 数型の乱流モデルである $k-k\ell-\omega$ モデル[43]を用いた計算結果であるが、圧力係数 C_p の分布は半没水プロペラ解析向けの格子生成条件と高レイノルズ数型の MP $k-\varepsilon$ モデルでも顕著な差の無い結果となり、模型実験結果とも概ね一致した。プロペラ単独性能においては模型実験値よりやや K_T を過小評価し K_Q を過大評価しているが、高レイノルズ数型のモデルを適用しているため全面乱流状態が仮定されており、粘性成分を過大評価しているためと考えられ、蓮池[30]による高レイノルズ数型乱流モデル $k-\varepsilon$ モデルを採用したプ

ロペラ単独性能の解析結果と顕著な差の無い結果となった。

以上により、半没水プロペラ解析格子生成手法および MP k- ϵ 乱流モデルを適用した場合、翼面上圧力分布は精度良く捉えられることが検証でき、乱流が卓越する高レイノルズ数域の半没水プロペラにおいては有力な選択であることが確認された。

Table 2.6 Principal particulars of DTMB P4119 propeller[38][39].

Model	DTMB P4119
Number of blades	3
Diameter	304.8(mm)
Pitch ratio at 70% radius	1.084
Skew angle	0.0(deg.)

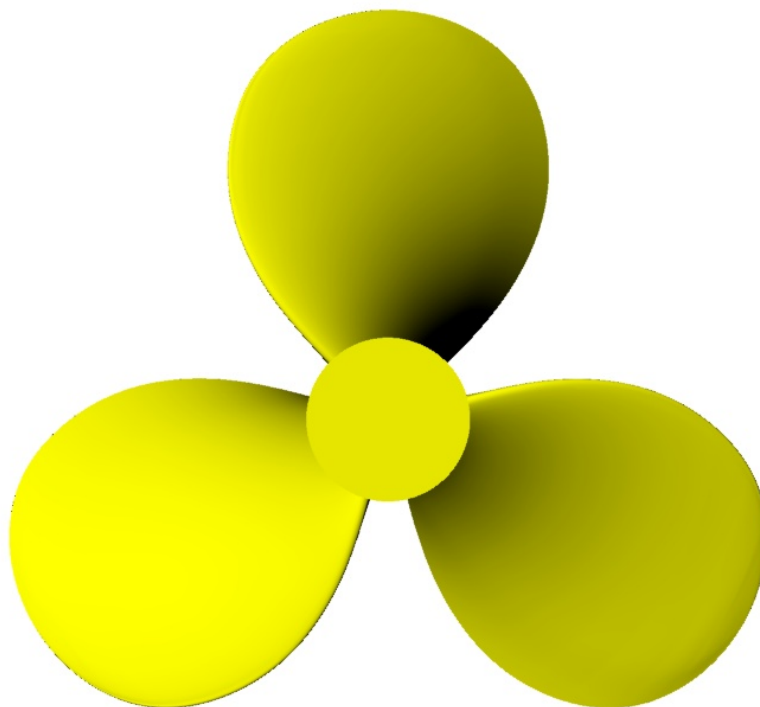


Fig. 2.24 Appearance of DTMB P4119 propeller.

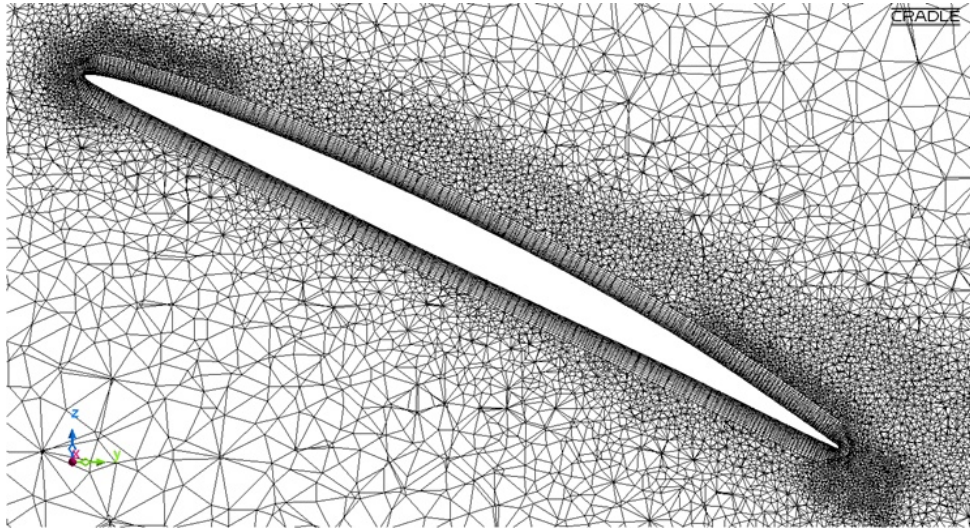
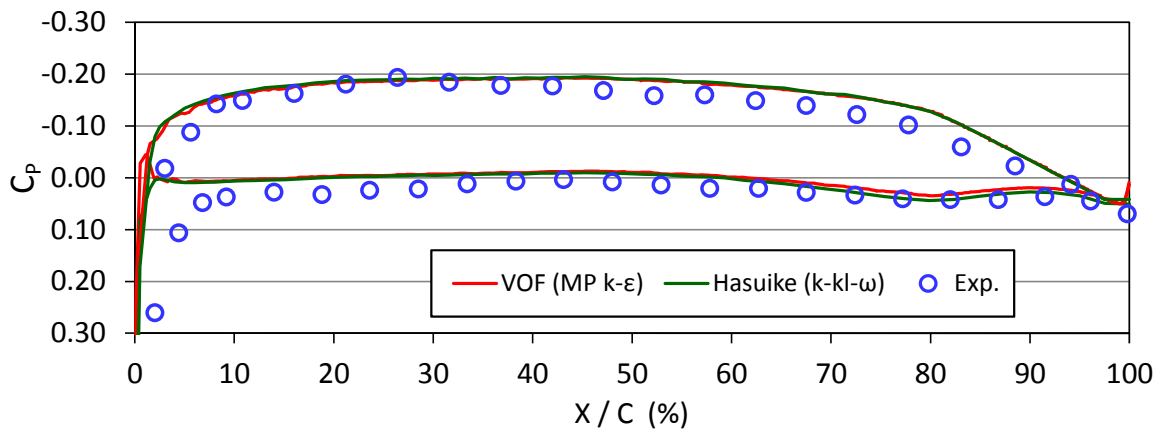
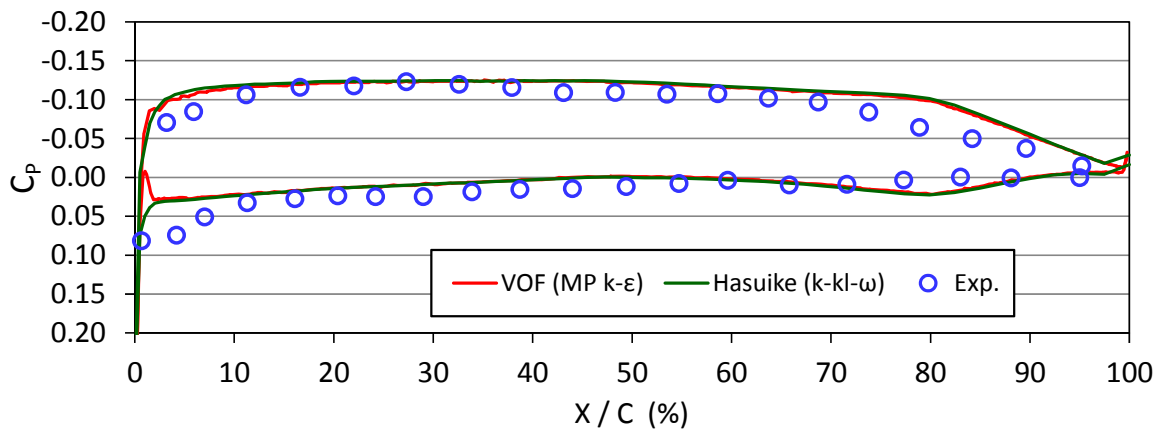


Fig. 2.25 Mesh arrangement near the blade of DMTB P4119 at 70% radius.



(i) at 70% radius



(ii) at 90% radius

Fig. 2.26 Comparison of pressure coefficient distributions.

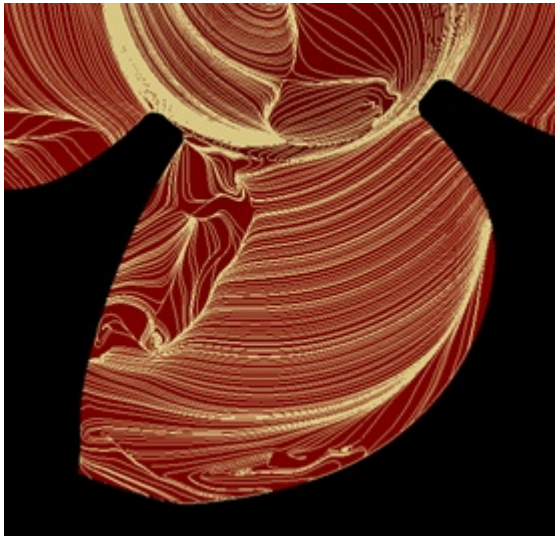
Table 2.7 Comparison of propeller Open Characteristics.

	K_T	$\Delta K_T(\%)$	$10K_Q$	$\Delta 10K_Q(\%)$
Exp.[38][39]	0.1460		0.2800	
Hasuike[30] k-kl- ω model	0.1458	-1.2	0.2721	-2.8
Hasuike[30] k- ϵ model	0.1400	-4.1	0.2844	+1.6
VOF MP k- ϵ model	0.1398	-4.2	0.2842	+1.5

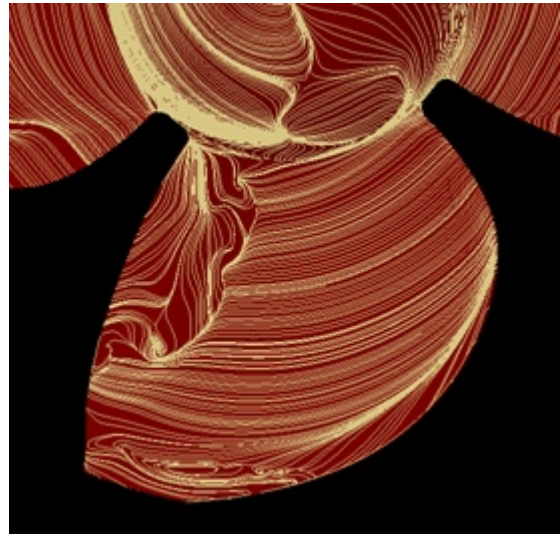
2.4.9 流入乱流エネルギー

半没水プロペラを対象とするとき、模型プロペラを用いたプロペラ単独性能実験時において、プロペラ回転数は高く設定される。したがって $R_n(K)$ は全没水の通常プロペラ模型実験時と比較して 10^1 オーダー程度高くなり、プロペラ翼表面近傍は乱流が卓越した状況であることが予想される。全面乱流を仮定した高レイノルズ数型の MP k- ϵ 乱流モデルを用いた場合、プロペラ翼面上圧力分布は良好な結果が得られることは 2.4.8 項にて述べたが、流入境界条件として流入乱流強度を減じたときの解析結果への影響を確認した。

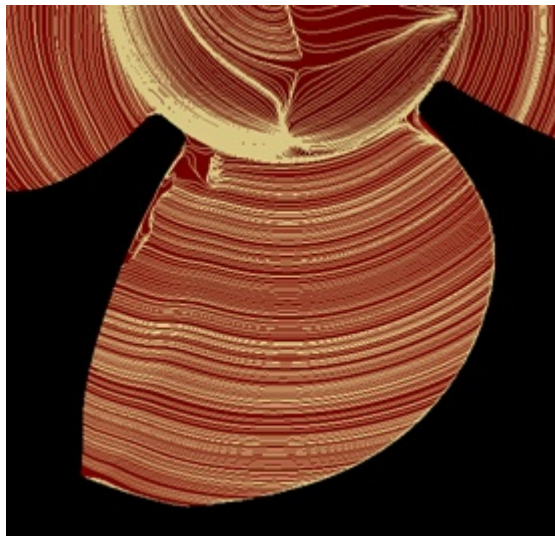
模型実験に用いるタンネルの流入流速変動の知見が不足しているため、使用すべき乱流強度 T_{uin} の値には課題が残るが、解析条件はタンネルでの流速変動より十分に小さいと考えられる $T_{uin}=1.0\%$ と、さらに小さくした $T_{uin}=0.4\%$ とした。プロペラ前進係数は $J=0.40$ 、 0.80 、 1.20 の 3 ケースにて実施した。翼角度位置 $\theta=180^\circ$ におけるキー翼背面上およびキー翼正面上の限界流線をそれぞれ Fig 2.27、Fig. 2.28 に示す。なお、Fig. 2.27 の翼後縁側で大きく流線が乱れている領域はベンチレーションによる気相部分であり、 $J=0.40$ の解析では T_{uin} がいずれの解析でも、翼背面がフルベンチレーション状態となったため限界流線の評価は意味が無く、図は省略している。流入乱流強度を減じた場合でも全面乱流状態であることに変わり無く、解析上の限界流線に顕著な差が無いことが確認された。流入乱流強度条件は 1% とすることとする。



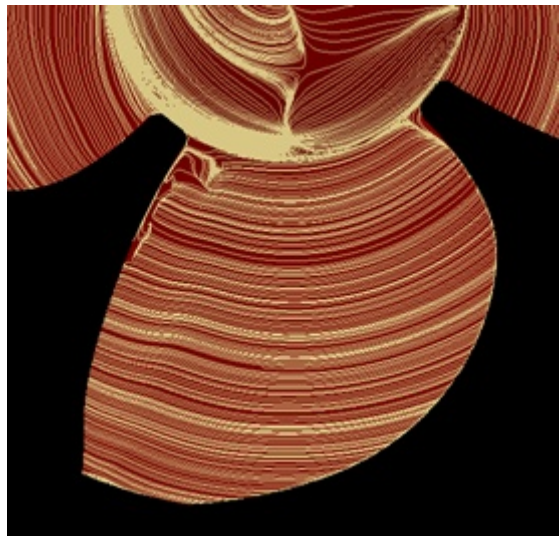
$T_{uin}=0.4\%, J=0.80$



$T_{uin}=1.0\%, J=0.80$

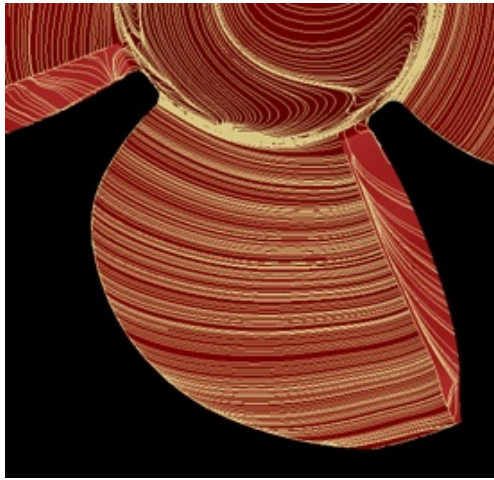


$T_{uin}=0.4\%, J=1.20$

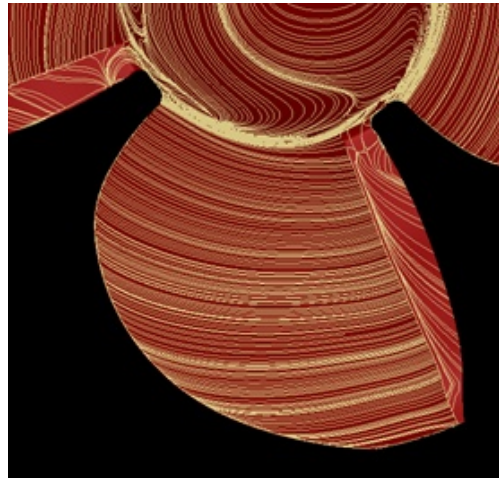


$T_{uin}=1.0\%, J=1.20$

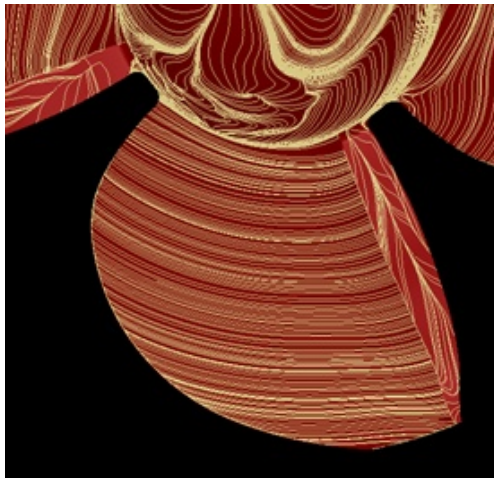
Fig. 2.27 Comparison of stream lines on suction side of Key-Blade.



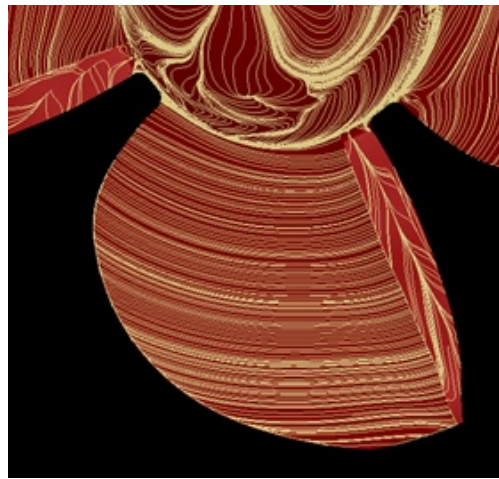
$T_{uin}=0.4\%, J=0.40$



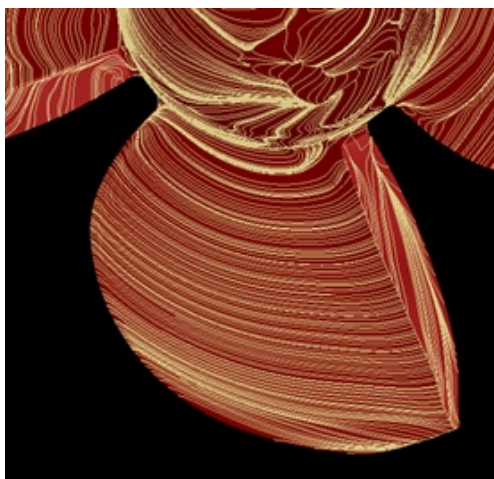
$T_{uin}=1.0\%, J=0.40$



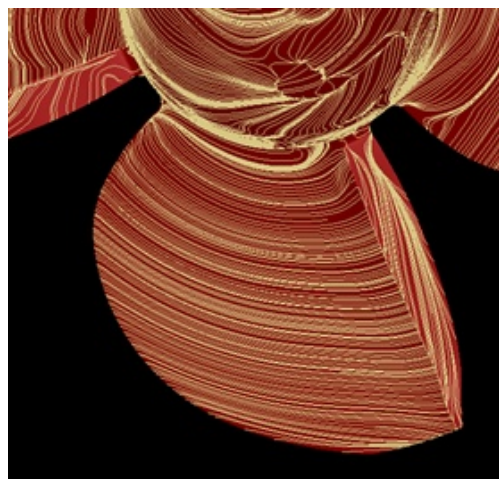
$T_{uin}=0.4\%, J=0.80$



$T_{uin}=1.0\%, J=0.80$



$T_{uin}=0.4\%, J=1.20$



$T_{uin}=1.0\%, J=1.20$

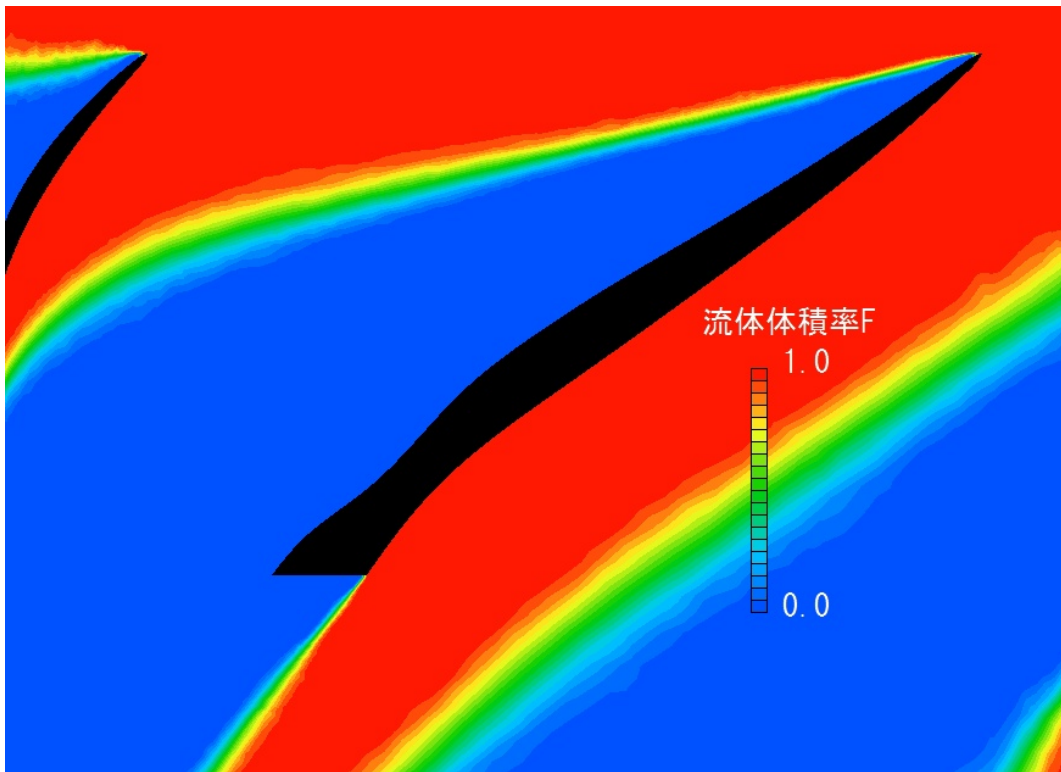
Fig. 2.28 Comparison of stream lines on pressure side of Key-Blade.

2.4.10 界面定義の妥当性確認

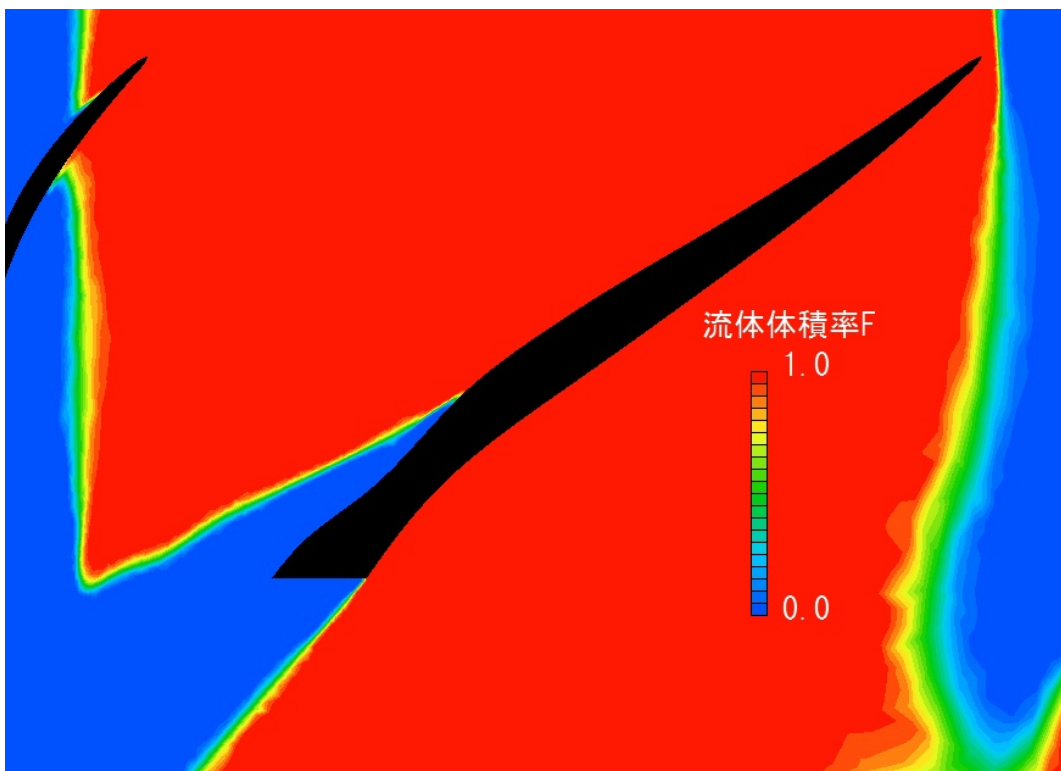
VOF 法において、気液界面は流体体積率が $0 < F < 1$ となる格子要素内に存在するが、一般的に VOF 法は界面の保存性が良い反面、界面拡散が生じやすく不鮮明になり易い。界面拡散の程度が大きければ、その後の界面移流に波及してプロペラ単独性能の解析結果に影響を及ぼす。また、解析後のポスト処理時に気液界面として F 等値面を定義する際、F の値の選択によって界面位置の差異が大きくなり、模型実験結果とのベンチレーションパターン比較評価に依存性が残ってしまう。

ゆえに、これまで Fig. 2.18、Fig. 2.22、Fig. 2.23 では $F=0.5$ の等値面を翼周りベンチレーションの界面と定義して模型実験結果と比較したが、界面定義として評価妥当な F の値を求めるとともに、その界面拡散の程度を確認することが重要である。J=0.60、1.00 の 2 ケースの CFD 解析において、キー翼角度位置 $\theta=180^\circ$ におけるプロペラ半径 50%位置の円筒面流体体積率分布を Fig. 2.29 に、キー翼角度位置 $\theta=150^\circ$ における翼周りベンチレーション界面として各 F 値での等値面比較を Fig. 2.30、Fig. 2.31 に示す。フルベンチレーション状態となる J=0.60、部分ベンチレーション状態となる J=1.00 の両作動状態ともに、ベンチレーションによって形成された界面は、翼遠方では格子密度が低いため拡散が大きくなるが、翼近傍では拡散が小さくベンチレーションの形成開始位置に殆ど影響が無い。F の値を変更して翼周りのベンチレーションパターンとして比較したときも同様に殆ど変化が無いことが確認された。

本項以降は CFD 解析結果で特に記載無い場合、翼周りベンチレーションなどの気液界面は $F=0.5$ の等値面とする。

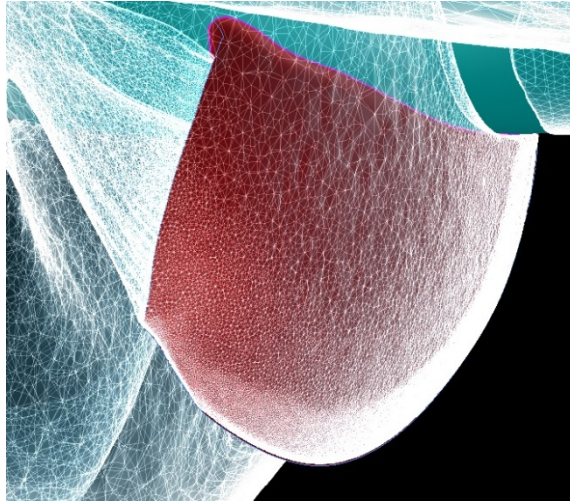


(i) $J=0.60$

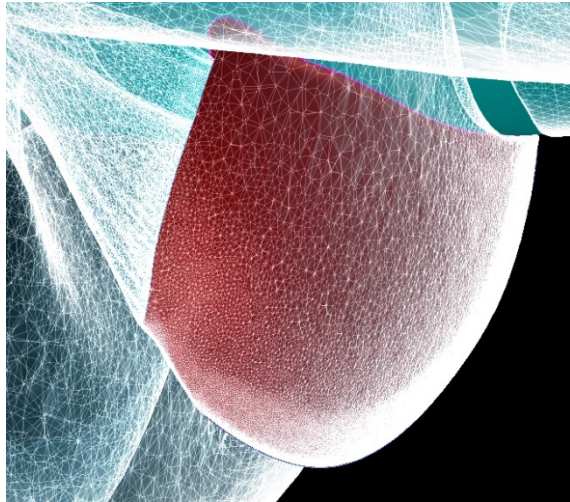


(ii) $J=1.00$

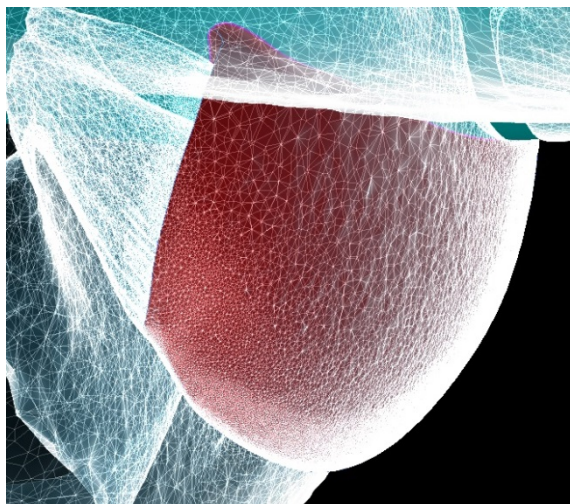
Fig. 2.29 Volume fraction profiles on 50% propeller radius.



(i) Isosurface of $F=0.25$

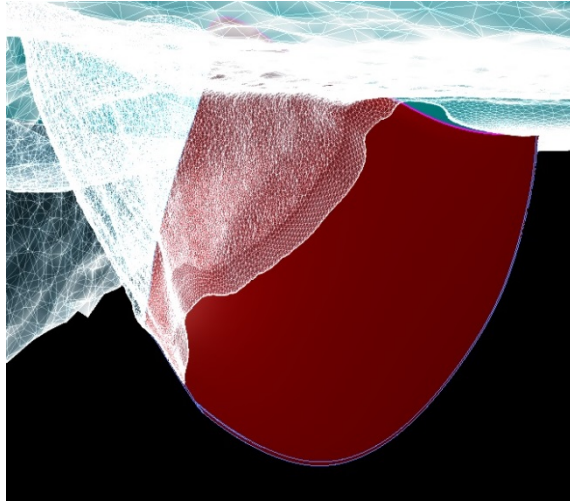


(ii) Isosurface of $F=0.50$

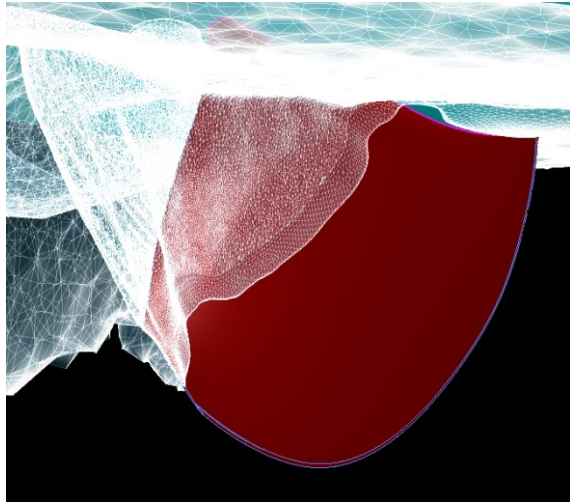


(iii) Isosurface of $F=0.75$

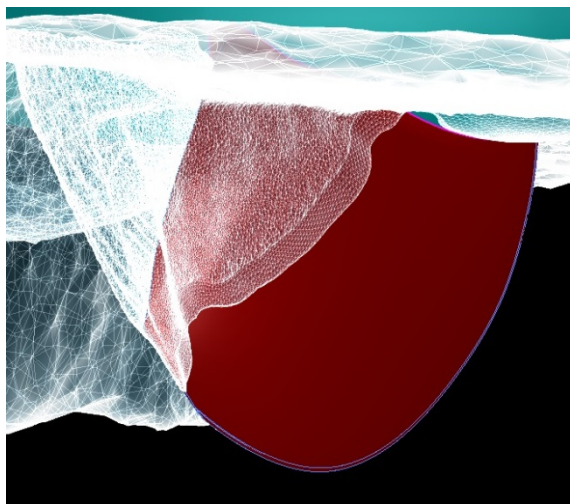
Fig. 2.30 Comparison of isosurface of volume fraction as ventilation patterns at $J=0.60$.



(i) Isosurface of $F=0.25$



(ii) Isosurface of $F=0.50$



(iii) Isosurface of $F=0.75$

Fig. 2.31 Comparison of isosurface of volume fraction as ventilation patterns at $J=1.00$.

2.5 結言

本章では、船用半没水プロペラを対象とするプロペラ推進性能の CFD 解析手法を構築した。半没水プロペラの CFD 解析に関わる知見や研究例がこれまで殆ど無く、解析の検証と妥当性確認はとくに重要と考えられるため、種々の解析条件において条件値を変更した多くの解析を実施し、解析手法の有効性について確認した。

1. プロペラ翼周りや翼後流空間に発生するベンチレーションの発生範囲はプロペラ単独性能に大きく影響を及ぼすため、界面捕獲精度は半没水プロペラ解析手法の検証事項の中でも、とくに配慮すべき点である。よって翼周りで十分な界面解像とすることを目的に、ベンチレーション発生空間における解析格子密度が十分に高くなるよう調整することで界面捕捉精度を向上させる格子生成手法を構築した。
2. 解析領域サイズ影響や界面変動が翼回転に対して周期的となるプロペラ回転の繰り返し回数、解析時間刻み幅依存性を確認することで解析精度を保ちつつ実用的な解析時間を実現させるとともに、領域全体のテトラ格子粗密影響やプロペラ表面近傍プリズム格子の配置条件の影響を確認することで、構築した手法が妥当であり、これら解析手法や解析条件が解析結果のエラーに依存しないことを検証した。
3. プロペラ単独性能推定において、そのベースとなる翼面上圧力分布の解析精度は、半没水プロペラ解析のために構築した格子生成手法と乱流モデルを適用した場合、模型実験計測結果と比較して妥当な結果が得られることを確認した。

第3章 半没水プロペラ単独性能の数値予測

3.1 序言

プロペラ単独性能はプロペラ性能評価のなかで最も基本的で第一に評価対象になるものであり、さらに半没水プロペラではプロペラ軸への起振力の観点から 1 翼 6 分力性能も同様に重要な評価対象である。第 2 章においても種々の解析でこれらに対するパラメータの影響を検証してきた。

模型実験は半没水プロペラのプロペラ単独性能推定法の 1 つであるが、扱う物理現象が多種かつ複雑なため実験手法が確立されていない。そのため、プロペラと自由表面の設置方法や試験条件によってはプロペラ単独性能に無視できない影響を与えかねず、再現性や実機プロペラ作動状態への適合の面で問題となることも考えられる。言い換えれば、模型実験にて得た半没水プロペラ単独性能を別手法（あるいは別実験）で評価する際は元の模型実験を調査し、プロペラ単独性能へ影響を及ぼす試験条件の有無について検証が必要である。

一方、プロペラ単独性能にはレイノルズ数影響すなわち境界層の厚みによる影響があることは広く知られている。さらに自由表面を伴う半没水プロペラではフルード数やウェーバー数の違いによって自由表面変形に影響を受ける。これらの特性を理論的に推定するためには、プロペラ作動条件や流体物性値に制限が無く、流体の粘性や表面張力の考慮が可能な CFD の適用が有効と考えられる。

本章では、第 2 章にて述べた解析手法を用いて模型試験状態の半没水プロペラを解析し、プロペラ単独性能やプロペラ翼 1 回転中の 6 分力変動、翼周りベンチレーションについて模型実験結果[9]と比較することで解析結果を評価する。

第 2 節では、解析条件を示すとともに、解析領域や境界条件を比較対象とする模型実験に適合させた考慮とその重要性を述べる。

第 3 節では、解析結果として得たプロペラ単独性能、6 分力変動、ベンチレーションパターンを模型実験結果と比較し、解析手法の有効性について論じる。

第 4 節では、半没水プロペラの相似則特性を論じる。フルード数、レイノルズ数、ウェーバー数の各影響について解析調査し、影響要因を考察するとともに、それら無次元数の臨界値の検証と模型試験時における取り扱いを提案する。

最後に第5節で本章の結論を示す。

3.2 解析条件

3.2.1 解析対象

解析対象プロペラは第2章と同様に、Olofssonが実験に用いた4翼プロペラ Model 841-B[9]とし、プロペラ没水深度も同様に $h=82.5\text{mm}$ とする。

3.2.2 解析条件

自由表面流れ解析において半没水プロペラの作動状態を Olofsson の模型実験と一致させるため、プロペラ直径ベースのフルード数 F_{nD} 、プロペラ直径ベースのウェーバー数 W_{nD} 、キャビテーション数 σ および $R_n(K)$ を模型実験状態に合わせて Table 3.1 に示す値で設定する。ここで、 F_{nD} 、 W_{nD} 、 σ はそれぞれ(3.1)式～(3.3)式で定義される。

$$F_{nD} = \frac{V_L}{\sqrt{gD_P}} \quad (3.1)$$

$$W_{nD} = \frac{V_L}{\sqrt{\frac{\sigma_K}{\rho_L} D_P}} \quad (3.2)$$

$$\sigma = \frac{p_o - p_v}{\frac{1}{2} \rho_L V_L^2} \quad (3.3)$$

ここで p_o は大気圧、 p_v は液体（水）の蒸気圧である。

以降は特に記載が無い限り、 J に対する F_{nD} 、 W_{nD} 、 σ 、 $R_n(K)$ は Table 3.1 に示す値を採用し解析する。

Table 3.1 Analysis conditions adapted Olofsson's model tests.

J	F_{nD}	W_{nD}	σ	$R_n(K)$
0.4	2	234	20.3	1.7×10^6
0.5	4	469	5.1	2.8×10^6
0.6	4	469	5.1	2.3×10^6
0.7	4	469	5.1	2.0×10^6
0.8	4	469	5.1	1.8×10^6
0.9	4	469	5.1	1.6×10^6
1.0	6	703	2.3	2.2×10^6
1.1	6	703	2.3	2.1×10^6
1.2	6	703	2.3	1.9×10^6
1.3	6	703	2.3	1.8×10^6

3.2.3 模型実験状態を考慮した解析領域と境界条件

解析領域は、第2章で述べた静止領域の一部を変更し、Fig. 3.1に俯瞰図、Fig.3.2にx-z平面図で示すように、プロペラ上流側に静止した水平のプレートを設けた。このプレートは、模型実験時においてプロペラ上流の水面を指定高さに安定させる目的で設置されるものであり、Olofssonによる模型実験[9]に合わせた仕様としている。プレートの下端面はプロペラ没水深度 $h=82.5\text{mm}$ と一致する。

また、模型実験はキャビテーション・タンネルにて実施されており、プロペラから上流側で十分遠方の水上（気相領域）の流れは無いと考えられるので、流入境界面の流入流速は $V_G=0(\text{m/sec})$ とし、界面流入条件はプレート上方から気相、プレート下方から液相とする。

プレート表面近傍で生じる境界層を精度良く解析できるように、プレート壁面には第1層厚みは $y^+=100$ 相当で十分な総厚みとなるプリズム格子を配置した。また、プレート端部から生じる界面が精度良く規定の没水深度となるように液相側のプレート端部はR形状とせずボックス型とし、端部近傍のテトラ格子密度を高くした。プレート端部周辺の解析格子をFig. 3.3に示す。

プレート境界層と気相流速がプレート端部から生じる界面近傍の流速分布に影

響を及ぼすため、以上の考慮はプロペラ作動状態を模型実験時と一致させるために非常に重要となる。 $V_L=6.26(\text{m/sec})$ とし、Fig. 3.4 にプレート有りで $V_G=0(\text{m/sec})$ の条件、Fig. 3.5 にプレート無しで $V_G=V_L$ の条件における、 $y=0$ (プロペラ中心鉛直) 平面におけるプロペラ上流側の流速 x 成分分布を示す。図内でプロペラ上流側とプロペラボスを結ぶ黒いラインが $y=0$ 平面における界面 (流体体積率 $F=0.5$) である。プレート有りで $V_G=0(\text{m/sec})$ の条件時は界面近傍の液相流速 x 成分が低下することが確認でき、模型実験時の不均一流が再現されている。

流速 x 成分の変化はプロペラ翼に対する流入迎角の変化を意味し、とくに界面近傍での変化はベンチレーション発生に影響を与える。 $J=0.80$ 、キー翼の翼角度位置 $\theta=150^\circ$ におけるキー翼周りのベンチレーションパターン比較を Fig. 3.6 に示す。プレート境界層と気相流速の考慮をした場合は、考慮をしない場合と比較してベンチレーションが発達しており、模型実験により近い解析結果となる。

翼周りのベンチレーション発生範囲の大小はプロペラ推進性能への影響が大きい。本項で述べたように、プレートの設置などの様々な模型実験仕様は、その影響が無視できないケースが多々あると思われる。さらに実船装備状態でも同様に、プロペラ上流側のシャフトブラケット影響などが想像される。よって CFD 解析時には、解析条件をそれらの仕様や状態に合わせることでプロペラ上流の界面付近流速分布を再現することが、半没水プロペラ解析の精度向上に対して必須の考慮であると考えられる。

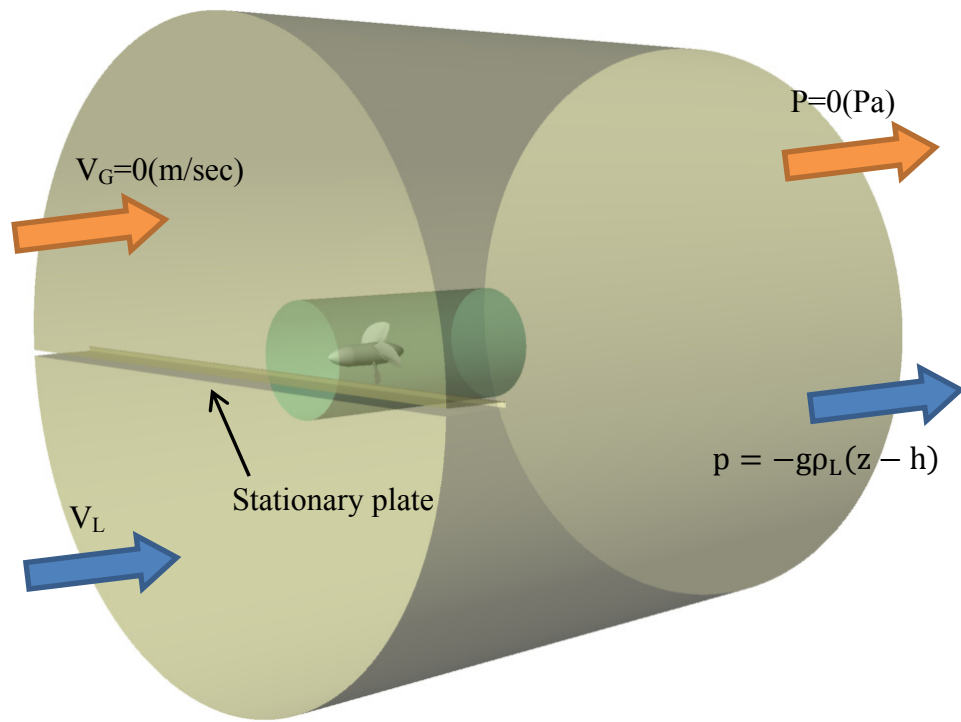


Fig. 3.1 Computational domain adapted Olofsson's model tests. (Perspective view)

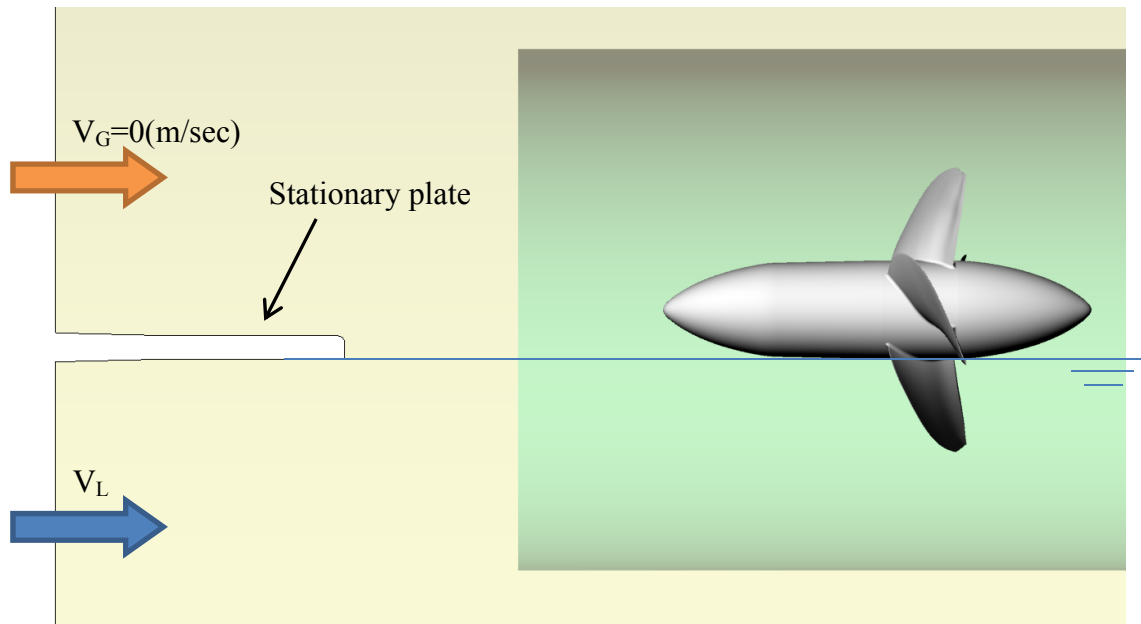


Fig. 3.2 Computational domain adapted Olofsson's model tests. (x-y plane view)

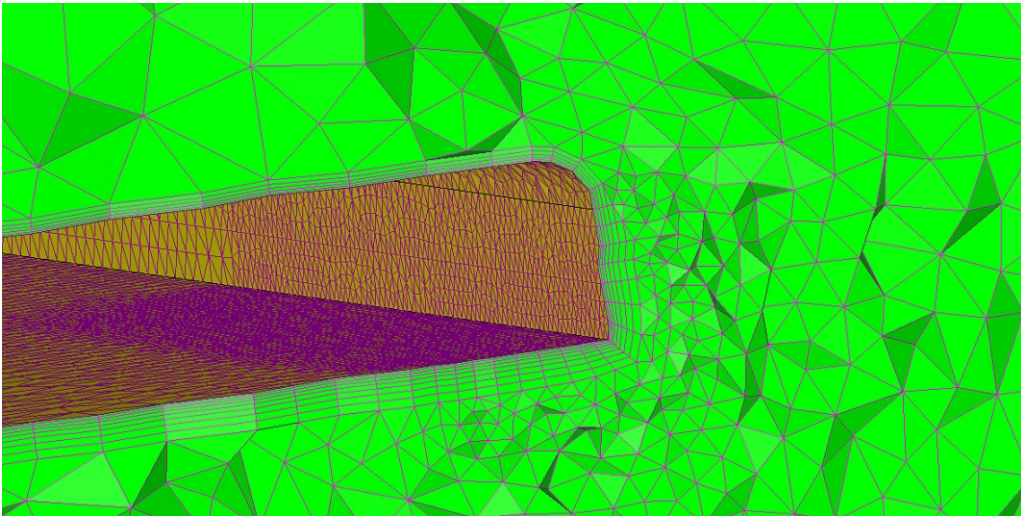


Fig. 3.3 Mesh arrangement near the edge of flat plate.

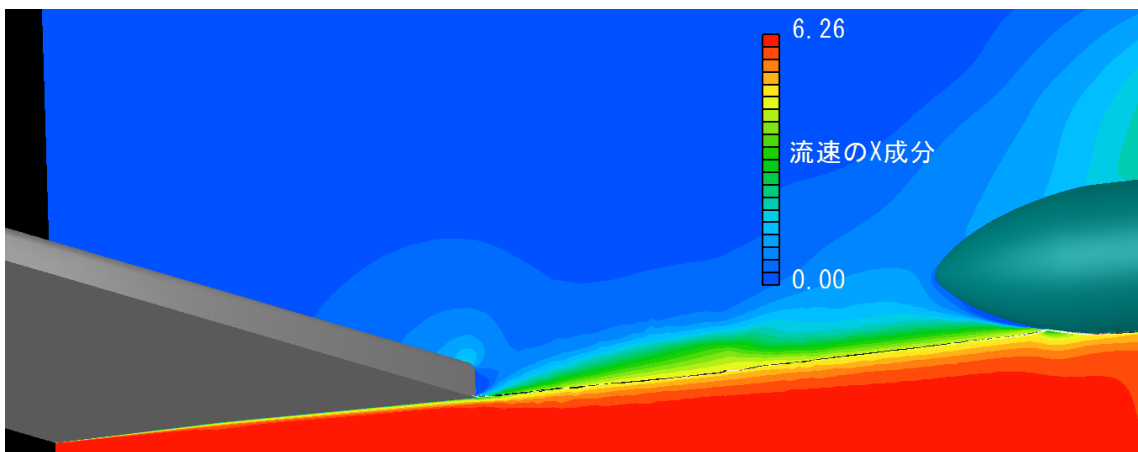


Fig. 3.4 Distribution of x-component of flow velocity. (with flat plate & $V_G=0(\text{m/sec})$)

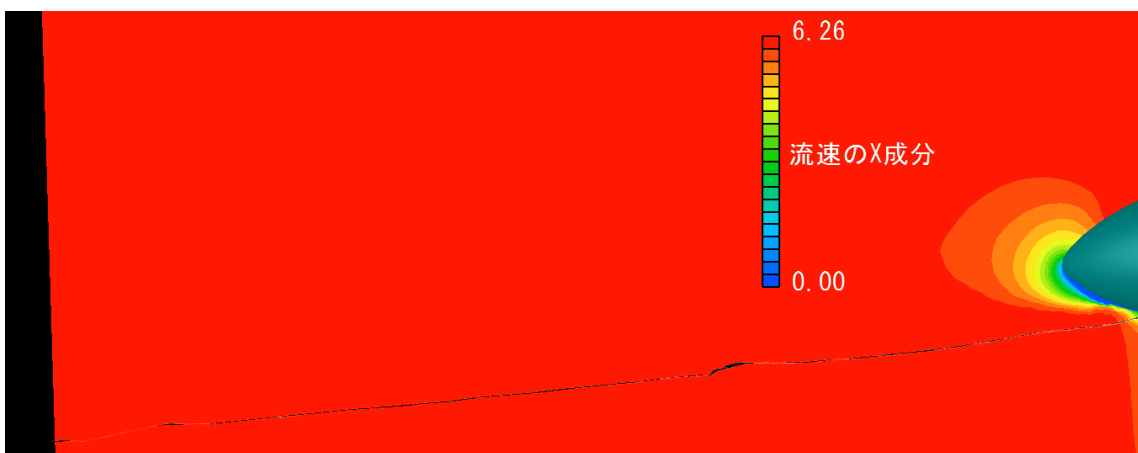
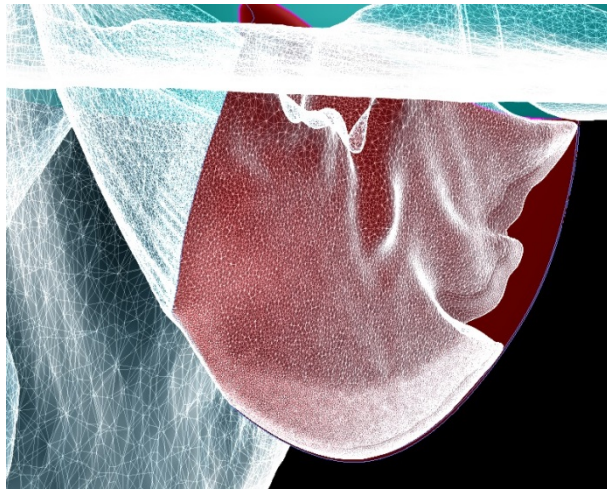
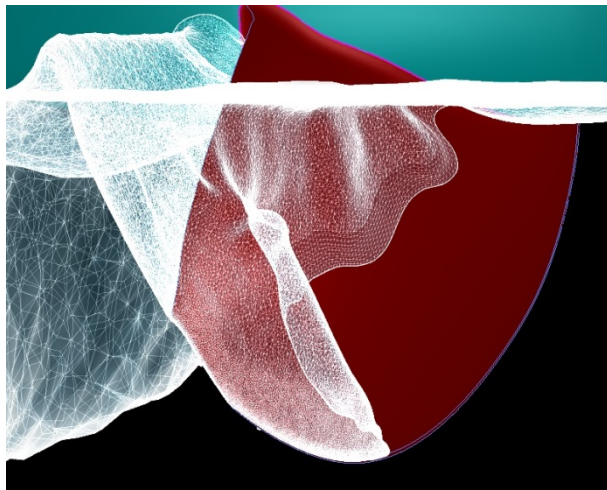


Fig. 3.5 Distribution of x-component of flow velocity. (w/o flat plate & $V_G=V_L$)



(i) Analysis with flat plate and $V_G=0(\text{m/sec})$.



(ii) Analysis w/o flat plate and $V_G=V_L$.



(iii) Model test[9].

Fig. 3.6 Comparison of ventilation patterns at $J=0.80$ and $\theta=150\text{deg}$.

3.3 解析結果とその評価

Table 3.1 で示す各プロペラ作動条件にて CFD 解析を実施した。本節ではその解析結果を、Olofsson による模型試験結果[9]と比較しつつ評価する。

なお、これらの解析で用いた解析格子の総数は約 1700 万となった。第 2 章で述べた目標とする格子総数より約 10%増しているが、プロペラ上流のプレート周りの格子密度を増し、プレート壁近傍に十分な厚みのプリズム層を設置したためである。解析結果の評価は、2.4.4 項で述べたようにプロペラ回転回数影響が無くなるまで十分にプロペラを回転させた後に実施した。用いた計算機は Xeon E5-2697 v2 (2.70GHz、12 コア) のデュアル CPU およびメインメモリ 32G バイト (8G×4、DDR3-1866MHz) を搭載し、Windows Server 2008R2 を導入した計算ノード 84 個で構成される PC クラスタである。1 ケースの解析に要した時間は、このうち計算ノード 5 個 (120 コア) を用いた場合、約 9 日であった。

3.3.1 プロペラ単独性能予測の評価

CFD 解析にて得たプロペラ単独性能と模型実験結果との比較を Table 3.2 および Fig.3.7 に示す。CFD 解析は K_T 、 K_Q とともに模型実験結果に対して過大評価となったが、概ねの傾向は捉えている。

翼背面上ベンチレーションがあまり形成されない $J=1.2\sim 1.3$ では、 K_T の差は 2 ~3%であって模型実験値と良く合っている。一方、 K_Q の差はやや大きく、絶対値で約 0.008 となった。プロペラ回転数に対して流入流速が速いため、プロペラボス周りの界面隆起の影響は小さい。界面変化やベンチレーションがあまり生じない領域であるので、 K_Q 過大評価の要因の 1 つとしては MP $k-\epsilon$ 乱流モデルによるプロペラトルク摩擦成分の過大評価が挙げられる。

フルベンチレーション状態となる $J<0.8$ の範囲では、とくに K_Q が大きくなった。翼背面側は水中の全域でベンチレーションされており、スラスト、トルクともに翼正面圧力の寄与が殆どであって、翼面上圧力分布の推定誤差が支配的とは考えにくい。この J の範囲は界面変化が激しく、詳しくは 3.3.2 項で述べるが、模型実験に対してプロペラボス周りの界面隆起を過大評価した結果と推測される。

$J=0.8\sim 1.1$ の範囲は、 J が大きくなるにつれて翼背面が部分ベンチレーション状態となる範囲であり、高精度な推定が最も困難な範囲と考えられる。3.3.3 項で示

すが、 $J=0.8$ や $J=1.0$ の翼背面ベンチレーション形成は模型実験結果に対して過小であり、それが K_T 、 K_Q 過大評価の要因と考えられる。

J 全体を通じて K_T 、 K_Q の絶対値が全没水通常プロペラの値と比べてかなり小さいこともあり差が大きく見えるが、高速艇向けプロペラの回転マッチング許容範囲は比較的広く、プロペラ回転数 $\pm 3\%$ が目安である。これを K_Q 推定誤差に換算するとおよそ 15% となる。本解析は $J>0.7$ の範囲で K_Q 推定誤差はほぼ 15% 以内であり、本解析手法は、改善の余地はまだ多くあるものの、実設計機会において有効と言える。

また、プロペラ荷重度 K_T/J^2 と η_0 の関係を Fig. 3.8 に示す。互いに比較するプロペラで同一の K_T/J^2 であることは、船速一定条件と見なすことができる。翼背面上ベンチレーションが模型実験、CFD 解析ともにあまり形成されず、CFD 解析において K_Q が過大であった $K_T/J^2 < 0.04$ の設計点付近となる範囲を除き、CFD 解析結果の η_0 は模型実験より高くなった。 K_T/J^2 が大きな ($K_T/J^2 > 0.12$) 範囲は低速域でフルベンチレーション状態であるから、CFD 解析での界面隆起過大が影響しており、翼一回転中でより多くのスラストを生じる CFD 解析では η_0 が高くなる。他方、 $0.05 < K_T/J^2 < 0.10$ は CFD 解析においてベンチレーション形成が過小に評価された範囲であり、翼背面でのベンチレーション形成が抑止されたほうが η_0 は高くなる結果となった。これは、フルベンチレーション状態から後縁端付近でのみ形成される局所ベンチレーション状態への遷移域である部分ベンチレーション状態では、なるべく翼背面側を大気圧の気相で覆う領域を少なくし、プロペラのスラスト及びトルクに対する負圧の寄与を増したほうが高効率であることを意味する。つまり、 K_T/J^2 が徐々に小さくなる高速滑走艇の加速時において、速やかにプロペラ設計点付近の局所ベンチレーション状態となる翼形状を設計・開発することが、半没水プロペラの高効率化に繋がると示唆されていると考えられる。

Table 3.2 Comparison of Propeller Open Characteristics.

J	CFD			Model Test[9]		
	K_T	$10K_Q$	η_o	K_T	$10K_Q$	η_o
0.4	0.0273	0.0693	0.2508	0.0219	0.0424	0.3285
0.5	0.0426	0.1036	0.3268	0.0386	0.0844	0.3639
0.6	0.0554	0.1276	0.4146	0.0486	0.1016	0.4572
0.7	0.0607	0.1368	0.4945	0.0542	0.1212	0.4986
0.8	0.0573	0.1253	0.5823	0.0514	0.1116	0.5860
0.9	0.0529	0.1147	0.6609	0.0452	0.1016	0.6372
1.0	0.0467	0.1071	0.6938	0.0426	0.0952	0.7115
1.1	0.0379	0.0948	0.7000	0.0340	0.0808	0.7367
1.2	0.0247	0.0727	0.6496	0.0243	0.0648	0.7156
1.3	0.0096	0.0486	0.4105	0.0094	0.0400	0.4841

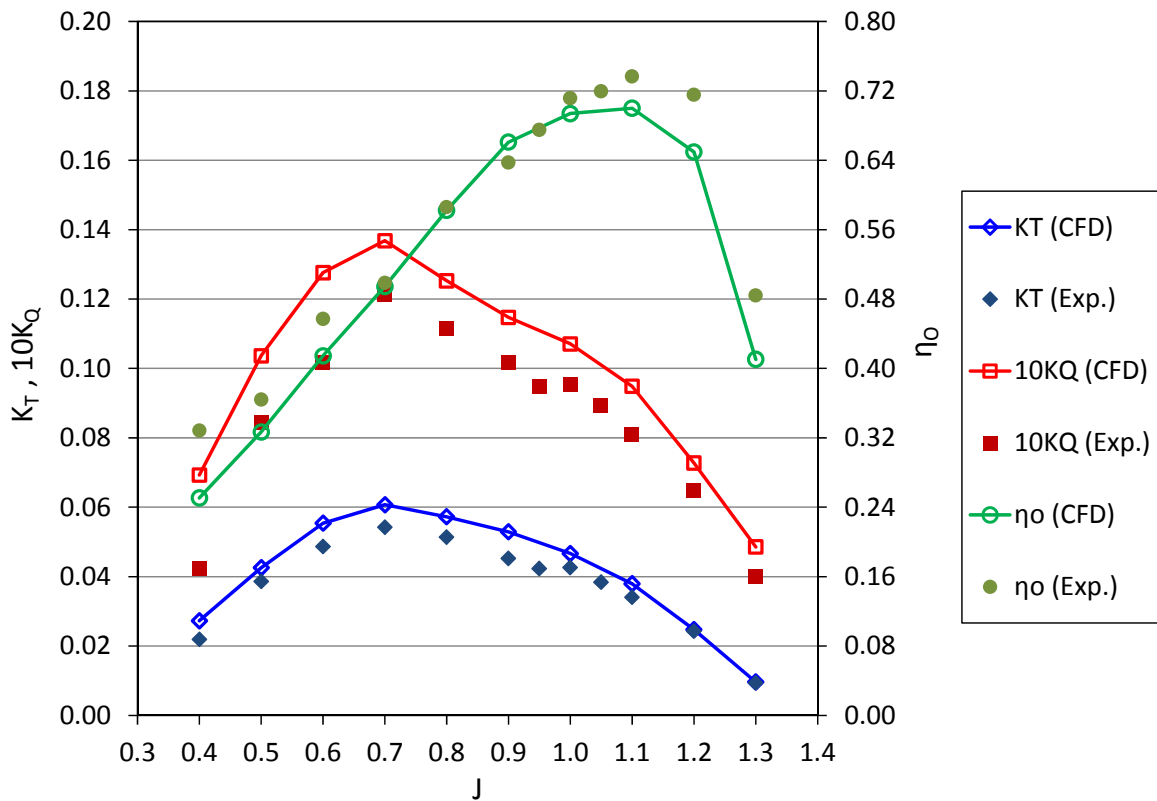


Fig. 3.7 Comparison of Propeller Open Characteristics.

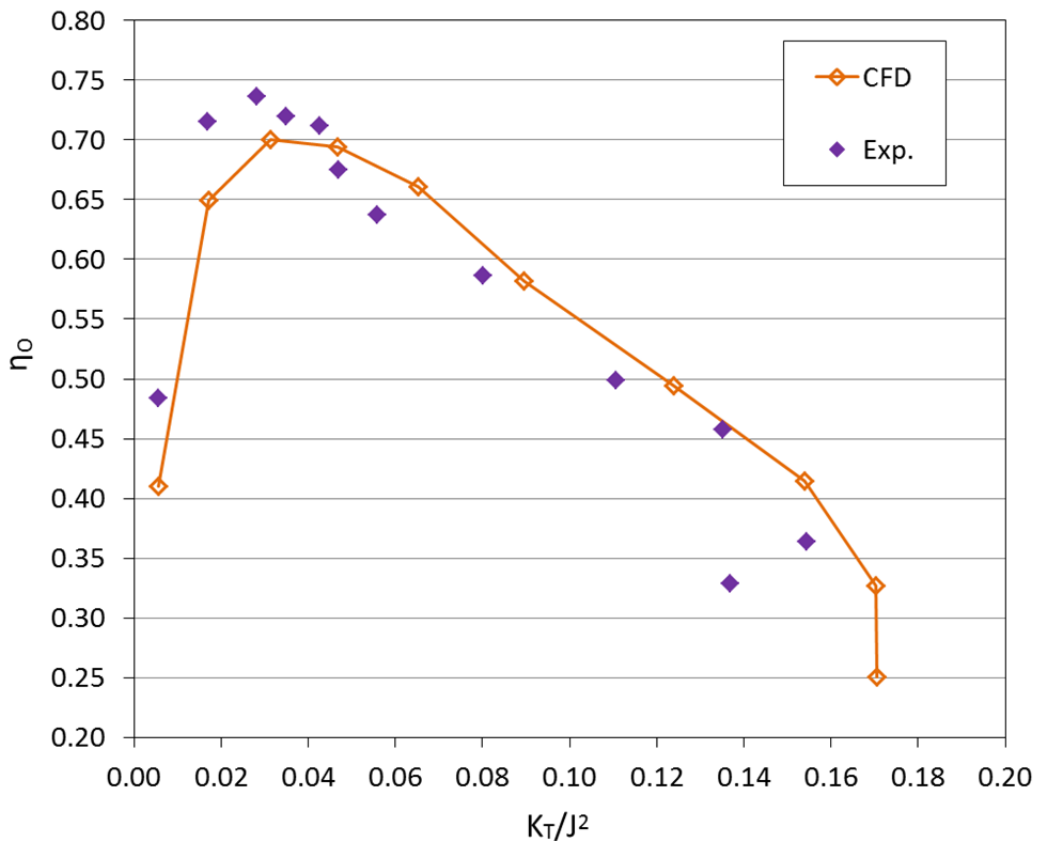


Fig. 3.8 Relations between propeller efficiency and propeller load coefficient.

3.3.2 1翼の6分力変動予測の評価

3.3.2.1 6分力回転平均値の評価

まず、CFD解析にて得たプロペラ翼1回転平均の6分力と模型実験結果との比較を Fig.3.9 に示す。プロペラ単独性能と同様、各成分の変化傾向は十分捉えられており、本解析精度はプロペラ軸系検討時のマージンと比較して十分に小さく、解析は有効と言える。

$\overline{K_{Fx}}$ はプロペラスラスト、 $\overline{K_{Mx}}$ はプロペラトルクに相当するので3.3.1項で述べた。 $\overline{K_{Fy}}$ および $\overline{K_{My}}$ が総じて負に過大、とくに $J=0.8$ 、 0.9 において顕著であるのは翼が下方にあるときのベンチレーション過小評価すなわちスラスト過大評価が要因として大きい。プロペラ翼のピッチ角は翼根部が大きく、翼先端付近は小さくなるため、 $\overline{K_{Fy}}$ が負に過大の $J=0.8$ では翼根部のベンチレーションが過小評価されたため

と考えられる。これは 3.3.3 項で示すベンチレーションパターン比較と一致する。一方、 $\overline{K_{My}}$ が負に過大の $J=0.9$ では翼先端付近でのベンチレーション過小評価と考えられる。 $J=0.9$ における $\overline{K_{Fz}}$ の差も同様に、翼が $\theta=180^\circ$ 位置から離水へ向かう翼角度範囲 $\theta=180^\circ \sim 270^\circ$ におけるベンチレーション過小評価である。 $\overline{K_{Mz}}$ は各 J で良く一致した。ベンチレーションが過小評価されても、1 回転中で鉛直方向は入水後に $\theta=180^\circ$ 位置に向う側と $\theta=180^\circ$ 位置から離水へ向かう側で平均するとキャンセルされるためである。

3.3.2.2 1 回転 6 分力変動値の評価

CFD 解析にて得た 6 分力変動値と模型実験結果との比較を各 J ごとに Fig.3.10～Fig. 3.14 に示す。なお、図中の模型実験結果の変動グラフで見られる細かな振動は、模型プロペラ 1 回転中に、翼が入水～水中時のみで荷重を受けることによる、翼の幾何的な振動による[9]。

J が低い範囲である $J=0.4$ 、 0.6 では、各成分が生じる翼角度範囲が模型実験結果より広いことが示された。これはプロペラ翼上流側でプロペラボスに沿って界面隆起が過大に生じ、模型実験以上に実質的な没水深度が増したことによる。

$J=0.8$ において $\theta=180^\circ$ 付近における K_{Fy} および K_{My} の負の過大は、3.3.2.1 で述べたように翼根部ベンチレーションの過小評価である。翼根部のピッチ角が高いため、 $90^\circ < \theta < 180^\circ$ では K_{Fy} に主に作用し、 $180^\circ < \theta < 270^\circ$ では K_{My} に主に作用する。

$J=1.0$ においても K_{Fy} の差はややあるが、 $J=1.0$ 、 1.2 の 6 分力変動値は実験結果と概ね良く一致しており、精度良い解析結果と言える。

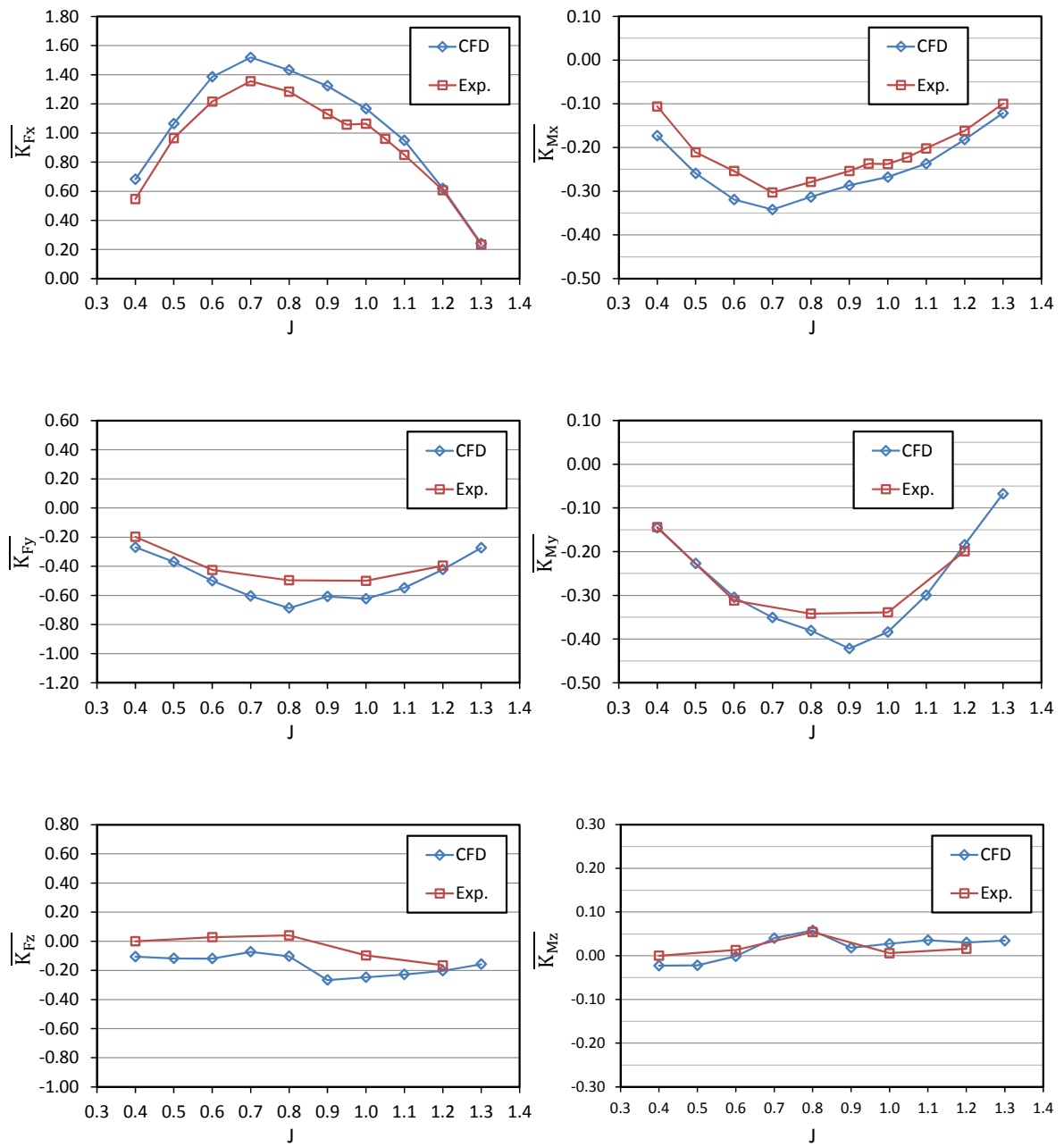


Fig. 3.9 Comparison of averaged 6-components force/moment.

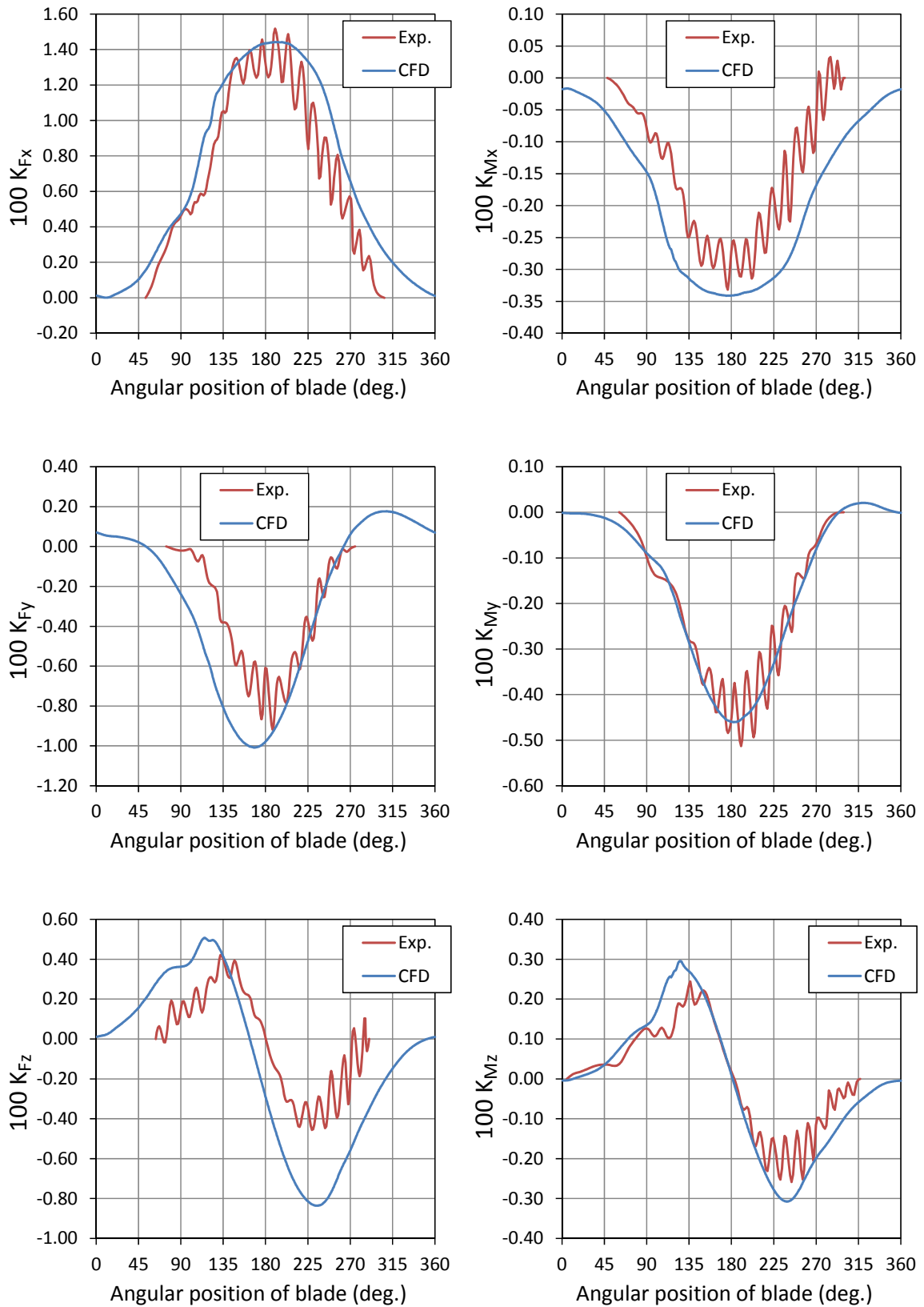


Fig. 3.10 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=0.4$)

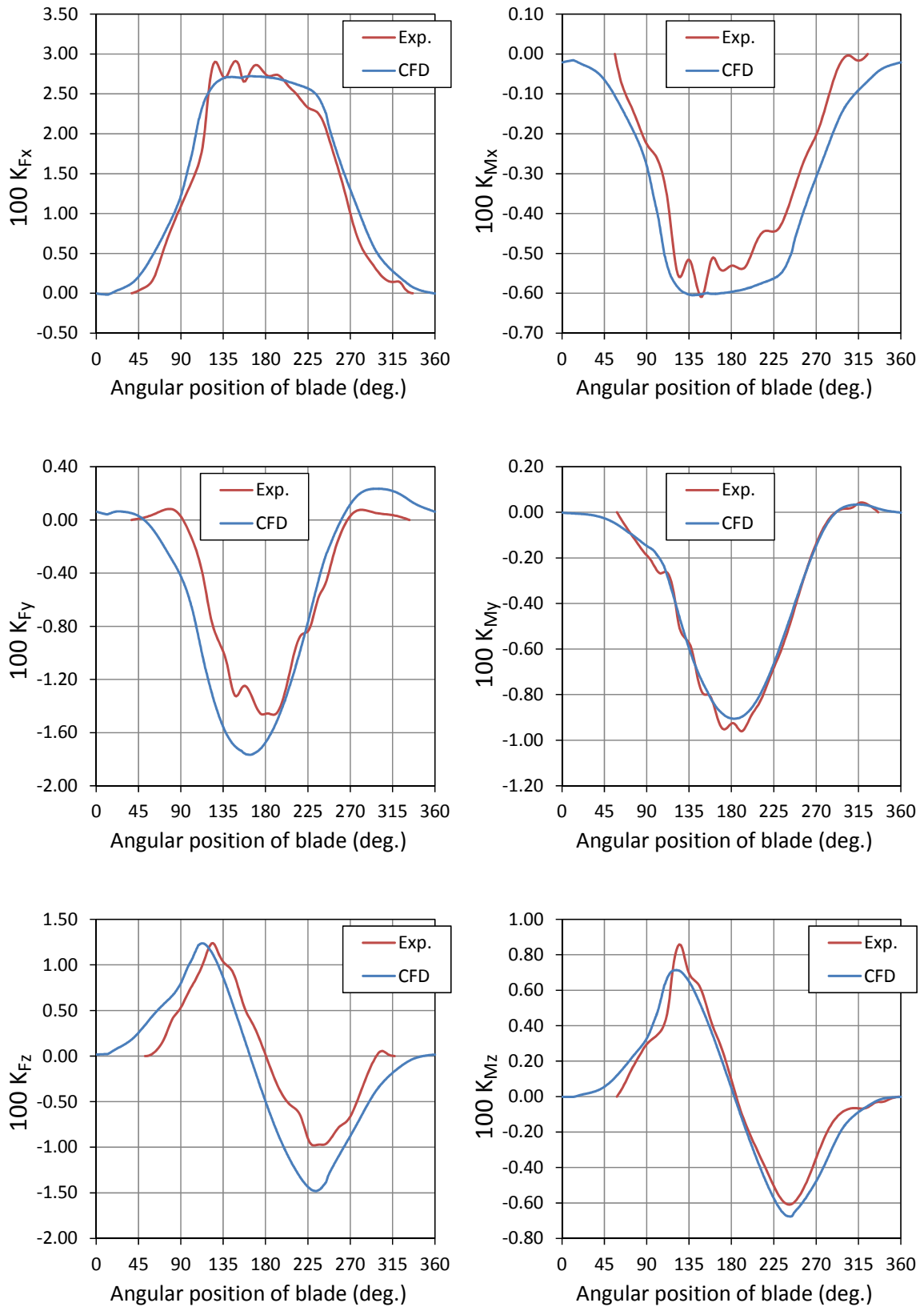


Fig. 3.11 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=0.6$)

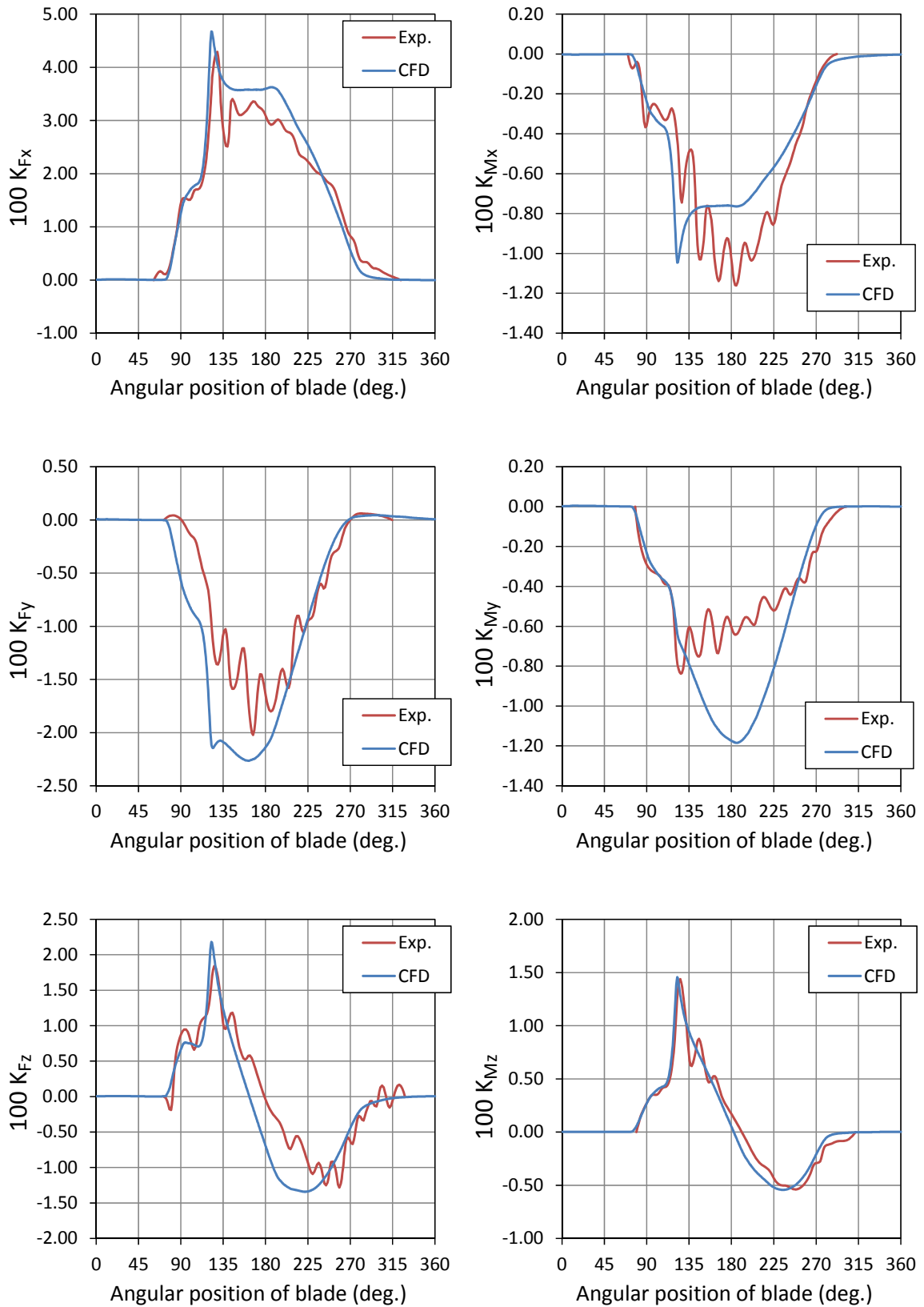


Fig. 3.12 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. (J=0.8)

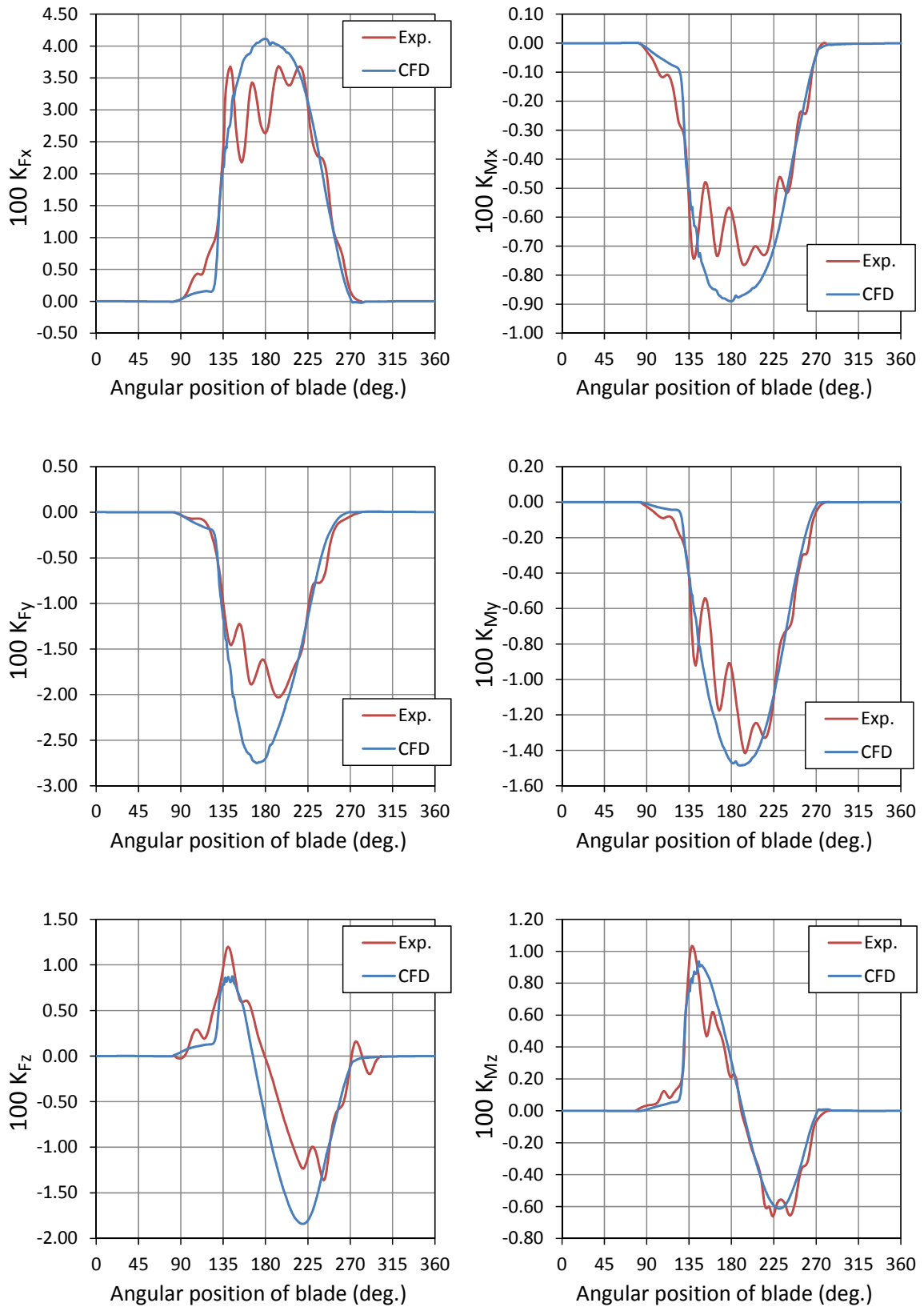


Fig. 3.13 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. (J=1.0)

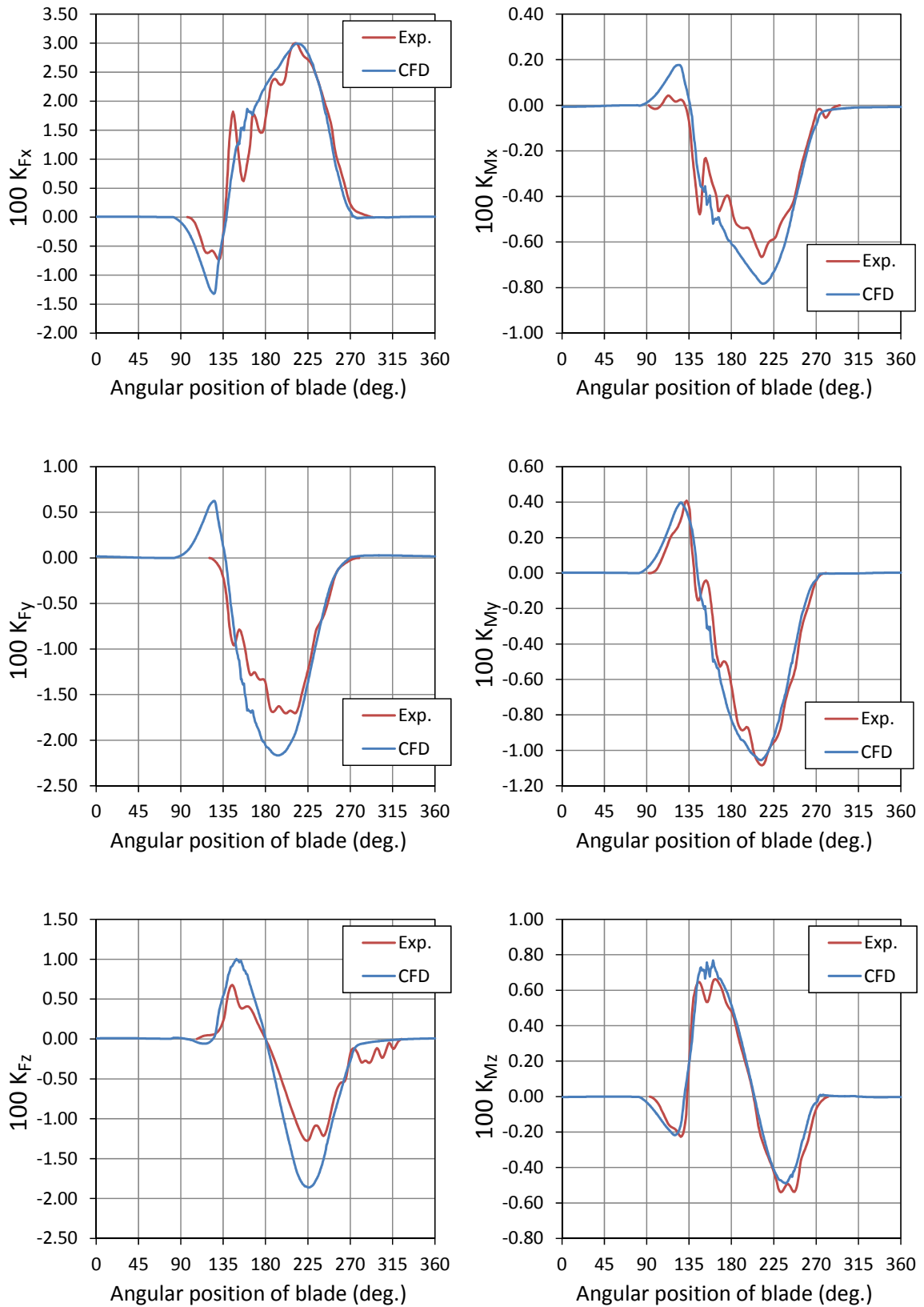


Fig. 3.14 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. (J=1.2)

3.3.3 翼周リベンチレーションパターン予測の評価

3.3.3.1 各翼角度位置におけるベンチレーションパターン

CFD 解析にて得た翼周リベンチレーションパターンと模型実験時に撮影された写真[9]との各翼角度位置における比較を、各 J ごとに Fig.3.15～Fig. 3.19 で示す。ただし J=0.4、0.6 は模型試験写真が無く、解析結果のみである。また、キー翼以外の翼の後流側の界面変化が模型実験の写真と大きく異なるのは、その翼の解析格子密度をキー翼と比較してやや低くしているためである。

J=0.4、0.6 はフルベンチレーション状態が CFD 解析にて表現された。

J=0.8 において、模型実験ではフルベンチレーションかそれに近い状態であるが、CFD 解析では翼入水時に翼根部前縁側のベンチレーションが形成されず、翼回転に伴って前縁側のウェットとなる領域が増した。J=1.0 においても同様に、翼入水時の前縁側のベンチレーションが過小である。J が 0.8～1.0 の範囲において K_T 、 K_Q が過大評価され、3.3.2 項で述べたように J=0.8、0.9 の K_{Fy} 、 K_{My} の差がとくに大きくなった要因である。

J=1.2 においては、模型実験写真と良い一致を示している。

3.3.3.2 ベンチレーション厚みと翼後流の界面

プロペラ下方から見た翼後流側の界面変形について、CFD 解析結果と模型実験時の写真の比較を、各 J ごとに Fig.3.20～Fig. 3.24 で示す。いずれも CFD 解析においては、キー翼以外の翼およびプロペラ後方は解析格子密度が低く、界面拡散が生じているためキー翼周りとその後流のみが評価対象となる。

いずれの J においても、ベンチレーション厚みは模型実験写真と良い一致が得られている。また、プロペラ後方の拡散流の広がり具合も良く一致する。しかしキー翼後方に流れるベンチレーションのピッチ角度は、模型実験写真と比較して若干小さく、すなわち水面付近のベンチレーション部がプロペラ後流側へあまり流れていない。プロペラ単独性能や 6 分力変動が精度良く解析された J=1.2 においてもその傾向が見られることから、翼近傍の流れ場は精度良く解析できていると思われ、プロペラ後方の解析格子密度の影響と思われる。

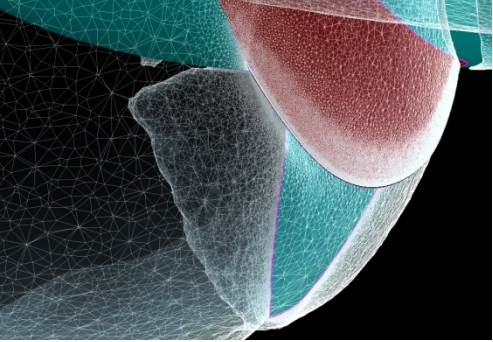
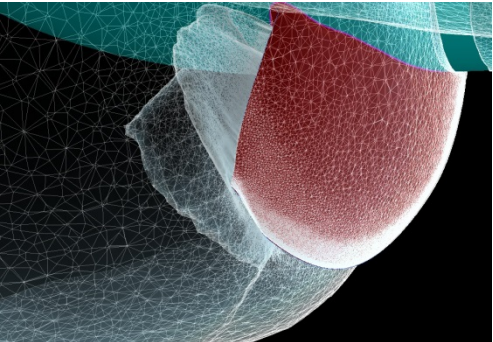
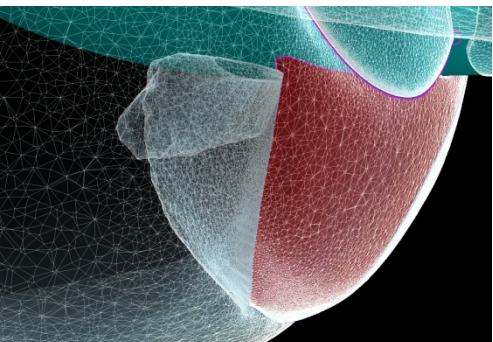
θ (deg.)	CFD	Model test[9]
120		Nothing
150		Nothing
180		Nothing

Fig. 3.15 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. ($J=0.4$)

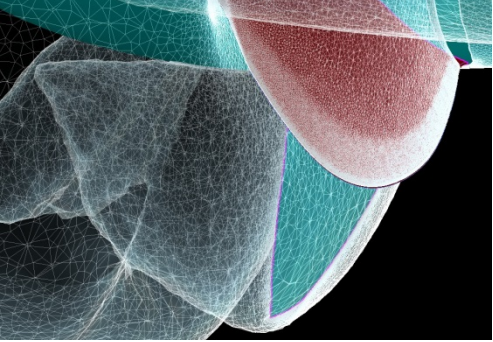
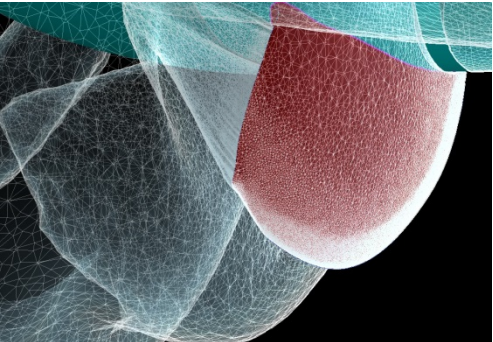
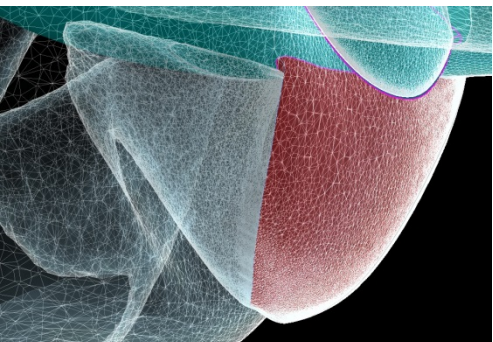
θ (deg.)	CFD	Model test[9]
120		Nothing
150		Nothing
180		Nothing

Fig. 3.16 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. ($J=0.6$)

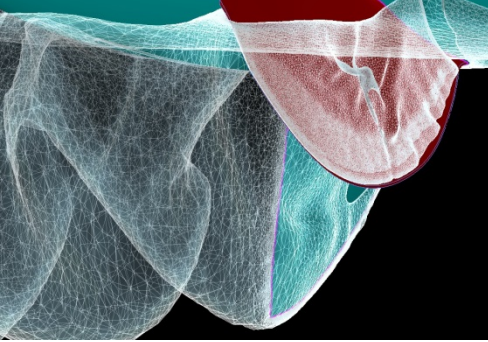
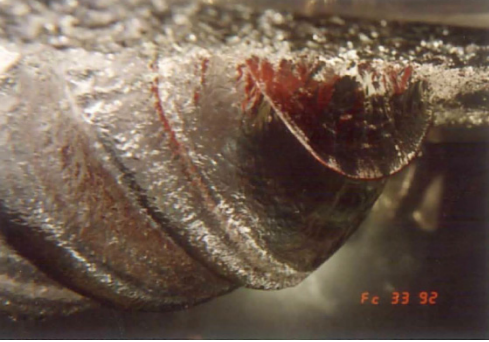
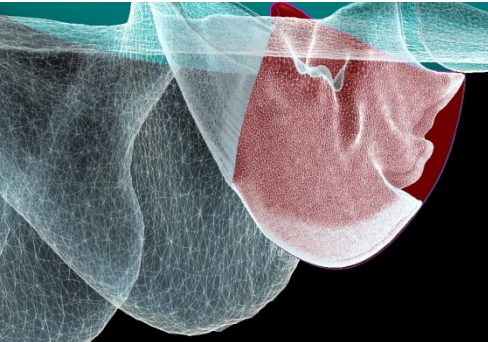

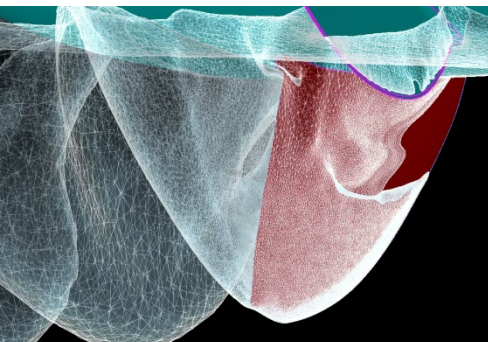
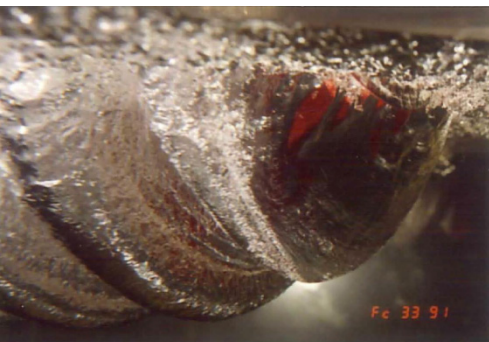
θ (deg.)	CFD	Model test[9]
120		
150		
180		

Fig. 3.17 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. ($J=0.8$)

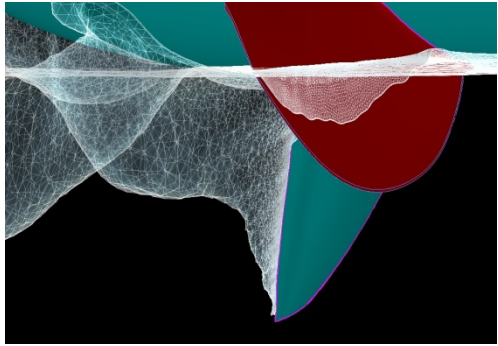
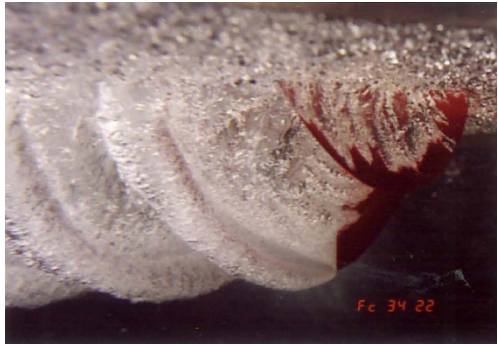
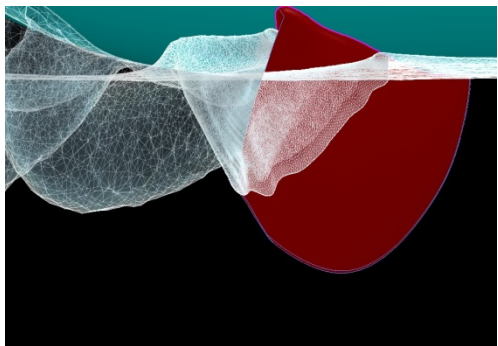

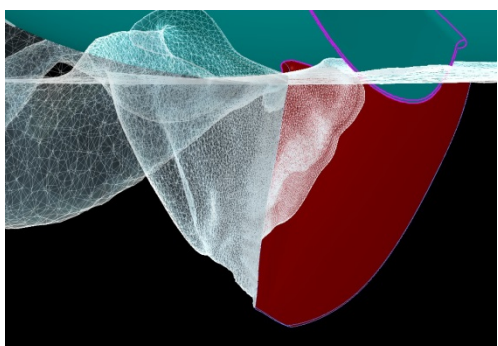

θ (deg.)	CFD	Model test[9]
120		
150		
180		

Fig. 3.18 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. ($J=1.0$)

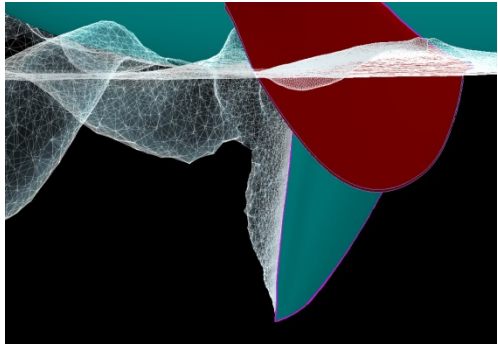

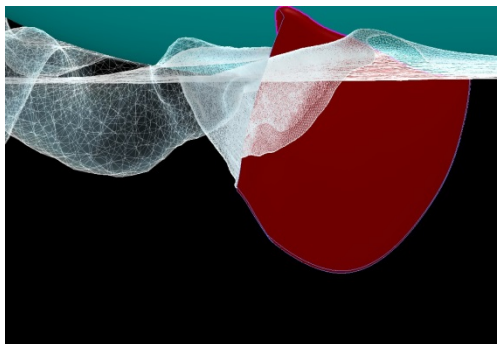

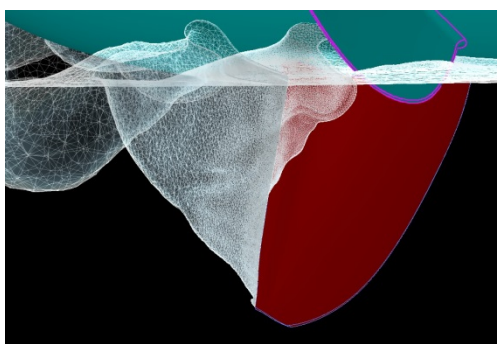

θ (deg.)	CFD	Model test[9]
120		
150		
180		

Fig. 3.19 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. ($J=1.2$)

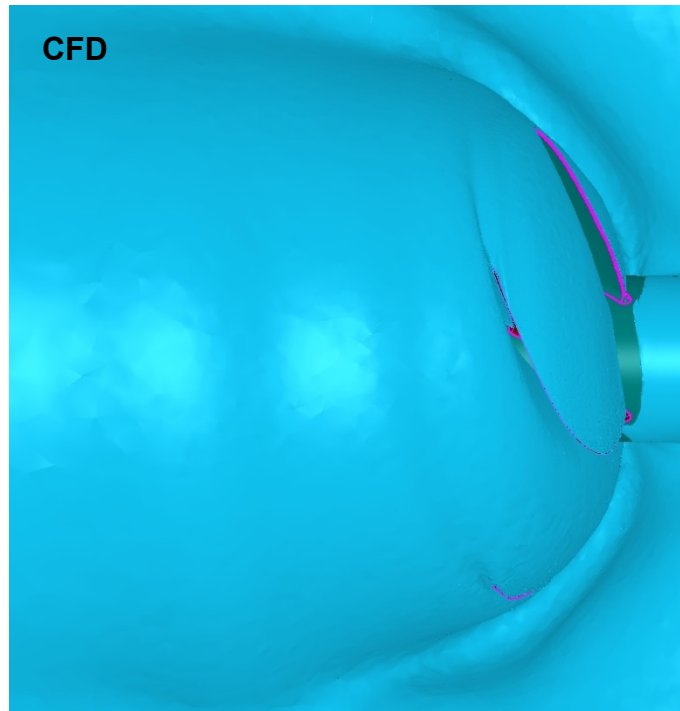


Fig. 3.20 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. ($J=0.4$)

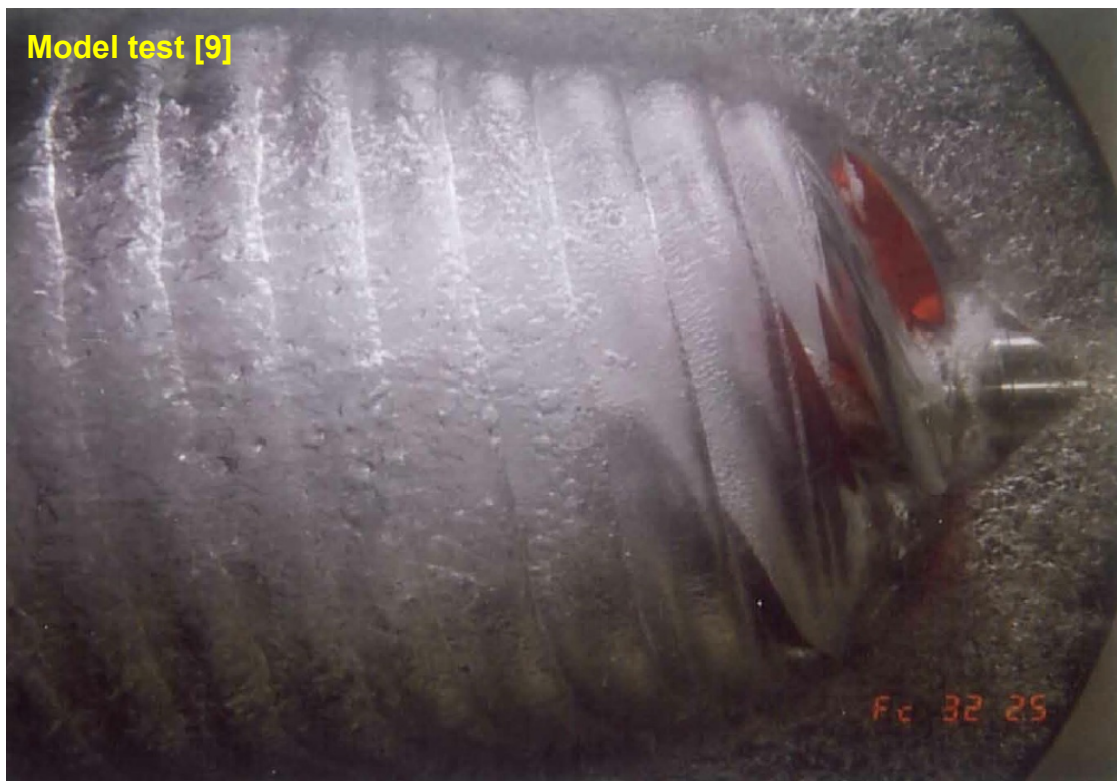
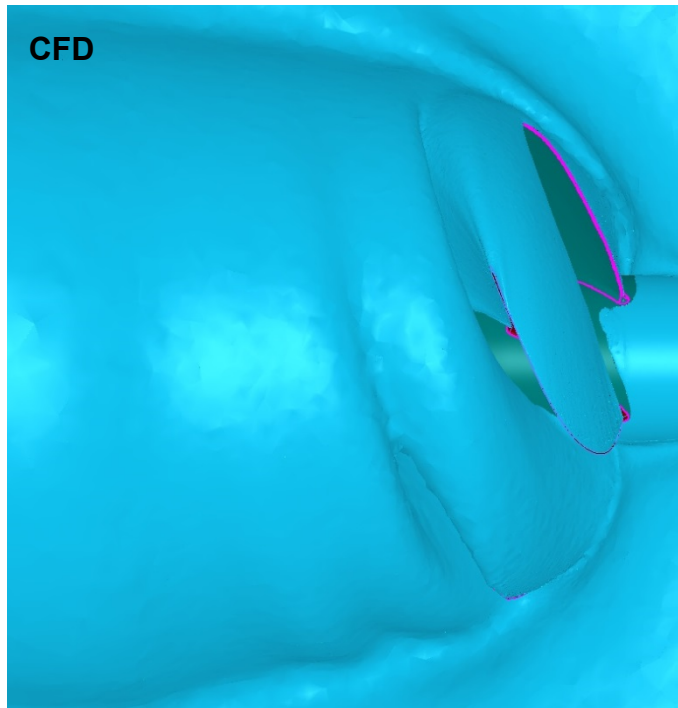


Fig. 3.21 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. ($J=0.6$)

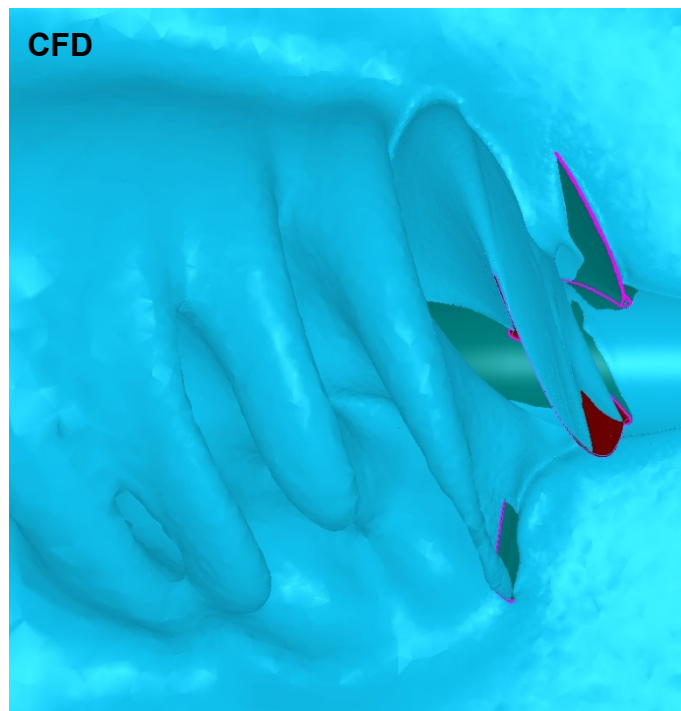


Fig. 3.22 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. ($J=0.8$)

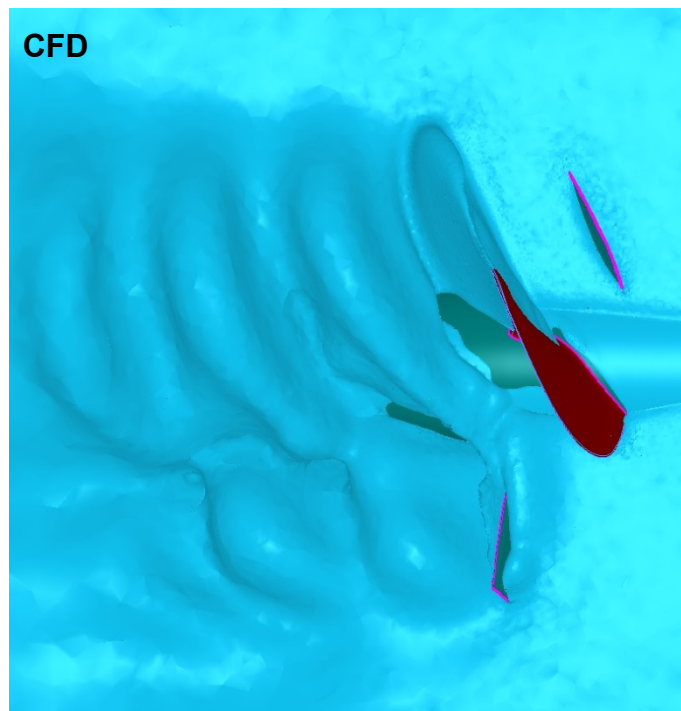


Fig. 3.23 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. ($J=1.0$)

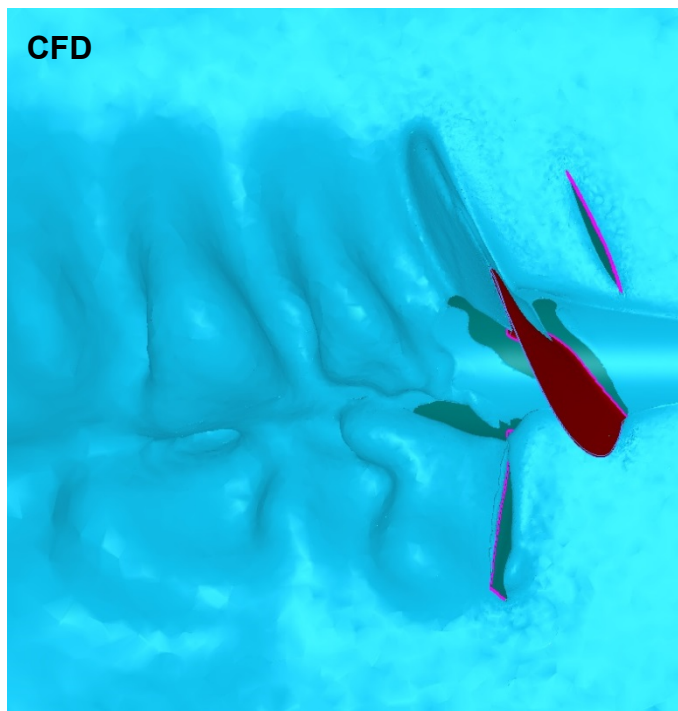


Fig. 3.24 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. ($J=1.0$)

3.4 プロペラ単独性能に対する相似則特性

自由表面を伴った流れ場で作動する半没水プロペラでは、流体の慣性力や表面張力の大きさが水面変形量や翼周りのベンチレーション形成の程度として表れ、プロペラ単独性能に大きく影響を及ぼす。また、全没水プロペラと同様、流体の粘性によって生じるプロペラ周囲の境界層の大きさも影響を与える。したがって、半没水プロペラ単独性能を評価する際は、フルード数、ウェーバー数、レイノルズ数それぞれの特性を把握しておくことが重要である。

一方、Shiba[44]や Brandt[45]は、これら無次元数には臨界値が存在し、この臨界値以上であればプロペラ単独性能への影響は無視できると論じており、半没水プロペラ模型実験にて検証した研究例[46][47]がある。相似則特性としての臨界値の把握は、模型実験結果が実機スケールでも適用可能であるか判断するための非常に重要な指標であり、CFD 解析によってプロペラ単独性能への影響を検証する。

3.4.1 フルード数およびレイノルズ数特性

Shiba は、全没水プロペラの空気吸い込み現象を模型実験にて調査し、その結果から(3.4)式で定義するフルード数 F_n の臨界値は $F_n > 3$ であると述べ、Brandt は半没水プロペラの模型実験結果から $R_n(K)$ の臨界値が $R_n(K) > 5 \times 10^5$ であると述べている。

$$F_n = \frac{nD_p}{\sqrt{gD_p}} \quad (3.4)$$

$J=1.0$ とし、表面張力係数 σ_k を変更することで、ウェーバー数は十分大きい $W_{nD}=703$ とする一定条件のもと、流入流速とプロペラ回転数を変更することで F_n と $R_n(K)$ を変化させた解析を実施し、プロペラ単独性能影響を調査した。スラスト係数 K_T の圧力成分を K_{Tp} 、粘性成分を K_{Tv} 、トルク係数 K_Q の圧力成分を K_{Qp} 、粘性成分を K_{Qv} とし、それらの解析結果を Fig. 3.25 に示す。

K_T 、 K_{Tp} 、 K_{Tv} は、 $F_n > 1$ の範囲では F_n 、 $R_n(K)$ の増加に伴いやや増加する傾向であり、 $R_n(K)$ 増大による境界層厚みの減少が要因と考えられる。 $F_n=3$ における K_T に対して、 $F_n=12$ では 2.6%増加、 $F_n=1$ では 0.2%減少である。 $F_n < 1$ の範囲の変化や K_Q の変化と比較すると F_n や $R_n(K)$ の影響は小さいが、境界層厚みの影響は全没水プロペラ同様に存在することが確認された。僅かな効率向上を狙う最適プロペラ設

計時などでは無視すべきではないと考えられる。

一方、 K_Q 、 K_{Qp} 、 K_{Qv} は、 $F_n > 3$ の範囲では K_T 同様に F_n や $R_n(K)$ の影響は小さく、 $F_n = 3$ における K_Q に対して $F_n = 12$ で 0.3% 増加となっているが、 $1 < F_n < 3$ の範囲で大きく増大する傾向となった。 F_n 減少による K_{Qp} 増大の主な要因として、1 つは Fig. 3.26 で比較するように F_n 減少による翼周りベンチレーションの若干の減少であり、もう 1 つは Fig. 3.27 で翼離水時 $\theta = 210^\circ$ の翼前縁周り界面隆起の比較を示すように、 F_n 減少すなわちプロペラ回転数減少による液体（水）の連れ回り効果の増大と考えられる。 K_{Qv} 増大の主な要因は $R_n(K)$ 減少による境界層厚みの増大である。 $F_n < 1$ における K_{Tp} 、 K_{Qp} の激しい減少は、流れが翼から剥離したためと考えられる。

解析結果は Shiba の主張と良く一致したが、本解析は F_n と $R_n(K)$ の影響が混在しており、さらに詳細な検討が必要である。また、没水深度 h や翼重心深さを代表長さとして定義するフルード数にて相似則特性を評価した研究[48][49]もあり、より一層の取り組みを今後の課題としたい。

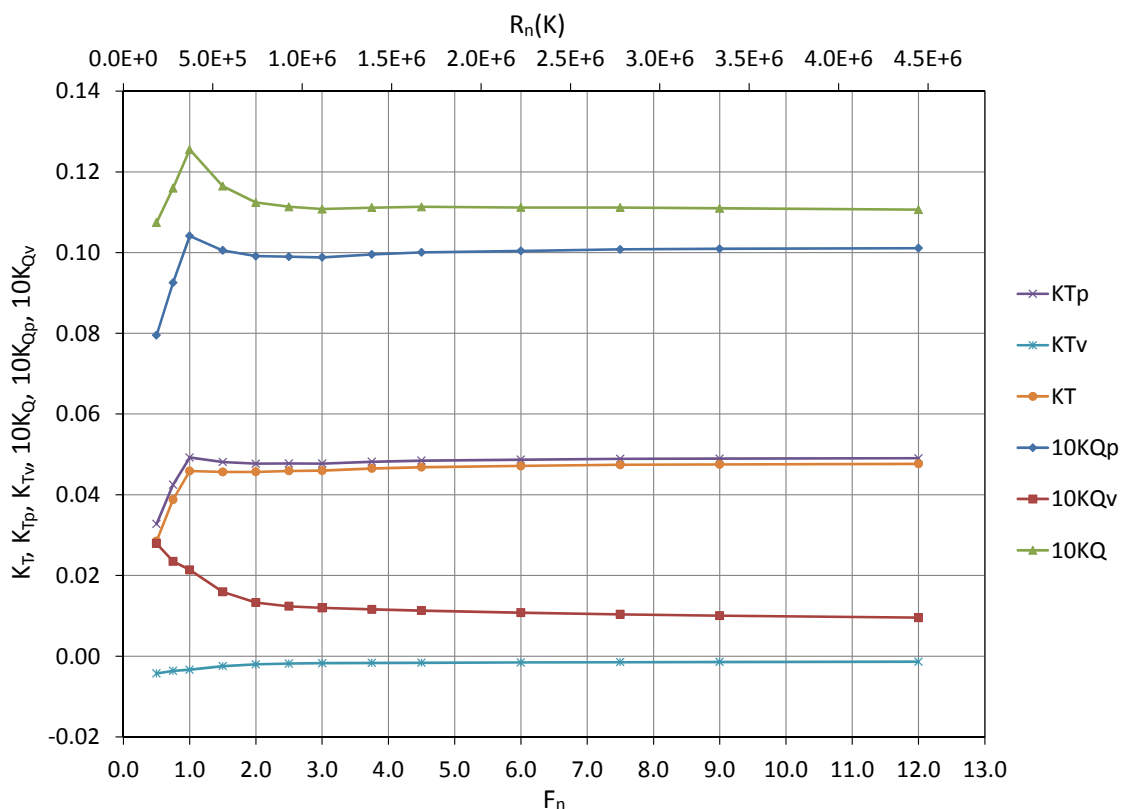
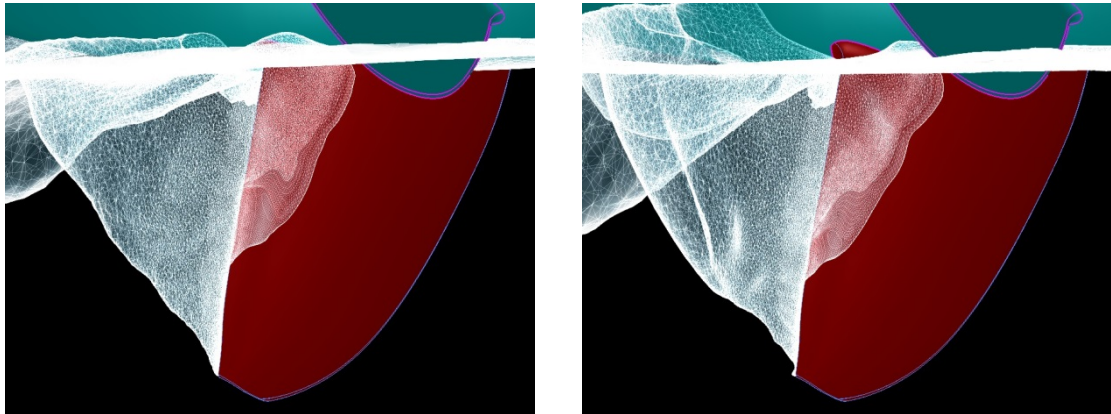


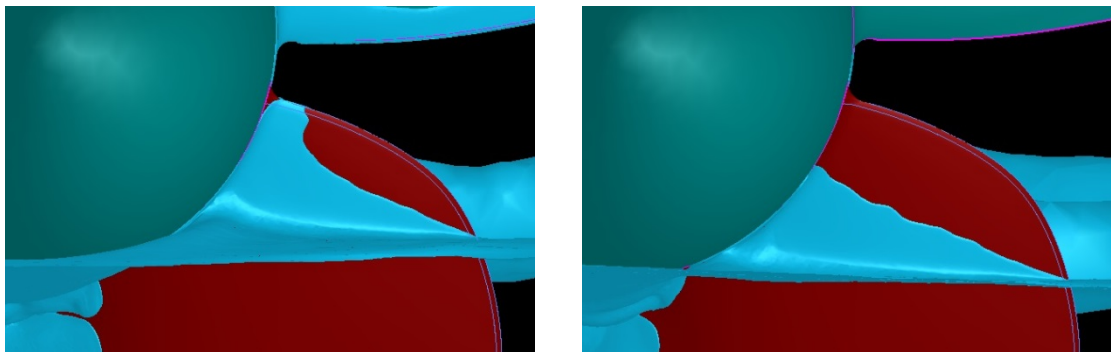
Fig. 3.25 Effect of Froude number and Reynolds number on K_T and K_Q .



(i) $F_n=1$

(ii) $F_n=3$

Fig. 3.26 Effect of Froude number on ventilation pattern on Key-Blade suction side. ($\theta=180\text{deg.}$)



(i) $F_n=1$

(ii) $F_n=3$

Fig. 3.27 Effect of Froude number on interface deformation at leading edge of Key-Blade. ($\theta=210\text{deg.}$)

3.4.2 ウェーバー数特性

Brandt は、フルード数、レイノルズ数と同様に、半没水プロペラの模型実験にてウェーバー数影響を調査し、その臨界値は $W_{nd}>200$ であると述べている。

$J=0.8$ にて、フルード数とレイノルズ数は十分に大きな $F_{nd}=4$ 、 $R_n(K)=2.3\times 10^6$ の一定条件のもと、表面張力係数 σ_k を変更することで W_{nd} を変化させた解析を実施し、プロペラ単独性能影響を調査した。解析結果として、 $W_{nd}=469$ の K_T 、 K_Q に対する各 W_{nd} の K_T 比、 K_Q 比を Fig. 3.28 に示す。

$W_{nd}>200$ の範囲では、 K_T 、 K_Q ともに W_{nd} 増大に伴って若干の増大傾向を示すが、 $W_{nd}=200$ 時の K_T 、 K_Q に対して約 2% の増大率であり比較的变化は小さい。

一方、 $W_{nd}<200$ の範囲では、 W_{nd} 減少に伴って K_T は大きな増大傾向を示す。これは翼周りベンチレーションの減少が要因である。Fig. 3.29 に、プロペラ斜め下方位置から見たキー翼角度位置 $\theta=120^\circ$ における翼周りのベンチレーション比較を示しているように、 K_T が増大する $W_{nd}<175$ ではフルベンチレーション状態にならないことが確認された。

また、 K_Q は $150<W_{nd}<200$ の範囲で更に減少するが、 $W_{nd}<150$ の範囲で増大する傾向である。これは、Fig. 3.30 にプロペラ斜め上方位置から見たプロペラボス周りの界面比較を示しているように、プロペラ翼の流体吸い込みによって翼上流側からプロペラボス表面でせり上がる水面隆起に W_{nd} が影響するためである。この界面隆起は Olofsson の模型実験[9]でも、プロペラ下方より見たプロペラ軸の没水状況として Fig. 3.31 に示すように確認でき、 J が小さいほど程度が大きい。 $150<W_{nd}<200$ の範囲では、 W_{nd} の増大に伴って水面隆起が大きく変化し、プロペラ翼がトルクを発生する翼角度範囲の拡大に繋がったためである。 $W_{nd}<150$ の範囲は水面隆起の変化は比較的小さくなり、 K_T と同様にベンチレーションの減少が K_Q 増大の主たる要因である。

解析結果は Brandt の主張と良く一致したが、臨界値よりやや小さい W_{nd} 範囲で起こる水面隆起の影響は、模型実験時や CFD 解析時のプロペラボス形状や没水率、プロペラ作動状態に依存すると考えられ、解析事例を増すなどのより詳細な検討は今後の課題としたい。

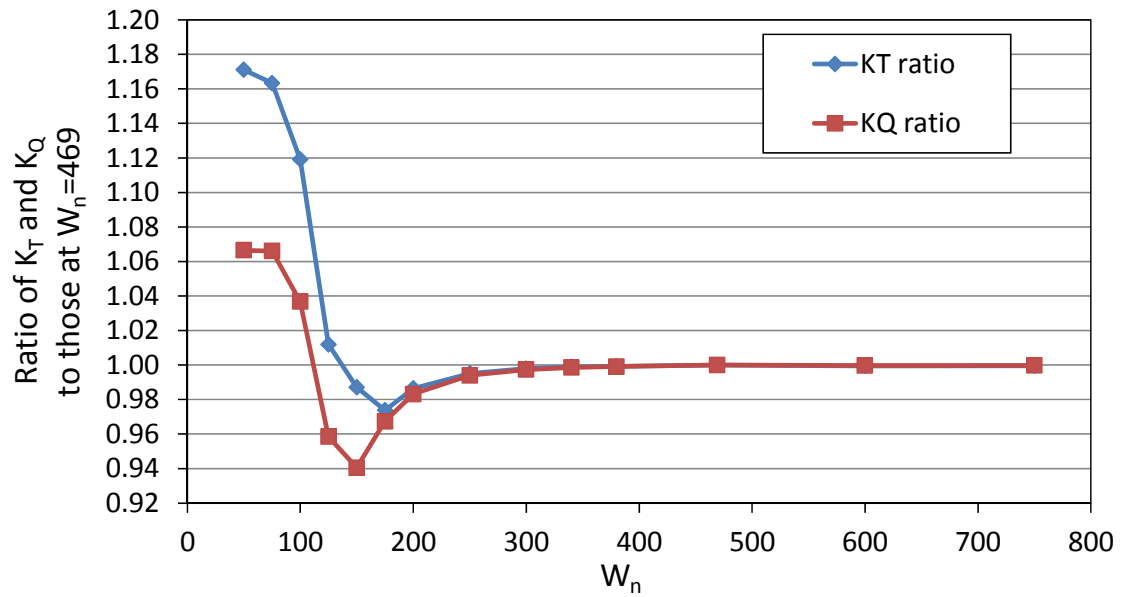


Fig. 3.28 Effect of Weber number on K_T and K_Q .

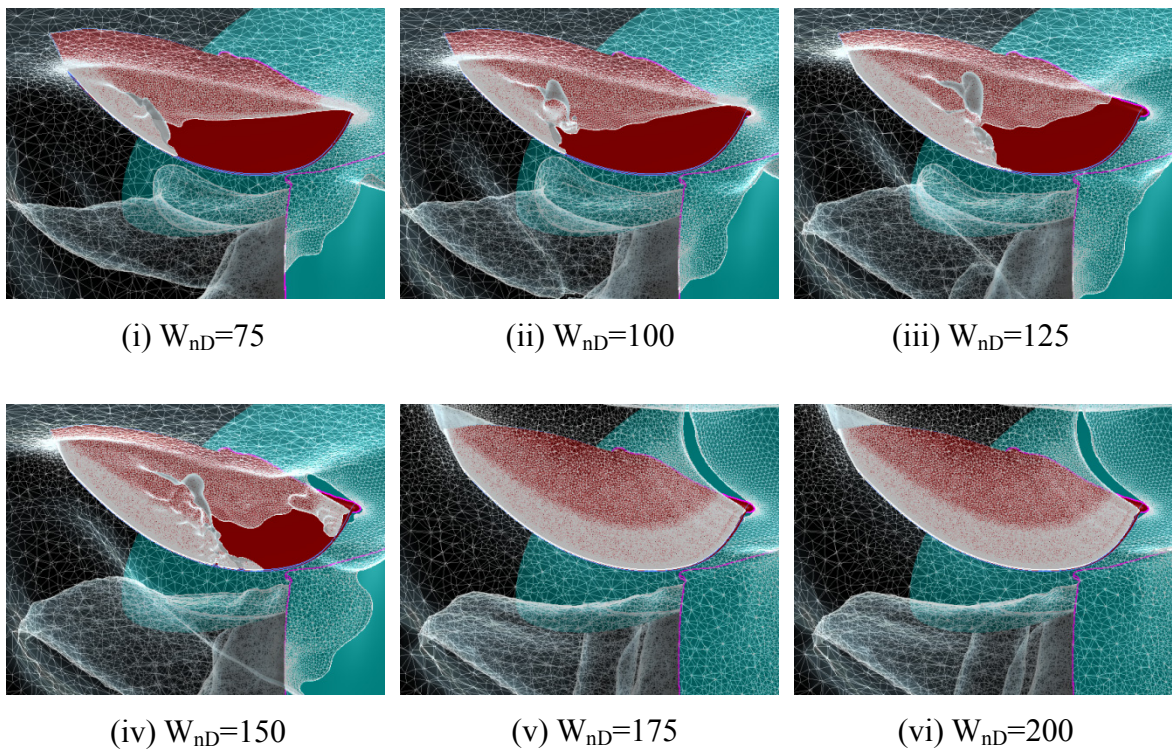
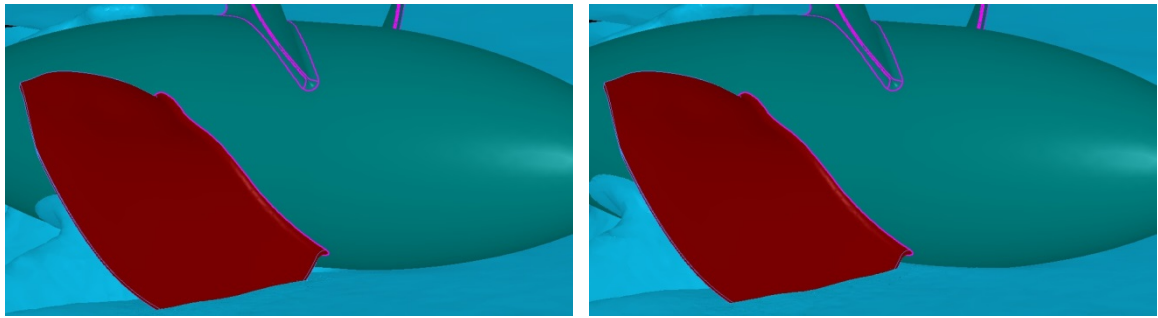
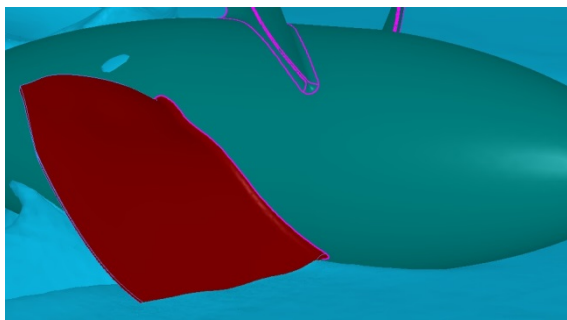


Fig. 3.29 Effect of Weber number on ventilation pattern on Key-Blade suction side. ($\theta=120\text{deg.}$)

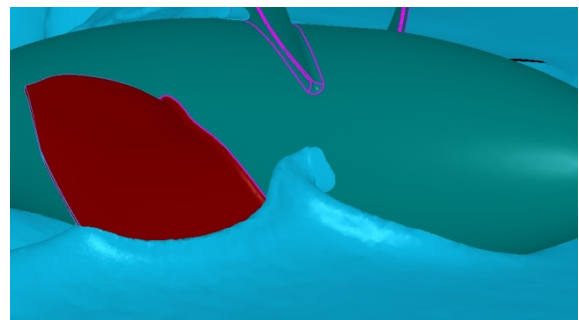


(i) $W_{nD}=100$

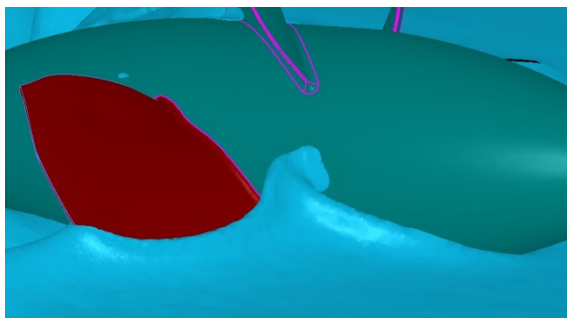
(ii) $W_{nD}=125$



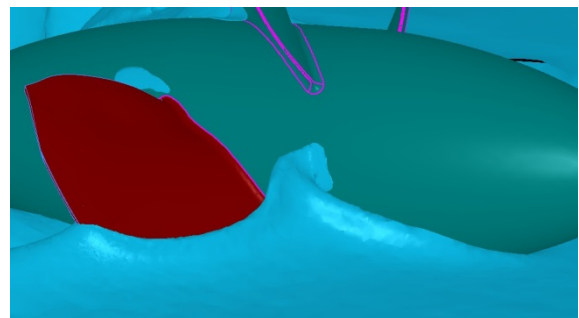
(iii) $W_{nD}=150$



(iv) $W_{nD}=175$

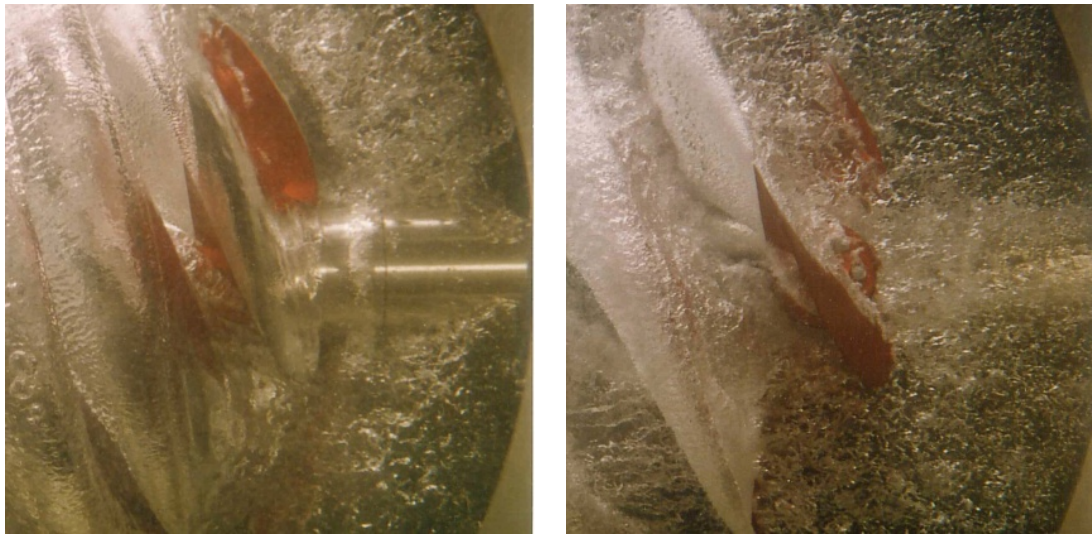


(v) $W_{nD}=200$



(vi) $W_{nD}=250$

Fig. 3.30 Effect of Weber number on interface deformation near the propeller hub. ($\theta=90\text{deg.}$)



(i) J=0.6

(ii) J=1.0

Fig. 3.31 Immersion condition of propeller hub[9].

3.4.3 相似則特性に関する模型実験時の考察

これまで述べたように、半没水プロペラでは $R_n(K)$ 変化による境界層厚みの影響に加え、 F_n 影響、 W_{nD} 影響があり、両影響が概ね無視できる臨界値がある。模型実験においては境界層厚みの影響を含めて複合的に考慮し、実機スケールに対してなるべく影響が少ない試験条件を設定しなければならない。

まず、実機スケールでの W_{nD} 影響について考察する。水の物性値として $\rho_L=1000(\text{g/m}^3)$ 、 $\sigma\kappa=0.07275(\text{N/m})$ とし、超高速艇で用いられる半没水プロペラの実機 V_L は少なくとも 35 ノット(=18m/sec)以上とすれば、(3.2)式にこれらを代入して次式が得られる。

$$W_{nD} > 674 \times \frac{1}{\sqrt{D_P}} \quad (3.6)$$

このとき $W_{nD}>200$ であれば W_{nD} 影響は無視できると考えれば、 $D_P<11.4(\text{m})$ であれば良いことになる。半没水プロペラがこのような大直径を超えることは現実的に無く、実機プロペラの W_{nD} はその影響臨界値に対して十分に大きいと考えられる。

一方、模型実験スケールで考慮すれば、 $\rho_L=1000(\text{g/m}^3)$ 、 $\sigma\kappa=0.07275(\text{N/m})$ 、一般的な模型プロペラ直径 $D_P=0.25(\text{m})$ を(3.2)式に代入すれば、

$$W_{nD} = 74.88 \times V_L \quad (3.7)$$

となり、実験タンネルのプロペラ面に対する流入流速が約 3m/sec 以上であれば良く、十分に達成可能であると思われる。ゆえに、実機スケール、模型スケールともに W_{nD} はその影響が無視可能な領域であると言える。

F_n についても同様に考慮し、 $g=9.807(\text{m}/\text{sec}^2)$ を(3.4)式に代入すれば次式を得る。

$$F_n = 0.32 \times n \times \sqrt{D_p} \quad (3.8)$$

模型実験においては $D_p=0.25(\text{m})$ を(3.8)式に適用し、 $n>18.75(\text{rps})$ であれば $F_n>3$ となり、十分に達成可能であると思われる。ただし実機プロペラでは多軸船や比較的大直径低回転となる旅客船向けなどでは $F_n>3$ を満たさないケースが考えられる。

したがって、半没水プロペラ模型実験によって実機スケールのプロペラ単独性能を推定する際、相似則特性については以下のことが推奨される。

- ・ 境界層特性は全没水通常プロペラ同様に生じる。実機 F_n が十分臨界値以上であれば、なるべく模型実験時の流速とプロペラ回転数を上げ、実験 $R_n(K)$ を実機 $R_n(K)$ に近くする。また、このとき模型実験 σ を実機と合わせるための減圧量も少なく済む利点がある。
- ・ 実機 F_n が臨界値以下であれば、模型 F_n を実機 F_n に合わせ、境界層特性のみの考慮で良いようにする。
- ・ かなり特殊用途の半没水プロペラでなければ、 W_{nD} は実機スケール、模型スケールともに臨界値を十分超えていると考えられる。

3.5 結言

本章では、半没水プロペラ単独性能、1翼6分力変動値、ベンチレーションパターンについて模型実験結果と比較することで解析結果を評価するとともに、プロペラ単独性能に対する相似則特性を検証した。

1. 半没水プロペラの模型実験ではプロペラの設置や水面安定化のために様々な実験手法が用いられ、その影響が無視できないケースがある。本章ではプロペラ上流側の水面位置に解析上でもプレートを設け、水面近傍の不均一流を再現した。この考慮は翼背面上ベンチレーション解析精度を大きく向上させた。
2. プロペラ単独性能解析結果は模型実験結果と概ね一致し、とくにJが高い範囲で高精度であり、解析手法が有効であることを示した。ただし K_T 、 K_Q ともに過大評価しており、その主な要因は①MP k- ε モデルによるトルクの摩擦成分の過大評価、②翼背面上ベンチレーションの過小評価、③Jが低い範囲における、プロペラボスに沿って隆起する界面変化の過大評価、が挙げられる。
3. 6分力解析は、プロペラ単独性能と同様にJに対する変化傾向を良く捉えている。また6分力変動値もとくにJが高い範囲で模型実験結果と整合した。ただし、ベンチレーションの過小評価が6分力に大きな影響を及ぼし、部分ベンチレーションとなる $J=0.8\sim 0.9$ の範囲で K_{Fx} 、 K_{Fy} に差が生じる結果となった。
4. フルード数影響とウェーバー数影響についてそれぞれ臨界値が存在し、翼背面上ベンチレーション形成に対しては低ウェーバー数域で大きく影響することを示した。また、半没水プロペラにおいても全没水プロペラ同様にレイノルズ数影響があることを確認した。
5. 実機スケールのフルード数は臨界値以下になりうるが、ウェーバー数や模型スケールのフルード数は臨界値以上になるケースが殆どと考えられ、フルード数一致もしくはレイノルズ数影響がなるべく小さくなる模型実験条件を定めることが推奨される。

第4章 半没水プロペラ翼の疲労予測

4.1 序言

実設計機会において、作動中のプロペラ翼が変形・き裂・折損が発生しないことは必須の要件であり、全没水の通常プロペラにおいては佐藤の研究[50]が例として挙げられるように、不均一な船尾伴流中で作動するプロペラ翼の平均応力、応力振幅を高精度に推定する理論計算手法が構築されている。

翼強度検討の重要性は半没水プロペラにおいても変わらない。しかし半没水プロペラ 1 回転中に翼面上で生じる非定常な圧力変動は高精度推定が極めて困難であり、事実、翼強度推定技術に関する研究例は殆ど無い。ゆえに各々の実設計機会においては、過去の実績や経験を利用し、4.1.1 項で述べる船級規定翼厚に何らかの考慮を加える手法などで翼厚を算出しているものと予想される。その手法では精度良い翼強度検討が困難なため、過度な厚みマージンが付加されてプロペラ単独効率低下を招いている、もしくは逆に翼強度面でリスクな翼厚設計となっているケースが比較的多いと考えられる。

4.1.1 船級規則で定められる翼厚

プロペラ翼厚に対しては、翼強度性能確保の観点から、そのプロペラに適用される各船級にて最小翼厚計算式が規定されており、実際の製品翼厚はこの規定値以上を採用しなければならない。日本国内において採用される半没水プロペラは、ほぼすべてが直径 1500mm 以下の銅合金製一体形の小型プロペラに分類され、JG 船舶機関規則[51]が適用される。この規則ではプロペラ半径 25%位置の最小翼厚 $t_{0.25}$ が規定されており、規定式は(4.1)式である。

$$t_{0.25} = \sqrt{\frac{K_3 \times D_p \times 1.36 \times H}{K_4 \times P_{0.25} \times Z \times N_{0.01} \times C_{0.25}}} \times A_1 \quad (4.1)$$

ここで、 K_3 はプロペラ半径位置 25%と 70%のピッチから決まる係数、 K_4 は材料係数、 H は主機最大出力(kW)、 $N_{0.01}$ はプロペラ最大連続回転数(rpm)を 100 で除した値、 A_1 はプロペラ翼スキュー角から決まる係数である。

(4.1)式は、ある翼形状をしたプロペラが所定の馬力を吸収し規定回転数で作動したときに、翼根部に生じる翼応力を梁理論ベースで簡単に近似しているに過ぎない。また、プロペラ作動状態が全没水、半没水の区別なく一律に適用される。全没水の通常プロペラではこの規定値を満足させることで実績上問題無いが、翼が入水・離水を繰り返す半没水プロペラでは、プロペラ翼に生じる応力振幅を(4.1)式で考慮できず、強度面の考慮としては不十分であると考えられる。

4.1.2 半没水プロペラの作動状態において求められる翼強度の考察

半没水プロペラ翼が完全に水上にあって翼表面がドライであるとき、翼面上に生じる圧力は水中時と比べて無視できるほど小さくなり、翼応力は遠心力のみが作用する状態とほぼ近似できる。一方、翼が水中にあるときは全没水プロペラと同様に、遠心力に加えて液体（水）が作用する流体力も翼応力の成分となる。ゆえに半没水プロペラの応力振幅は全没水プロペラと比べて非常に大きくなる。半没水プロペラの翼強度推定では、水中での翼面上圧力ピーク値を精度良く求め、応力振幅値を適正に考慮することが重要となる。

仮に翼面上圧力絶対値の推定誤差がある場合、圧力絶対値が各翼角度位置にて同様に過大評価もしくは過小評価されるとすれば、全没水プロペラでは、応力振幅としての誤差は部分的にキャンセルされると見なせる。一方、半没水プロペラにおいては、流体力としての翼面上圧力が水上ではほぼ 0%、水中の圧力ピークとなる角度位置で 100%と考慮されるため、翼面上圧力推定誤差はキャンセル無くそのまま評価される。したがって、半没水プロペラ翼強度推定では全没水プロペラ以上に高精度な圧力分布推定が求められる。

姫井らは以前、使用実績のある半没水プロペラを対象に翼強度解析を実施し、船級規定翼厚の妥当性を議論した[19]。しかしこのとき、翼応力解析の外力となる翼面上圧力分布はスーパーキャビテーション・プロペラ用に開発された揚力面理論計算手法を流用し、半没水状態を簡便に模擬した全没水定常状態の圧力分布を求めたにすぎず、推定精度面で改善の余地があった。カップ部などの局所的な翼断面形状まで正確に扱うことが可能で、この形状差の影響を含んだプロペラ翼面上圧力分布を翼 1 回転中の非定常状態で高精度に推定できる CFD 解析が有効であると考えられる。

4.1.3 本章の構成

本章では、汎用熱流体解析ソフトウェアである SCRYU/Tetra[26]および汎用構造解析ソフトウェアである I-deas[52]を用いて、高性能半没水プロペラ開発や実機の実設計機会の際に必要な半没水プロペラ翼強度推定システムの構築を行う。その手法は、本章 2 節以降を順とする以下の通りである。

第 2 節では、実機採用プロペラを解析対象とした翼面上圧力分布とプロペラ単独性能を CFD 解析にて推定するとともに、その結果について検証を行う。

第 3 節では、CFD 解析にて求めた翼面上圧力分布を外力として有限要素法構造解析ソフトウェアに適用する翼応力数値解析手法について述べる。

第 4 節では、入水・離水を繰り返す半没水プロペラの作動状態を簡単にモデル化した上で、構造解析結果からプロペラ翼の平均応力と応力振幅を推定する手法について述べる。

第 5 節では、求めたプロペラ翼の平均応力と応力振幅を回転曲げ疲労試験結果 [53]に適用することによって半没水プロペラ翼の疲労寿命予測を行うとともに、プロペラ製造過程にて生じる鑄造欠陥が疲労寿命に及ぼす影響について検証する。また、疲労寿命予測結果から対象プロペラ翼厚の妥当性について述べる。最後に第 6 節で本章の結論を示す。

4.2 プロペラ翼面上圧力の数値解析

4.2.1 解析対象

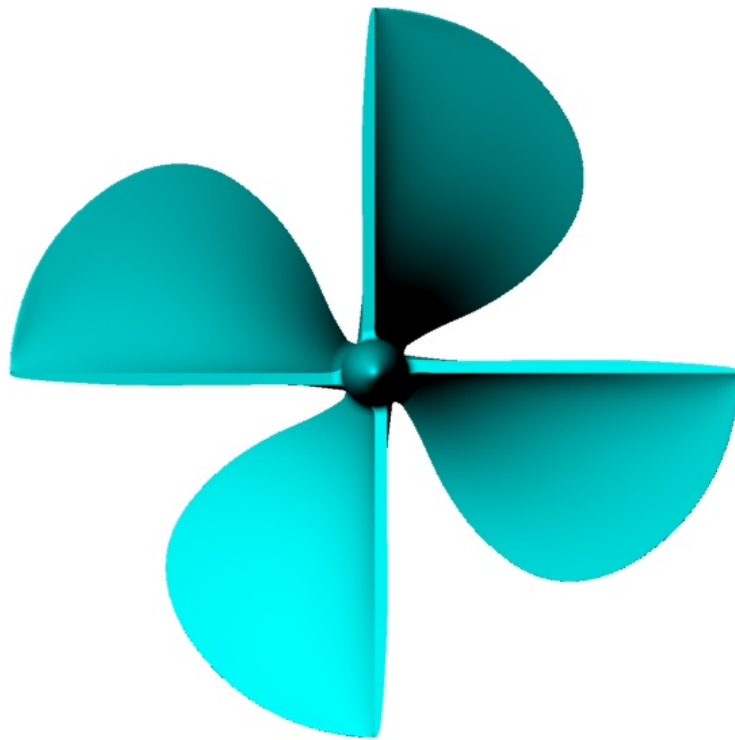
解析対象プロペラは、(4.1)式に従った最小翼厚に製造公差をマージンとして付加した翼厚値を採用し、実機設計および実船装備が為された半没水プロペラ 2 種 SPP-1、SPP-2 とする。それぞれのプロペラ主要目を Table 4.1 に、プロペラ作動状態となるプロペラ設計条件を Table 4.2 に、プロペラ形状を Fig. 4.1 に示す。よく似た主要目と外観であるが、SPP-2 では、翼正面後縁端にカップ部を特別に付加した翼断面形状を採用している。プロペラ半径位置 90%における 2 種の半没水プロペラ翼断面形状比較を Fig. 4.2 に示す。また、プロペラ没水深度は 2 種ともにプロペラボスの下端が水面と一致する状態である。

Table 4.1 Principal particulars of surface piercing propellers.

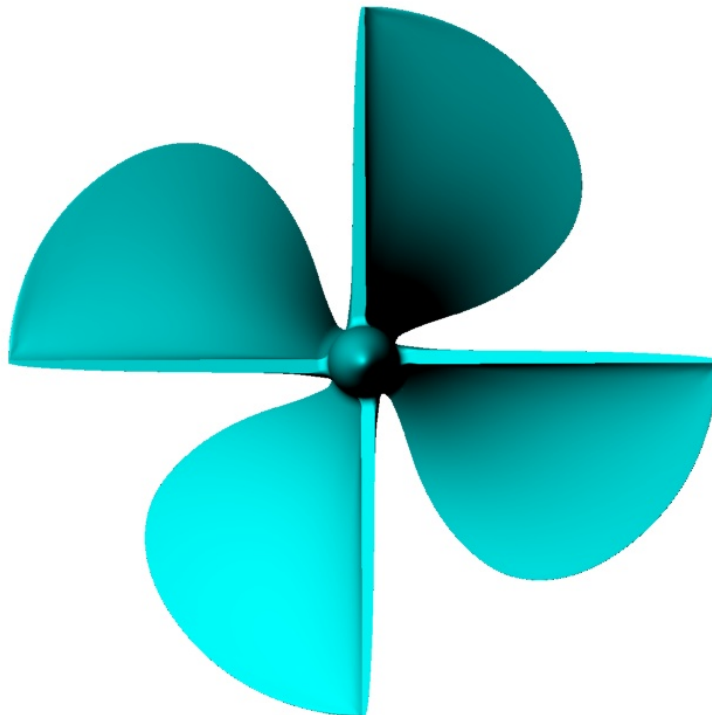
	SPP-1	SPP-2
Number of blades	4	4
Diameter	850.0(mm)	820.0(mm)
Pitch ratio at 70% radius	1.541	1.671
Expanded Area Ratio	0.75	0.80
Hub diameter	77(mm)	82(mm)
CUP	Standard	Special

Table 4.2 Propeller design conditions.

	SPP-1	SPP-2
Max. engine output	441.3(kW)	478.1(kW)
Propeller Rotational Speed	1185(rpm)	1150(rpm)
Ship speed	46.5(kt)	45.0(kt)
J	1.4252	1.4730
F_{nD}	8.28	8.16
W_{nD}	971	957
Immersion	386.5(mm)	369.0(mm)



(i) SPP-1



(ii) SPP-2

Fig. 4.1 Appearance of surface piercing propellers.

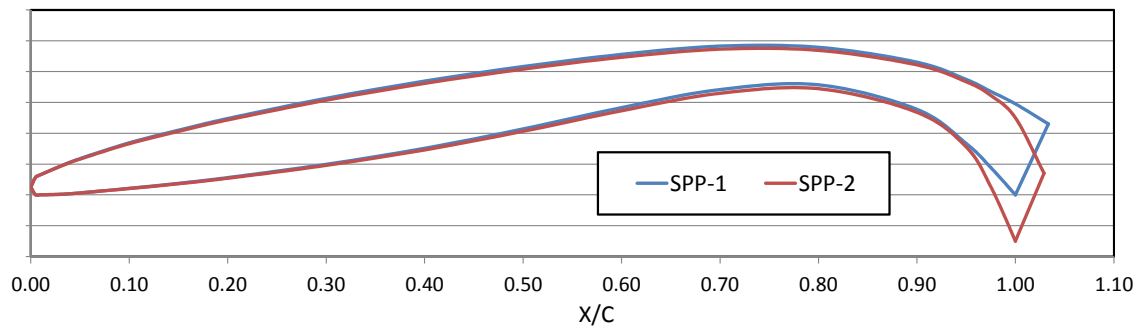


Fig. 4.2 Comparison of blade sections at 90% propeller radius.

4.2.2 CFD 解析による翼面上圧力分布とプロペラ単独性能の推定

SPP-1、SPP-2 を対象とし、Table 4.2 に示す J 、 F_{nD} 、 W_{nD} の解析条件にてそれぞれ CFD 解析を行った。解析結果として 1 翼スラストである K_{Fx} 変動を Fig. 4.3 に、1 翼トルクである K_{Mx} 変動を Fig. 4.4 に示す。SPP-1 で K_{Fx} 、 K_{Mx} がピークとなる翼角度位置はともに $\theta=210^\circ$ であり、SPP-2 ではともに $\theta=200^\circ$ となった。プロペラスラスト、トルクはともに翼面上圧力 x 方向の積分値から求められるため、翼面上圧力分布から求まる翼応力が最も大きくなる翼角度位置も同様に、SPP-1 で $\theta=210^\circ$ 、SPP-2 で $\theta=200^\circ$ と推測される。

SPP-1 で $\theta=210^\circ$ 、SPP-2 で $\theta=200^\circ$ における翼正面側の翼上圧力分布を Fig. 4.5、翼背面側の翼上圧力分布を Fig. 4.6 にそれぞれ示す。カップが付加された SPP-2 では Fig. 4.5 に示されているように、SPP-1 と比較して圧力分布の縞が翼後縁付近で半径方向に延びており、翼後縁端部まで高い正圧となっている。カップ部の影響が有効に解析できている。

一方、翼背面側はベンチレーションがほぼ生じていない結果となった。しかし翼背面側は気体（空気）の蒸気圧以下の圧力となっている領域が多い。用いた自由表面流れ解析ではキャビテーションの考慮が出来ず、このような解析結果となっているが、本来実機においては翼背面上では液体（水）が気化して多くのキャビテーションが発生していると考えられる。そこで翼背面側のうち蒸気圧以下となる領域ではキャビテーションが発生すると仮定し、翼背面上圧力は蒸気圧を下限值として扱うこととする。キャビテーションの仮定考慮前後のプロペラ単独性能を Table 4.3 に示す。キャビテーションの仮定考慮後は、翼背面側全体の負圧がかなり小さくなるため、SPP-1、SPP-2 とともに約 20% 程度、 K_T 、 K_Q が小さくなった。

ここで、キャビテーションの仮定考慮後のプロペラ単独性能の妥当性を検証する

ため、(4.2)式によって定義される、主機馬力をベースに推定されるプロペラトルク係数 K_Q [54]を適用する。

$$K_Q = \frac{H \times \eta_T}{2\pi\rho n^3 D_P^5} \times 1000 \quad (4.2)$$

ここで η_T は伝達効率であり、主機馬力（制動馬力）とプロペラに伝えられる馬力（伝達馬力）の比、つまりギアロスの割合である。

有効馬力や自航要素が不明で、それらの机上推定がとくに困難な小型滑走艇の場合、プロペラ形状と作動状態をもとに理論計算や実績等より算出した K_Q と、(4.2)式で示される主機馬力ベースの K_Q との整合からプロペラマッチングを評価する手法は一般的に有効である[54]。小型船舶に装備される主機で一般的な $\eta_T=0.95$ を用い、(4.2)式で求めた K_Q は、SPP-1 のとき $10K_Q=0.1905$ 、SPP-2 のとき $10K_Q=0.2702$ となる。Table 4.3 で示すキャビテーションの仮定考慮後 K_Q は、これらと比較してSPP-1 で 4.7%、SPP-2 で 0.9%大きくなっているが、超高速艇向けプロペラのマッチング条件に十分収まっており、プロペラ単独性能の推定結果は妥当と言える。

Table 4.3 Propeller Open Characteristics by CFD and with assumption of cavitation.

		SPP-1	SPP-2
J		1.4252	1.4730
CFD results (w/o assumption of cavitation)	K_T	0.0741	0.1026
	$10K_Q$	0.2464	0.3586
	η_o	0.6824	0.6706
with assumption of cavitation	K_T	0.0601	0.0781
	$10K_Q$	0.1996	0.2726
	η_o	0.6831	0.6721

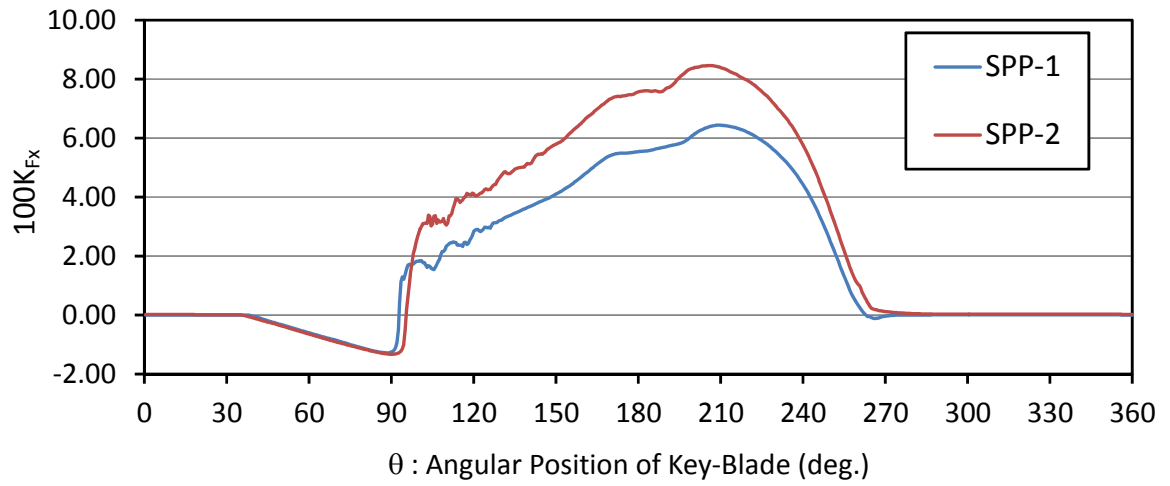


Fig. 4.3 Distributions of K_{Fx} .

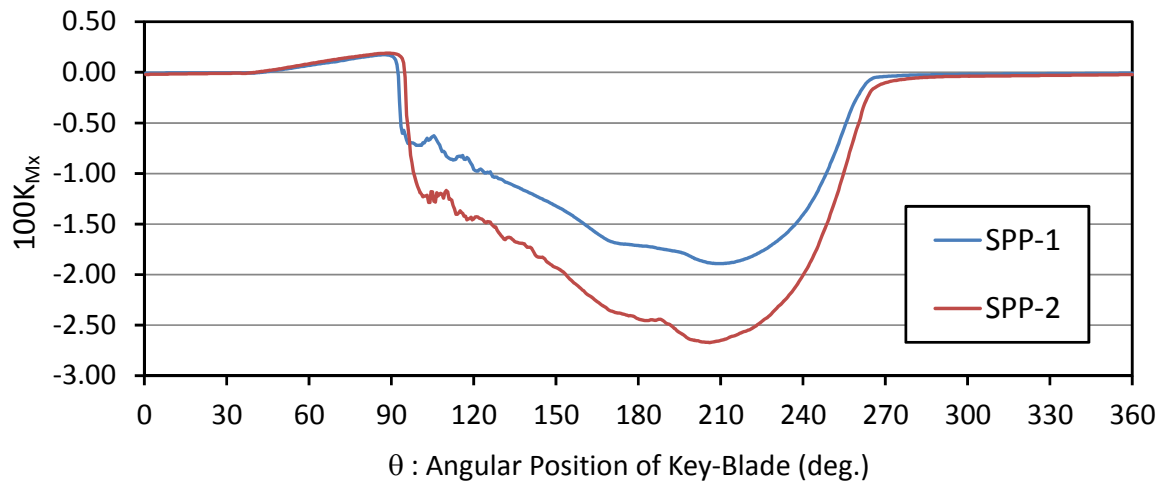
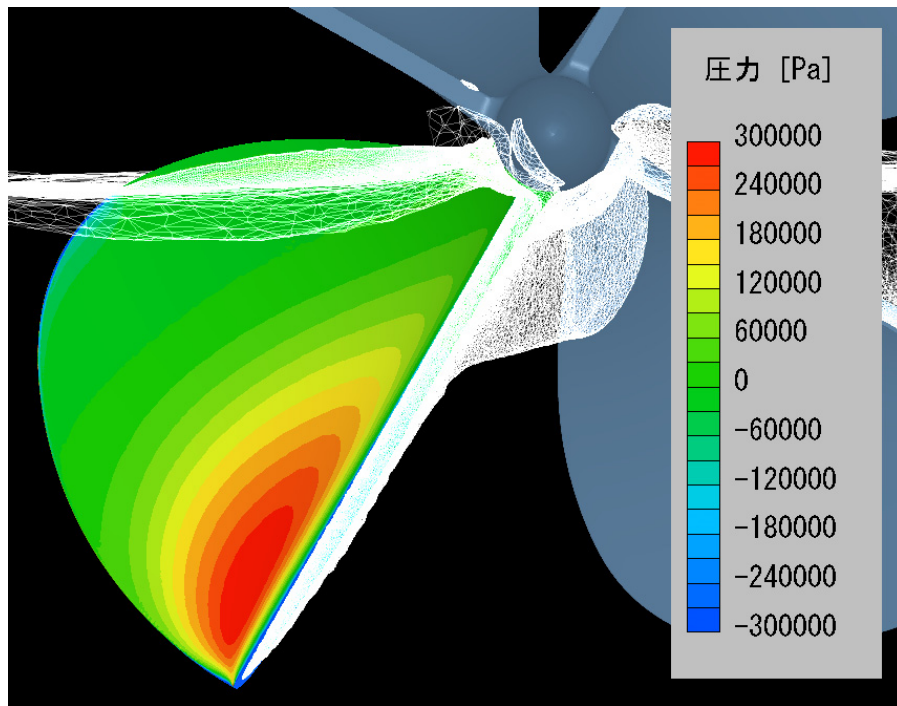
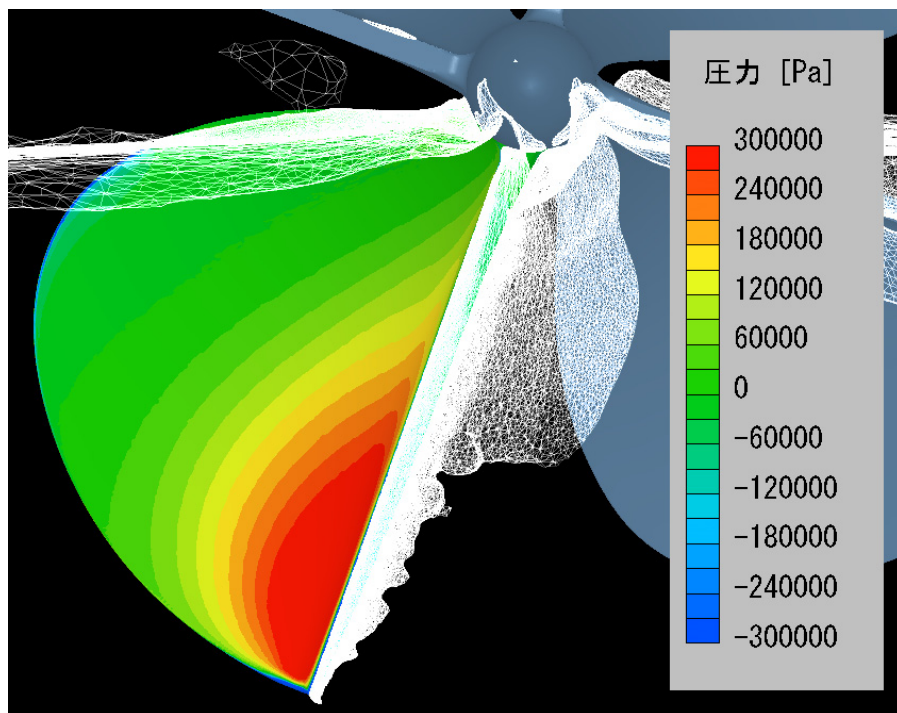


Fig. 4.4 Distributions of K_{Mx} .

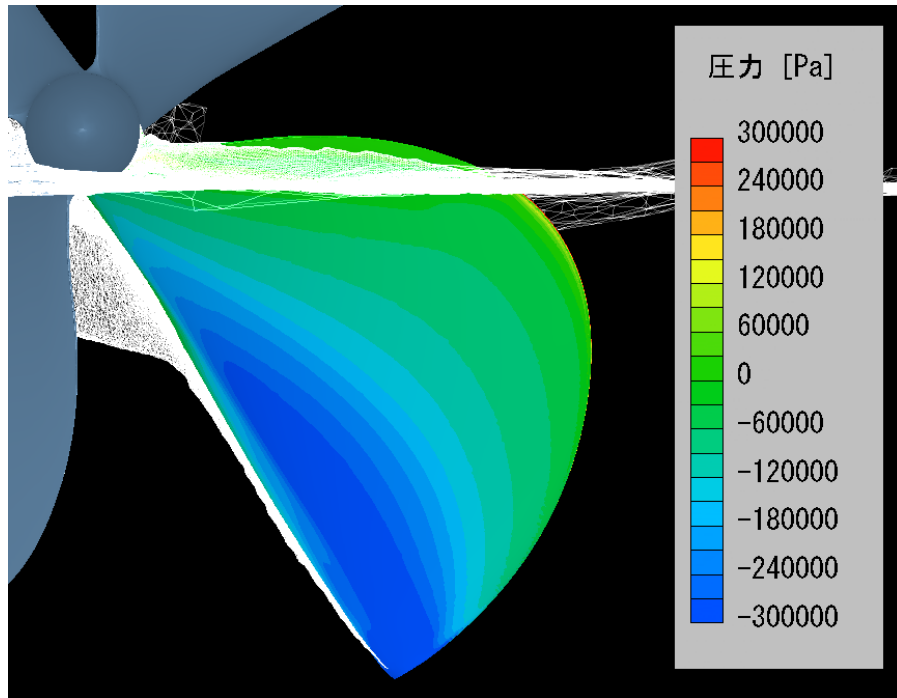


(i) SPP-1 ($\theta=210\text{deg.}$)

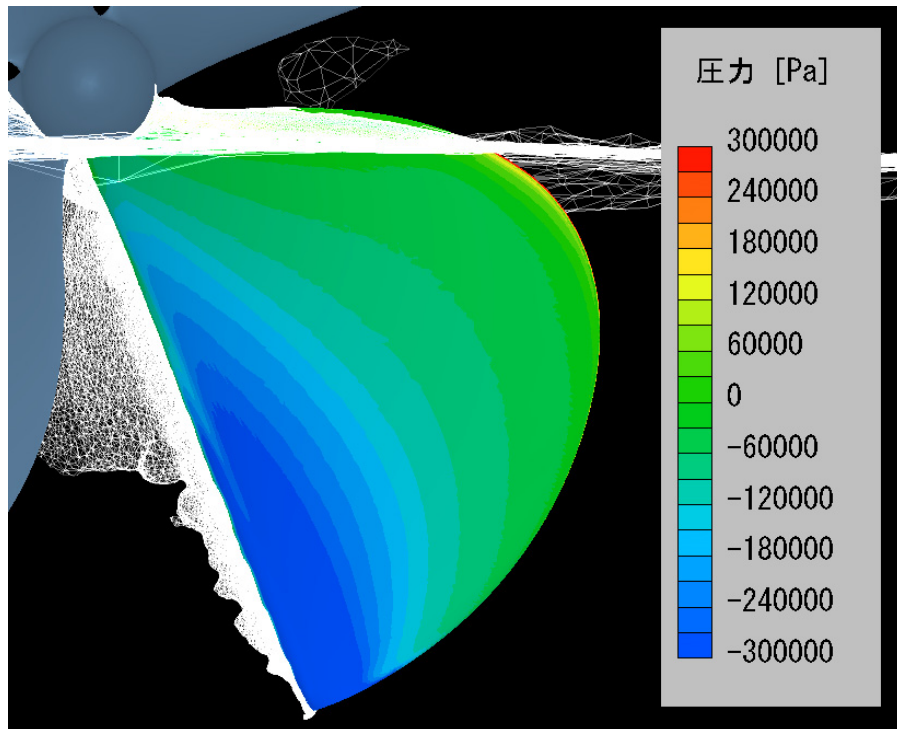


(ii) SPP-2 ($\theta=200\text{deg.}$)

Fig. 4.5 Pressure distributions on blade pressure side.



(i) SPP-1 ($\theta=210\text{deg.}$)



(ii) SPP-2 ($\theta=200\text{deg.}$)

Fig. 4.6 Pressure distributions on blade suction side.

4.3 翼応力の数値解析

4.3.1 解析ソフトウェア

プロペラ翼応力解析には、アメリカ合衆国 SIEMENS 社製の汎用構造解析ソフトウェアである I-deas 12NXm2[52]を用いた。I-deas 12NXm2 は有限要素法 (Finite Element Method) 線形静解析[55]が基本機能として備わっているほか、ソリッドモデラーとしても高機能であり、CAD ソフトで作成したプロペラ翼モデルをソリッド形式のまま読み込むことができるため構造解析用格子モデルを作成する作業を非常に短時間で行うことができる。また SCRYU/Tetra のポスト処理機能として、I-deas にて作成した構造解析用格子モデル表面に CFD 解析結果を直接マッピングすることが可能である。

4.3.2 構造解析用格子モデルの作成

SPP-1、SPP-2 を対象に、I-deas にてプロペラ 1 翼のテトラ 2 次要素の構造解析用格子モデルを作成した。Fig. 4.7 に格子モデルを示す。格子要素総数は SPP-1 で約 13.4 万要素、SPP-2 で約 17.2 万要素となり、構造解析用としては非常に多いが、カップ形状を含む曲率の大きな翼正面側後縁部の形状再現性と、翼厚が薄い前縁部近傍の要素アスペクト比を一定に保ち、解析精度向上を目的とした結果である。

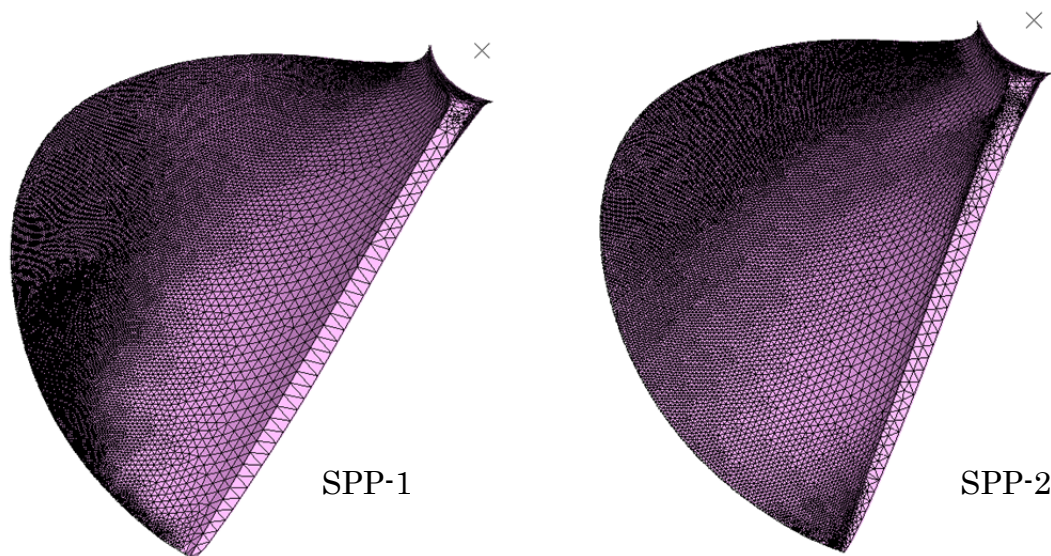


Fig. 4.7 1-blade mesh models for structural analyses.

4.3.3 FEM 構造解析

構造解析条件として、本来プロペラボスに接する面には変位拘束条件を与え、x 方向に遠心力としてプロペラ回転数を、格子表面法線方向に流体力として 4.2.2 項で述べたキャビテーションの仮定考慮後の翼面上圧力分布を与えた。またプロペラ材質は実機プロペラと同一のアルミニウム青銅鋳物 CAC703 (AlBC3) [56]とし、機械的性質は Table 4.4 に示す値[57]とした。

以上の解析条件を設定し、I-deas にて静的線形解析[55]を行った。解析結果のうち、翼背面側の翼応力は圧縮応力となるため翼強度上問題とならず、翼正面側の引張応力を評価すれば良い。翼正面側のミーゼス応力分布を Fig. 4.8 に示す。また、ミーゼス応力を遠心力成分と流体力成分に分離し、遠心力成分を Fig. 4.9 に、流体力成分を Fig. 4.10 に示す。使用実績プロペラで付加された翼根部フィレットを除く翼半径位置 25%から翼先端までの範囲を考慮したとき、両成分を合わせた最大ミーゼス翼応力 σ_{\max} の点における翼応力遠心力成分 σ_C および流体力成分 σ_H は、それぞれ SPP-1 で 50N/mm^2 、 161N/mm^2 、SPP-2 で 42N/mm^2 、 184N/mm^2 となった。Table 4.5 に SPP-1、SPP-2 それぞれの σ_{\max} 、 σ_C 、 σ_H をまとめて記載する。最大ミーゼス翼応力 σ_{\max} は σ_C と σ_H の和であり、SPP-1 で 211N/mm^2 、SPP-2 で 226N/mm^2 である。プロペラ材料であるアルミニウム青銅鋳物 CAC703 の 0.2%耐力下限値となる 245N/mm^2 [56]を下回っているものの、極めて高い応力値となった。

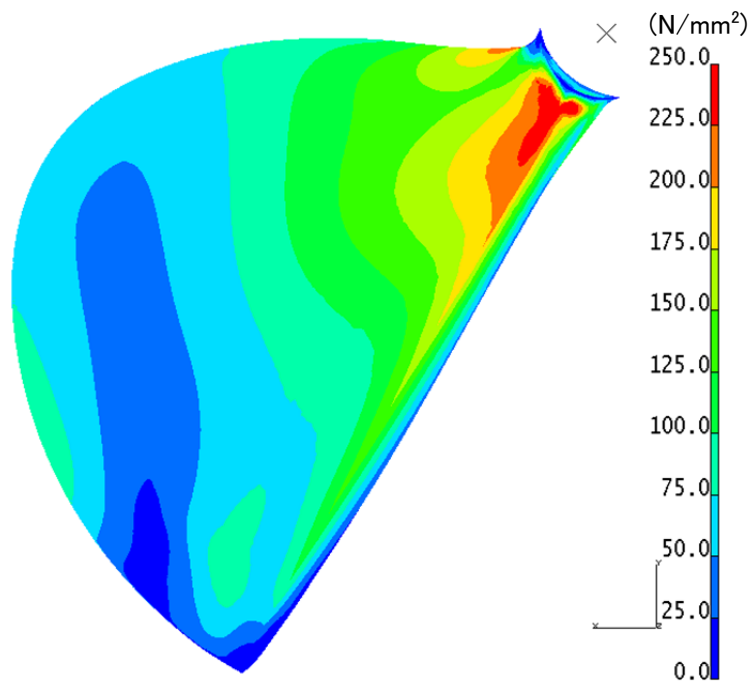
また、SSP-1 と SPP-2 の翼応力分布を比較すると、SPP-1 の翼応力遠心力成分、流体力成分ともに翼根部を中心としてやや縞状になっていることに対して、SPP-2 の最大翼応力点は翼後縁端カップ部に存在し、カップ部となる翼半径方向に細く長い領域で SPP-2 の翼応力遠心力成分、流体力成分ともに大きく集中していることがわかる。CFD 解析格子同様に構造解析格子の形状再現性を高めたことで、翼応力のカップ部影響を有効に捉えることができている。

Table 4.4 Material conditions.

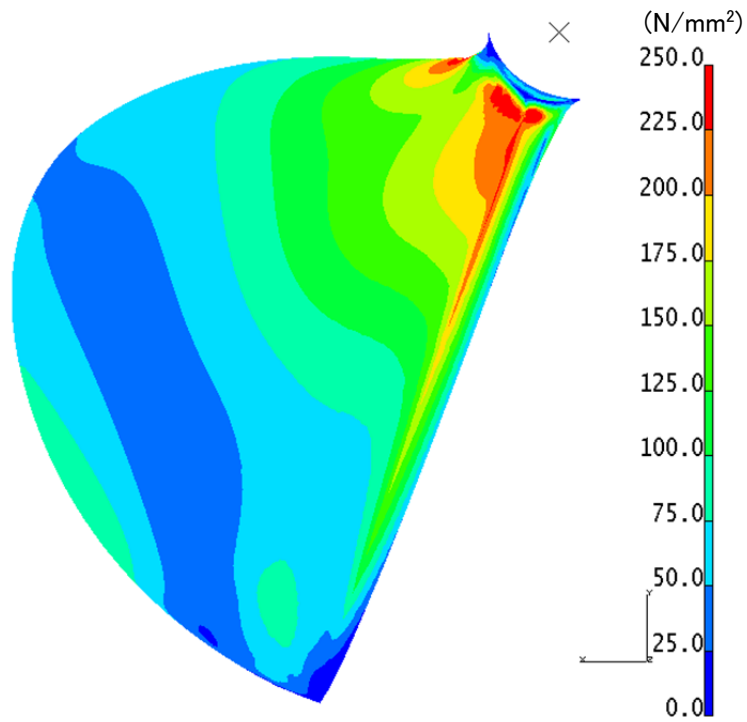
Material	CAC703 (AIBC3)
Young's modulus	122500(N/mm ²)
Poisson's ratio	0.33
Specific gravity	7.6×10^{-9} (ton/mm ²)

Table 4.5 Centrifugal and hydraulic components of maximum Von Mises stress.

	SPP-1	SPP-2
σ_C	50(N/mm ²)	42(N/mm ²)
σ_H	161(N/mm ²)	184(N/mm ²)
σ_{max}	211(N/mm ²)	226(N/mm ²)

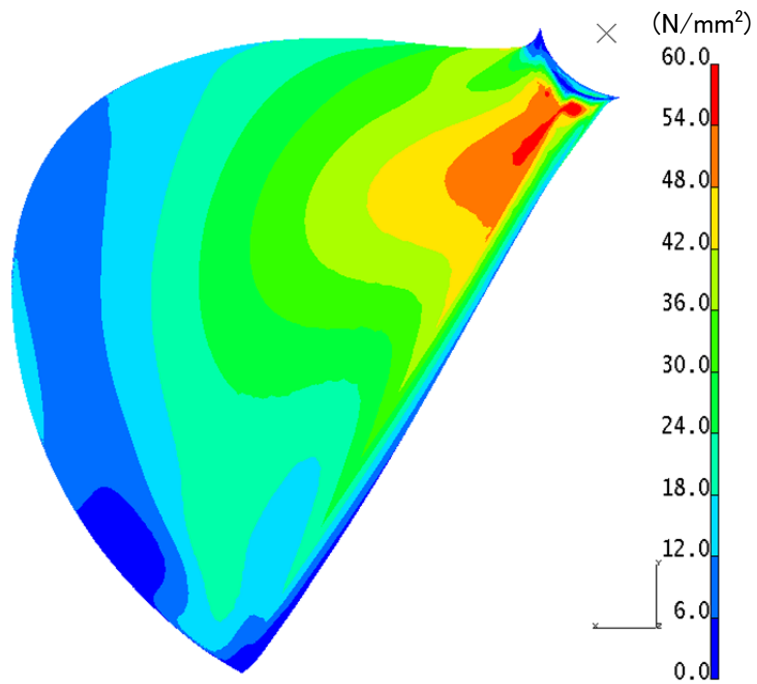


(i) SPP-1

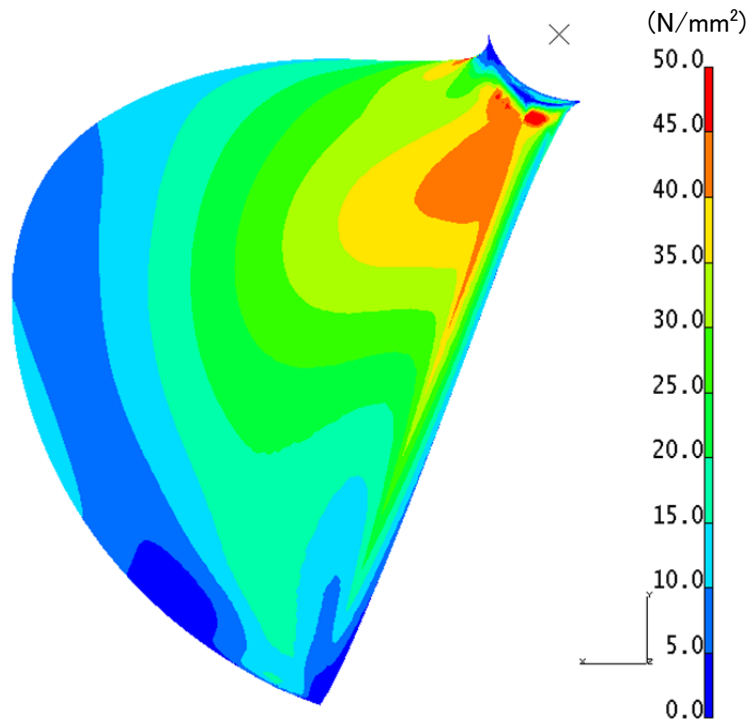


(ii) SPP-2

Fig. 4.8 Distributions of Von Mises stress on blade pressure side.

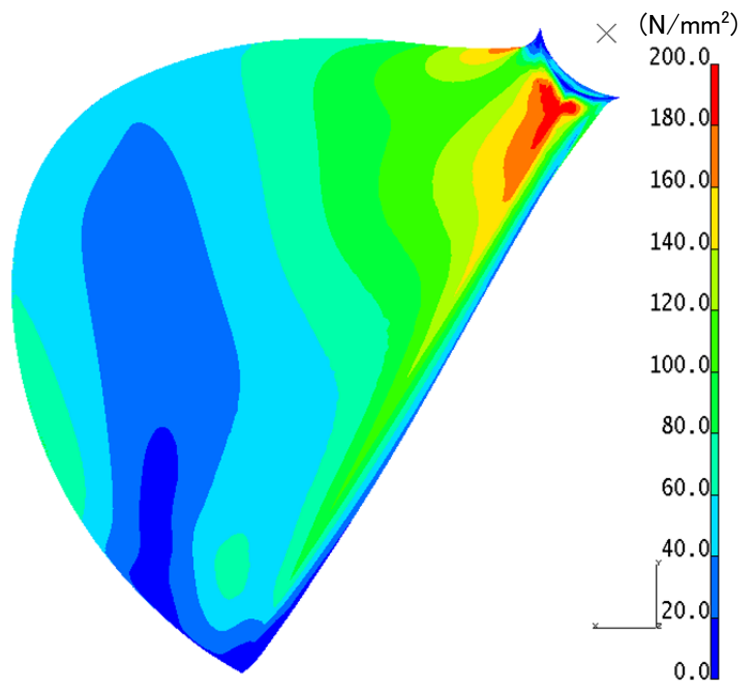


(i) SPP-1

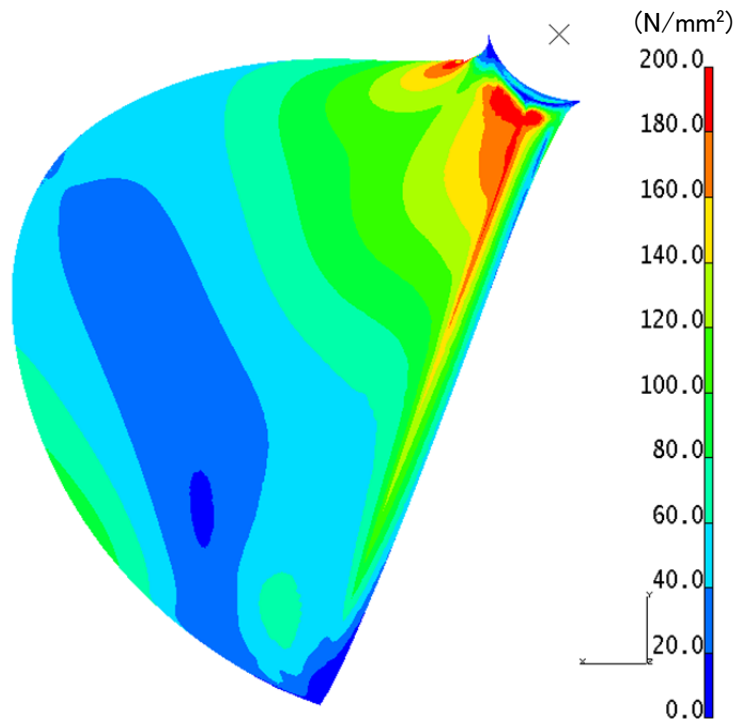


(ii) SPP-2

Fig. 4.9 Centrifugal component distributions of von Mises stress on plade pressure side.



(i) SPP-1



(ii) SPP-2

Fig. 4.10 Hydraulic component distributions of von Mises stress on plade pressure side.

4.4 平均応力と応力振幅の推定

プロペラ 1 回転中に翼先端部から翼根部まで完全な入水・離水の状態変動が行われ、応力振幅が最大となるように考慮した場合、Fig. 4.11 に概念図として示す最大平均応力 σ_m 、応力振幅 σ_a が翼 1 回転中に作用すると仮定できる。このとき、最小ミーゼス応力 σ_{min} は翼応力遠心力成分 σ_c であり、 σ_m および σ_a は(4.3)式、(4.4)式によって求まる。また応力比 R を(4.5)式で定義する[53]。SPP-1 および SPP-2 それぞれにおいて、求めた σ_m 、 σ_a 、R を Table 4.6 に示す。

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.3)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.4)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4.5)$$

SPP-1、SPP-2 を含む実機半没水プロペラの現実の作動状態は装備艇の常用船速域や滑走性能にもよるが、プロペラは翼根部まで完全な入水・離水の状態変動が行われる没水深度ではなく、応力振幅も上記で述べた仮定ほど大きくはならない可能性がある。むしろレース艇でもない限り、翼根部まで完全な入水・離水の状態変動となる作動状態のほうが稀とも考えられる。しかし本研究においては、既存の翼厚決定方法の妥当性を検証する目的で、最も応力振幅が大きくなる Fig. 4.11 のように翼応力変動モデルを仮定することとした。

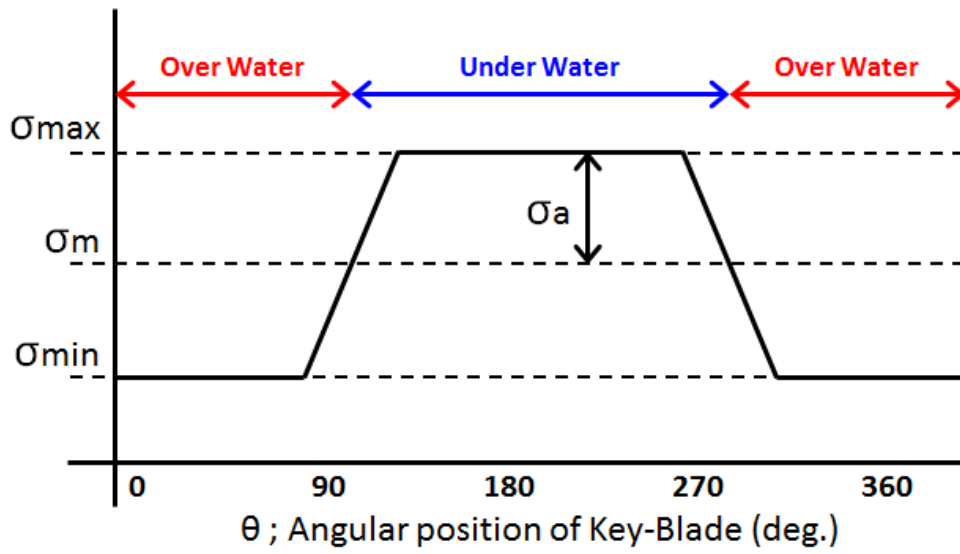


Fig. 4.11 Conceptual figure of dynamic blade stress.

Table 4.6 Mean stress, stress amplitude, and stress ratio.

	SPP-1	SPP-2
σ_m	130.5(N/mm ²)	134.0(N/mm ²)
σ_a	80.5(N/mm ²)	92.0(N/mm ²)
R	0.237	0.186

4.5 疲労寿命の予測

4.5.1 回転曲げ疲労試験結果への適用

井野ら[53]は、プロペラ実体材から切り出した試験片を用いて人工海水中の軸力疲労試験を実施している。一例として応力比 $R=0.4$ における人工海水中の軸力疲労試験結果を Fig. 4.12 に示す。Fig. 4.12 中の $P_f(N_f)$ は破壊確率である。また、井野らは試験結果を S-N 線図回帰式としてまとめており、 $R=0$ および $R=0.4$ のときの破壊確率 $P_f(N_f)=100\%$ のときの回帰式はそれぞれ(4.6)式、(4.7)式である。(Fig. 4.12 中に $R=0.4$ のときの回帰式が示してある。)

$$\sigma_a = 82.6 \times N_f^{-0.145} \quad (R = 0) \quad (4.6)$$

$$\sigma_a = 51.9 \times N_f^{-0.134} \quad (R = 0.4) \quad (4.7)$$

ここで、 N_f は疲労寿命となるプロペラ回転回数であり、 σ_a の単位は kgf/mm^2 である。

4.4 節にて求めた応力比 R を用いて、(4.6)式、(4.7)式の各係数を線形補間で求めると、SPP-1 ($R=0.237$) のとき(4.8)式、SPP-2 ($R=0.186$) のとき(4.9)式となる。

$$\sigma_a = 64.4 \times N_f^{-0.138} \quad (R = 0.237; \text{SPP} - 1) \quad (4.8)$$

$$\sigma_a = 68.3 \times N_f^{-0.140} \quad (R = 0.186; \text{SPP} - 2) \quad (4.9)$$

4.4 節にて得た応力振幅 σ_a を用いて N_f を算出すると、SPP-1 では $N_f=2.9 \times 10^7$ 、SPP-2 では $N_f=1.4 \times 10^7$ となる。これは SPP-1 では約 408 時間、SPP-2 では約 203 時間に相当する。大型商船向けプロペラでは、おおよそ $N_f=2 \times 10^8$ 、約 4~5 年間の疲労寿命の考慮[58]が求められることに比較すると N_f は 1/10 程度であり、かなり短期間で疲労破壊が生じる結果を得た。

4.5.2 鑄造欠陥の考慮

銅合金鑄造製造法を用いるプロペラの製造においては、大なり小なり鑄造欠陥は避けられない。鑄造欠陥がプロペラ翼折損について支配的であることを考慮し、4.4 節にて求めた応力振幅 σ_a を Fig. 4.13 に示す欠陥条件付き人工海水中の軸力疲労試験結果[53]に適用する。このとき、いま検討領域である翼根部付近の翼内部に介在する鑄造欠陥数を 10 個とし、疲労破壊の原因となるような欠陥が 90%含まれない (Fig. 4.13 内で信頼度 $R_e=90\%$ 、欠陥数 $n=10$) と仮定する。SPP-1、SPP-2 ともに

Fig. 4.13 で示す応力比 $R=0.4$ としたとき、 N_f は 5×10^4 以下となり、疲労寿命は 1 時間以下となる。信頼度 $R_e=1$ -破壊確率であるから破壊確率 10%であり、SPP-1、SPP-2 のような半没水プロペラを 10 本製作すれば、そのうち 1 本は最大船速航行 1 時間程度で翼折損が起これる結果である。

このときの疲労破壊の原因となるような鑄造欠陥の最大径 ϕ は Fig. 4.14 に示す最大欠陥径の分布図[53]によって求めることができる。鑄造欠陥 n 個のうち、 ϕ を越える最大径を持つ欠陥が含まれる確率 $\overline{P}_{dn}(\phi)$ は $1-R_e=10\%$ であるため、本条件での最大径 ϕ は約 2.3mm となり、非常に大きな径を持つ鑄造欠陥が存在することになる。

しかしながら 10 個介在する鑄造欠陥の最大径が仮に 1.0mm 以下で抑えられていると仮定した場合、Fig. 4.14 より $\overline{P}_{dn}(\phi)$ は 50~90%、すなわち信頼度 R_e は 10~50% と見なせる。これを Fig. 4.13 で考慮した場合、適用される S-N 線は(4.7)式で回帰される S-N 直線により近づくことになり、疲労寿命は飛躍的に増すことがわかる。例えば、 ϕ が約 0.5mm すなわち、 $R_e=20\%$ とした場合、疲労寿命は SPP-1 では $N_f=1.5 \times 10^7$ 程度、SPP-2 では $N_f=8.5 \times 10^6$ 程度になることが予想される。これは SPP-1 では約 212 時間、SPP-2 では約 123 時間に相当する。

4.5.3 採用翼厚の妥当性

SPP-1、SPP-2 とともに応力振幅が大きいと推定されるため、鑄造欠陥の有り、無しに関わらず疲労寿命はかなり短期間と言える。また、鑄造欠陥径の影響によって疲労寿命は大きく変化するが、欠陥径が小さくとも疲労寿命は更に大幅に短くなる結果を得た。SPP-1、SPP-2 は(4.1)式で求まる規定最小翼厚に多少の製造公差マージンを付加したのみの翼厚が採用されているが翼強度面では不十分であり、妥当とは言い難い。

また、カップ部を付加している SPP-2 は翼後縁部カップ部に応力集中が生じ、応力振幅が一層大きくなるため疲労寿命は SPP-1 の約半分であり、短時間で翼折損が起こるリスクがある。カップ部を付加した半没水プロペラ翼では、(4.1)式適用時に、翼強度不足がより顕著に現れる結果となった。

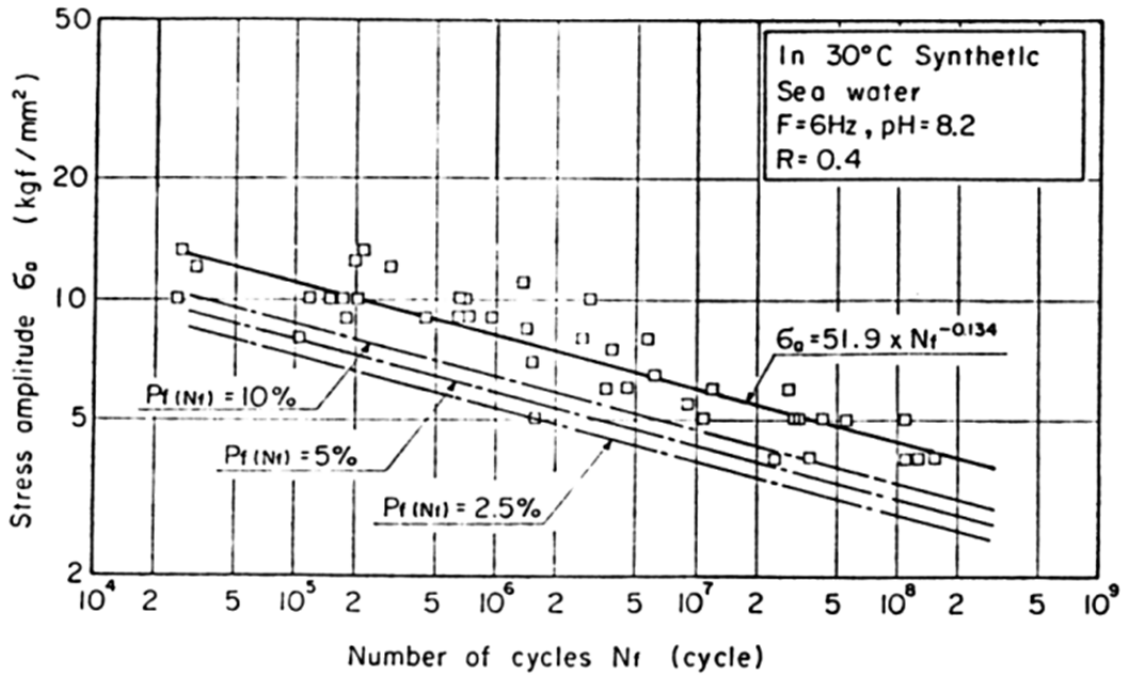


Fig. 4.12 S-N Diagram varying with the failure probability[53].

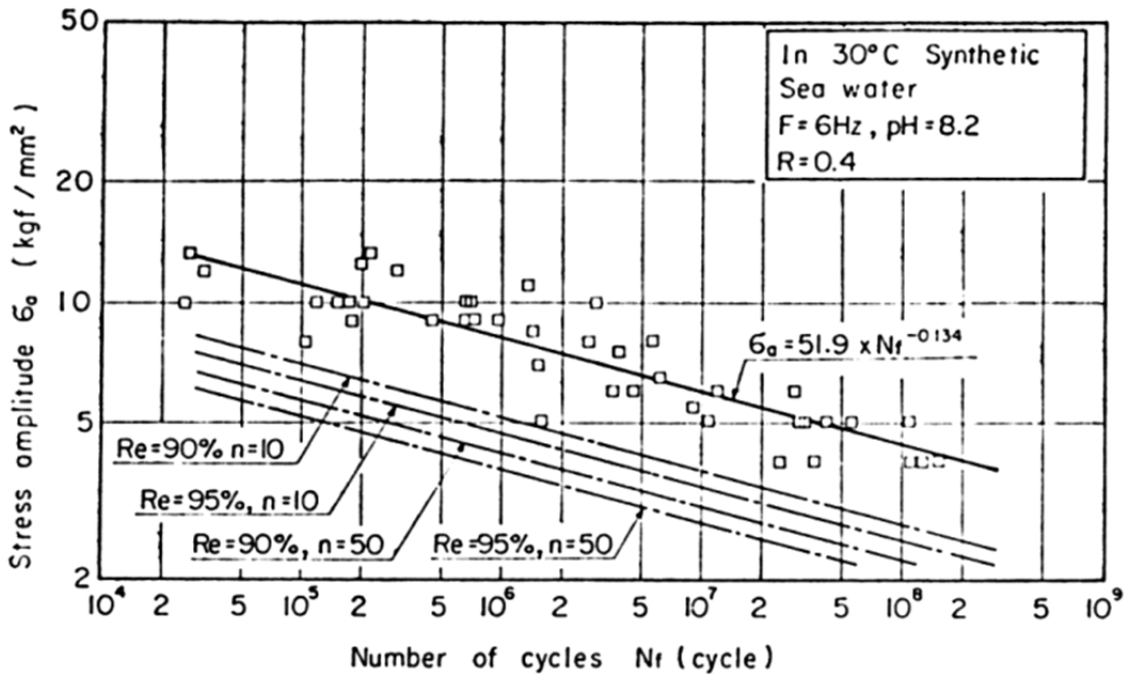


Fig. 4.13 S-N Diagram varying with the failure reliability and the number of defects[53].

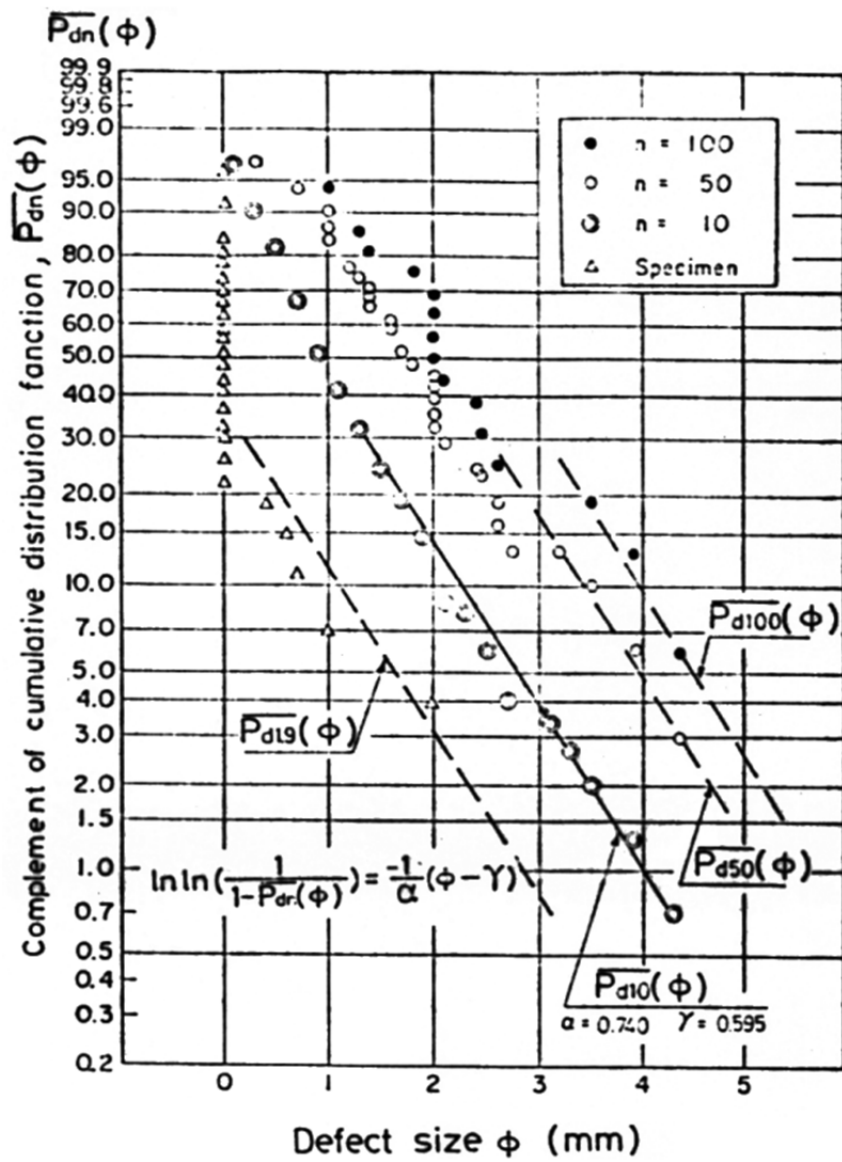


Fig. 4.14 Distribution of the maximum defect size[53].

4.6 結言

本章では、船用半没水プロペラを対象とするプロペラ翼応力解析手法および翼強度性能の評価方法を構築した。プロペラ 1 回転中で翼面上圧力が大きく変動する半没水プロペラにおいては応力振幅が非常に大きくなるために、全没水通常プロペラで用いられる規定翼厚計算では不十分と考えられ、実機採用プロペラを対象として疲労寿命を推定するとともに採用翼厚の妥当性について検証した。

1. CFD 解析によって得たプロペラ単独性能を検証し有効な解析結果であることを確認するとともに、翼面上圧力分布がピークとなる翼角度位置を求め、その圧力を外力とする構造解析にて翼応力を推定する解析手法を構築した。
2. 半没水プロペラ翼 1 回転中の作動状態変化をもととした翼応力変動の簡易なモデルについて論じ、構造解析で求めた翼応力の遠心力成分と流体力成分を本モデルに適用して応力振幅や最大平均応力を推定した。
3. 求めた応力振幅を公表されている疲労試験結果に適用することで疲労寿命を推定するとともに、鋳物製品では無視できない鋳造欠陥による疲労寿命への影響を検証した。
4. 翼後縁にカップ部が付加されたプロペラは、そのカップ部に応力集中が生じるため、応力振幅が大きく疲労寿命が短い推定結果を得た。翼形状を正確に扱うことが可能な本解析手法の有効性が示された。
5. 対象とした半没水プロペラの疲労寿命は、鋳造欠陥有り、無しに関わらず、かなり短期間である推定結果となり、翼強度不足であることが予想される。翼 1 回転中の翼応力変動モデルは応力振幅を過大評価傾向で仮定しているため、推定された疲労寿命は実際より短いと考えられるが、半没水プロペラの翼厚考慮時には規定翼厚を満足させるだけでなく、個々に応力振幅を考慮した翼強度評価を実施することが必要である。

第5章 結論

自由表面流れの中で作動し、翼端部付近で特殊形状を有する半没水プロペラの性能推定では、高回転で入水・離水を繰り返すプロペラ翼周りのベンチレーションや界面隆起・沈降を精度良く捉える必要があり、その上でプロペラ単独性能やプロペラ軸系アライメント評価に用いるためのプロペラ1翼6分力変動およびプロペラ翼強度推定に用いるための翼面上圧力分布を解析する必要がある。したがって、推進性能推定法としてはプロペラ周りで起こる複雑な物理諸現象の考慮や正確なプロペラ形状表現が可能である CFD 解析が有効であり、翼強度推定法としては CFD 解析結果を利用することでプロペラ翼に生じる大きな応力振幅を評価する応力解析手法が求められる。

本研究では、以上に述べた半没水プロペラ性能推定に関する要求を満たし、実用設計機会や高性能プロペラ開発時において必要となる船用半没水プロペラ性能推定解析手法の構築を行った。

第1章は序論であり、本研究の背景や関連する従来の研究経緯をもとに本研究の必要性を論じた。また、本研究の目的である性能解析法の高度化に対し重要となる課題を述べた。

第2章では、高性能半没水プロペラ開発に資する推進性能推定手法として、推定精度の確保と実用的な解析コストを両立させた CFD 解析システムを構築した。

CFD 解析格子に関しては、プロペラ翼周りや翼後流空間に発生するベンチレーションの形成パターンが半没水プロペラ推進性能に対し非常に大きな影響を及ぼす背景があり、その界面捕捉精度向上を目的として、ベンチレーション発生開始領域やプロペラ推進性能への影響度が高い領域を重点とした界面形成空間における解析格子密度を高く調整するとともに、解析領域全体の格子総数を抑えつつもプロペラ推進性能の解析精度を保つ格子生成手法を構築した。

また、半没水プロペラを対象とする CFD 解析はこれまでの研究例や知見が少なく、本研究は新規性が強いため、解析結果の信頼性確保を目的に十分な検証と妥当性確認を実施した。解析領域範囲、イタレーション回数、解析時間刻み幅、格子粗

密など種々の解析パラメータに対して解析結果への影響を確認することで、構築した手法が妥当であり、これら解析手法や解析条件が解析結果のエラーに依存しないことを検証した。

第3章では、半没水プロペラ単独性能、1翼6分力変動、翼周りのベンチレーションパターンを模型実験結果と比較することで解析結果を評価するとともに、プロペラ単独性能に及ぼす相似則特性について検証した。

プロペラ単独性能や1翼6分力変動の解析結果は模型実験結果と概ね一致し、とくにプロペラ前進係数がプロペラ設計点より高い範囲で高精度であり、実設計機会において本解析手法が有効であることを確認した。ただしプロペラスラスト、トルクとも模型実験と比較して最大で15%程度過大評価しており、主な要因が乱流モデルによるトルクの摩擦成分の過大評価、プロペラ翼背面上ベンチレーションの過小評価、プロペラボスに沿って隆起するプロペラ上流側界面変化の過大評価が挙げられることを確認した。また、船速一定条件でのCFD解析と模型実験のプロペラ単独性能比較により、部分ベンチレーション状態で翼背面上ベンチレーション発生範囲を抑制することでプロペラ単独効率が向上する傾向について論じた。

フルード数やウェーバー数については臨界値が存在し、臨界値以上ではプロペラ単独性能に殆ど影響を及ぼさないことを確認した。臨界値以下のフルード数では、プロペラ翼が離水する際の水の連れ回りが増すことによってプロペラトルクが増大し、臨界値以下のウェーバー数では、主に翼周りのベンチレーション形成の減少によってプロペラスラスト、トルクが増大することを確認した。また、レイノルズ数変化による境界層特性が全没水通常プロペラ同様にプロペラ単独性能に影響を及ぼすことを確認した。

また、個々の半没水プロペラ模型実験において採用される実験仕様がプロペラ流入流速を不均一にし、ベンチレーション形成パターンやプロペラ単独性能へ影響を及ぼすことを示し、CFD解析における考慮の重要性を論じた。

第4章では、半没水プロペラの翼強度推定手法を構築した。

まず、CFD解析にて得た翼面上圧力分布を導き、それを適用した構造解析にて翼応力を推定する解析手法を構築した。既存の船級翼厚規定式のみに従った半没水プロペラでは翼根部の翼応力が0.2%耐力値の近くまで高くなることを確認し、翼

後縁部に特殊なカップ形状が設けられた場合では、更にカップ部に応力集中が生じる結果を得た。

次に、プロペラ翼 1 回転中の荷重状態変化を簡易なモデルで仮定し、構造解析で求めた翼応力を適用して応力振幅と最大平均応力を推定する方法を論じるとともに、応力振幅を疲労試験結果に適用することで疲労寿命を推定した。半没水プロペラの応力振幅は非常に大きくなるため、疲労寿命が数百時間とかなり短期間となることを確認した。また、鑄造欠陥による疲労寿命への影響を検証した。

以上が本研究の成果であるが、性能推定システム構築上で未考慮な点や不足点があり、今後の課題が残る。以下にその課題を示す。

1. キャビテーションの数値モデル

自由表面を取り扱う気液二相流解析の手法として、本研究では VOF 法を用いたが、キャビテーションについては数値解法内で未考慮となっている。実機プロペラ的设计条件、作動状態によってはベンチレーションが多く形成されなくとも液相（水）が気化し、翼背面上キャビテーションの発生が想定される場合があり、第 4 章では擬似的な仮定を設けて解析結果を修正することでキャビテーションの考慮としたが、本来は数値解法で取り扱うべきである。本研究で構築した解析手法はプロペラ単独性能推定に資する精度であるが、キャビテーション数が小さく且つベンチレーションが局所的であるプロペラ作動状態での更なる解析精度向上を目的に、キャビテーション数値モデル導入を今後の課題として取り組みたい。

2. プロペラ推進性能解析に用いるべき乱流モデル

半没水プロペラは模型実験においても比較的高いレイノルズ数であり、翼近傍は乱流が卓越した状態と想定されることを根拠に、本研究では高レイノルズ数型乱流モデルである MP k- ϵ モデルを用いた。したがって、乱流モデルに対する検証や妥当性確認を十分に行っていない。また、k- ϵ 系の乱流モデルは比較的プロペラより後方位置での数値拡散の程度が大きいと考えられる。ベンチレーション形成や界面変形への影響を含めて MP k- ϵ モデルが適当であるか確認することが必要であり、今後の課題である。

3. 親水性に対するプロペラ表面の粗度影響

プロペラ翼背面上のベンチレーション形成には、液体（水）の表面張力に加えて、翼面の、とくにベンチレーション形成の開始位置となる翼前縁端付近の表面粗度が液面の接触角に影響を与え、ベンチレーション形成に大きく影響を及ぼすと考えられる。本研究の CFD 解析結果は模型実験と比較してベンチレーション形成が総じて過小評価となったが、プロペラ表面は全て滑面としており、表面粗度影響の検証が必要と考えられる。

4. 解析の安定性

VOF 法は界面変形が激しいケースの気液二相流解析に適しているが、クーラン数が大きい場合には安定性に欠く。しかしながら本研究では、界面変形がプロペラ回転に対して周期的になるまでイタレーションを実行する必要があり、クーラン数をやや大きくして解析時間の短縮を図っている。

本解析手法を実用設計機会へ展開するための、よりクーラン数が大きくなっても解析安定性が悪化しにくい対策として、重合格子や密度・圧力連成ソルバーの適用など広く検討していきたい。

5. より詳細なプロペラ作動状態の把握

1 回転中の大きな応力変動によって半没水プロペラ翼では変形・振動が生じており、時系列の模型実験結果にもそれは表れている。翼変形は迎角にも変化を生じさせるため、ベンチレーションパターンに対し翼変形の考慮が無視できない影響を与える可能性がある。より高精度な推進性能解析のために、流体・構造連成解析にてその影響を確認しておくことが必要と思われる。

また、超高速艇に装備される半没水プロペラと船体との相互干渉は影響が小さいと考えられるが、未検証であるため今後確認していきたい。

6. プロペラ最適設計時に適用できる解析コスト

本研究で構築した CFD 解析システムにて半没水プロペラ単独性能を得るときの解析工数は、今後の新型高性能プロペラの標準幾何形状開発時の利用を想定して、1 ケース約 5~7 日を目安とした。しかし、継続的にプロペラ性能向上を図る個々の最適設計機会において本システムの利用を目指すとき、この解析

時間は現実的ではない。より収束性の高い離散化スキームの採用、更なる格子密度の最適化、マッピング（解析初期は低密度な解析格子で解析し、流場発達後に高密度格子に適用すること）の利用などで解析コスト短縮を図ることが必要である。

謝辞

本研究の遂行にあたり、お世話になった多くの方々にこの場を借りて心より御礼申し上げます。長期のご協力、ご支援に対し、少しでも報いるよう今後も真摯に研究に取り組む所存です。

指導教員である東京大学大学院新領域創成科学研究科 教授 山口一先生には終始にわたり、丁寧なご指導を賜りました。ここに深謝の意を表すとともに、厚く御礼申し上げます。

本研究の審査にあたり、東京大学生産技術研究所 教授 林昌奎先生、准教授 北澤大輔先生、東京大学大学院工学系研究科 准教授 白山晋先生、講師 柴田和也先生より、貴重なご意見を賜りました。心より御礼申し上げます。

元東京大学大学院工学系研究科 准教授 川村隆文博士のご講演を聴講させていただいたことが、本研究テーマに取り組む動機になりました。また、折に触れて貴重なご意見を賜りました。深く感謝の意を申し上げます。

本研究はナカシマプロペラ株式会社プロペラ設計部、装置設計部の一員として実施致しました。部員各位の多大なご協力に謝意を表します。

元開発本部 副本部長 山崎正三郎博士のプロペラ研究に対する比類無き情熱を近くで感じられたことが本研究のモチベーションとなり、最後まで支えられました。また、何より本研究の扉を開けて頂くとともに、温かくも熱心なご指導、ご鞭撻を賜りました。厚く御礼申し上げます。

大規模並列計算機システムの導入と CFD を用いたプロペラ解析のノウハウ確立は、プロペラ・ポッド推進性能室 室長 蓮池伸宏博士のご尽力によって為されたものであり、本研究はこの環境が無ければ達成できませんでした。また、日頃より沢山の的確なご助言と激励を頂きました。深甚の謝意を表します。

また、中崎正敏 副本部長、花岡睦八 取締役、竹田敦 部長には、本研究を優先して遂行できる部内環境を整えていただきました。心より御礼申し上げます。

エンジニアリング本部 中島義雄 常務取締役ならびにナカシマプロペラ株式会社には、このような貴重な機会を与えて頂くとともに、長期に渡ってご支援頂きました。深く感謝致します。

プロペラ設計部 岡崎全伯 課長代理をはじめとするプロペラ設計部、装置設計部

の若手部員の皆様には、CFD 計算リソースの融通や業務分担など長期、多岐に渡って沢山のご協力を頂きました。心より感謝申し上げます。

最後に、応援してくれた両親、そしてどんなときも笑顔で励ましてくれた最愛の妻に心より感謝します。いつも心の支えになってくれて、本当にありがとう。

参考文献

- [1] Allison, J : “Propellers for high-performance craft.”, Marine Technology, Vol.15, No.4, 1978, pp.335-380.
- [2] Hadler, J., and Hecker, R., : “Performance of partially submerged propellers”, Proceedings of The 7th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics., 1968.
- [3] Abbott, I. H., and Von Doenhoff, A. E. : “Theory of Wing Sections”, Dover Publications, Inc., New York, 1959.
- [4] Reynolds, O : “On the effect of immersion on screw propellers.”, Transactions of Institute of Naval Architecture, 2, 1874.
- [5] Hecker, R., : “Experimental Performance of a Partially Submerged Propeller in inclined Flow”, SNAME Spring Meeting, 1973.
- [6] 永井保, 田中宏績 : サーフェスプロペラの系統模型試験結果について, 西部造船会会報, 第 47 号, 1974, pp.57-67.
- [7] Tachmindji A, Morgan W. : “The design and estimated performance of a series of supercavitating propellers”, Proceedings of the second office of naval research symposium on naval hydrodynamics, 1958.
- [8] HILL, J. G., : "The Design of Propellers", Trans. SNAME, Vol. 57, 1949, pp.143-170.
- [9] Olofsson, N., : “Force and Flow Characteristics of a Partially Submerged Propeller”, PhD thesis, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chalmers University of Technology, Sweden, 1996.
- [10] 野澤 和男, 高山 尚久 : 野澤 和男; サーフェスプロペラの推進性能に関する実験的研究, 関西造船協会論文集, 第 237 号, 2002, pp.63-70.
- [11] ROLLA, : “Surface piercing propellers : Methodical series model test results”, Fast 1991, Vol.2, Norway, 1991.
- [12] Ferrando, M., Scamardella, A. Bose N. Liu, P. Veitch, B., “Performance of family of Surface Piercing Propellers”, Royal Institution for Naval Architects (RINA) Transactions, Part A, 11p., 2002.

- [13] Ferrando, M., Crotti, S., Viviani, M., : “Performance of a family of surface piercing propellers”, Proceedings of 2nd International Conference on Marine Research and Transportation (ICMRT '07), 2007, pp.63-70.
- [14] ITTC, : Final Report and Recommendations to the 23rd ITTC, The Propulsion Committee, Proceedings of the 23rd ITTC - Volume I, 2002.
- [15] Furuya, O., : “A performance prediction theory for partially submerged ventilated propellers”, Proceedings of Fifteenth Symposium on Naval Hydrodynamics, 1984.
- [16] Furuya, O., : “A performance prediction theory for partially submerged ventilated propellers”, Journal of Fluid Mechanics, Vol.151, 1985, pp.311-335.
- [17] Young, Y. L. & Kinnas, S. A. : “Numerical Modeling of Supercavitating and Surface-Piercing Propeller Flows”, Proceedings of CAV 2001: Fourth International Symposium on Cavitation, California Institute of Technology, California, USA, 2001.
- [18] 工藤達郎 : “渦格子法によるスーパーキャビテーション・プロペラの性能計算”, 日本造船学会論文集, 第 174 号, pp.113-120, 1993.
- [19] 姫井弘平, 板谷芳樹 : “サーフェスプロペラの翼強度解析”, 日本船舶海洋工学会講演会論文集, 第 6 号, 2008, pp.185-188.
- [20] Himei, K., : “Numerical analysis of unsteady open water characteristics of surface piercing propeller”, Proceedings of The Third International Symposium on Marine Propulsors (smp'13), Launceston, Australia, May 5-8, 2013, pp.292-297.
- [21] 姫井弘平, 他 : “第 3 章 新型サーフェスプロペラ”, ナカシマプロペラ(株) 創業 80 周年記念論文集, 2006, pp.25-35.
- [22] Hirt, C. W., Nichols, B. D., : “Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries”, Journal of Computational Physics, Vol.39, 1981, pp.201-225.
- [23] Caponnetto, M., : “RANSE Simulations of Surface Piercing Propellers”, 6th Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2003), Roma, Italy, 2003.
- [24] Califano, A., : “Dynamic loads on marine propellers due to intermittent ventilation”, Doctoral theses at Norwegian University of Science and Technology, 2010.
- [25] Kozłowska, A. M., Steen, S., and Koushan, K., : “Classification of different type of propeller ventilation and ventilation inception mechanism”, First International Symposium on Marine Propulsor (smp '09), Norway, 2009.

- [26] 株式会社ソフトウェアクレイドル: “SCRYU/Tetra for Windows Version10 ユーザーズガイド”
- [27] Brackbill J. U., Kothe D. B., Zemach C., : “A continuum method for modeling surface tension”, *Journal of Computational Physics*, Vol. 100, no.2, 1992, pp.335-354.
- [28] Launder, G. E. and Spalding, D. B., : “The numerical computational of turbulent flows”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.3, Issue 2, 1974, pp.269-289.
- [29] Kato, M. and Launder, B. E., : “The Modeling of Turbulent Flow Around Stationary and Vibrating Square Cylinders”, *Proceedings of 9th Symposium on Turbulent Shear Flows*, Kyoto, 1993, pp.10.4.1-10.4.6.
- [30] 蓮池伸宏 : “高性能プロペラ開発のための船用プロペラ性能推定技術の高度化に関する研究”, 九州大学博士論文, 2010.
- [31] 山崎正三郎, 他 8 名, : “限界小翼面積プロペラの研究 –第 1 報 小翼面積プロペラの設計、模型実験と実船実験–”, *日本船舶海洋工学会論文集*, 第 18 号, 2013, pp.29-37.
- [32] 山崎正三郎, 他 8 名, : “限界小翼面積プロペラの研究 –第 2 報 限界小翼面積プロペラの設計、模型実験と実船実験–”, *日本船舶海洋工学会論文集*, 第 19 号, 2014, pp.39-46.
- [33] 大宮司久明, 吉沢徹, 三宅裕 : “乱流の数値流体力学ーモデルと計算法”, 東京大学出版会, 1998.
- [34] 河村哲也, 他, : “非圧縮性流体解析(数値流体力学シリーズ)”, 東京大学出版会, 1995.
- [35] Patankar, S. V., : “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing, New York, 1980.
- [36] Patankar, S.V. and Spalding, D.B., : “A calculation procedure for heat, mass and momentum in three-dimensional parabolic flows”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, No.15.10, 1972.
- [37] van-Leer, B., : “Towards the Ultimate Conservation Difference Scheme. 4, A New Approach to Numerical Convection”, *Journal of Computational Physics*, Vol.23, 1977, pp.276-299.

- [38] ITTC, : “Uncertainty Analysis in CFD Verification and Validation Methodology and Procedures”, Recommended Procedures and Guidelines 7.5-03-01-01, Resistance Committee of 25th ITTC, 2008
- [39] 右近良孝, : “新しいプロペラの実現に向けた研究の現状”, 第 62 回船舶技術研究所研究発表会講演集, 1993, pp.52-63.
- [40] Gindroz, B., Hoshino, T. and Pylkkanen, V., : Propeller RANS/Panel Method Workshop, 22nd ITTC Propulsion Committee Propeller RANS/Panel Method Workshop, Grenoble, 1998.
- [41] Jessup, S.D. : “Experimental Data For RANS Calculations and Comparisons(DTMB P4119)”, 22nd ITTC Propulsion Committee Propeller RANS/Panel Method Workshop, Grenoble, 1998.
- [42] Schlichting, H. and Gersten, K., : “Boundary-Layer Theory”, Springer, 2000.
- [43] Walters, D.K. and Cokljat, D., : “A Three-Equation Eddy-Viscosity Model for Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulations of Transitional Flow”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.130, 121401, 2008.
- [44] 志波久光 : “Air-Drawing of Marine Propellers”, Technical Report 9, Transportation Technical Research Institute, Japan, 1953.
- [45] Brandt, H., : “Modellversuche mit Schiffspropellern an der Wasseroberfläche”, Dissertation, Technical University of Berlin, 1973.
- [46] 田中宏積, “螺旋推進器系統的試験—サーフェスプロペラの単独試験”, 防衛庁技術研究本部技報, 第 81 号, 1964
- [47] 日本造船技術センター, 半没水プロペラの空気吸い込み現象, SRC news, Vol.39, 1997, pp.2-3.
- [48] Ferrando, M., : “Surface Piercing Propellers : State of the Art”, Oceanic Engineering International, Vol.1, No.2, 1997, pp.40-49.
- [49] Korshunov, A.A. and Eroshvskyi, J.A., : The Calculation of the Beginning of SPP Aeration, Krylov Science-technical Society, Vol.400, 1984, pp.22-30.
- [50] 佐藤和範, : “所定の翼面圧力分布を有するプロペラ設計法”, 日本造船学会論文集, 第 161 号, 1987, pp.433-434.
- [51] 国土交通省海事局, : 船舶機関規則心得
- [52] 富士通株式会社, : “I-deas 12NXm2 操作ガイド”

- [53] 井野幸雄, 他4名, : “プロペラ用鋳造材の疲労強度に関する統計的評価”, 日本造船学会論文集, 第160号, 1986, pp. 478-485.
- [54] ナカシマプロペラ株式会社, : “マリンプロペラ”, ナカシマプロペラ株式会社, 1971.
- [55] 岸正彦, : ”構造解析のための有限要素法実践ハンドブック”, 森北出版, 2006.
- [56] 日本工業標準調査会, : “JIS ハンドブック ③非鉄 JIS H5120”, 日本規格協会, 2014.
- [57] 銅合金鋳物の生産技術教本編集部会, : “鋳造技術シリーズ5 銅合金鋳物の生産技術”, 素形材センター, 1997.
- [58] 吉岡勝, 立石智裕, : “第5章 プロペラ強度、材料、軸系、軸受”, 第5回船用プロペラに関するシンポジウム, 日本船用海洋工学会, 2005, pp.201-229.

表題一覽

Table 2.1 Principal particulars of 841-B propeller[9].....	31
Table 2.2 Influence of time step on 6-components force/moment.	35
Table 2.3 Influence of number of total meshes on Propeller Open Characteristics.	41
Table 2.4 Installation conditions of prism layers.....	44
Table 2.5 Comparison of K_T	46
Table 2.6 Principal particulars of DTMB P4119 propeller[38][39].	49
Table 2.7 Comparison of propeller Open Characteristics.....	51
Table 3.1 Analysis conditions adapted Olofsson's model tests.	61
Table 3.2 Comparison of Propeller Open Characteristics.	68
Table 4.1 Principal particulars of surface piercing propellers.	100
Table 4.2 Propeller design conditions.....	100
Table 4.3 Propeller Open Characteristics by CFD and with assumption of cavitation.	103
Table 4.4 Material conditions.	109
Table 4.5 Centrifugal and hydraulic components of maximum Von Mises stress.....	109
Table 4.6 Stress amplitude, mean stress, and stress ratio.	114

圖題一覽

Fig. 1.1 Approximate maximum installed efficiency envelopes for different propellers[1].	5
Fig. 1.2 Observation of ventilation pattern in the model test.	5
Fig. 1.3 Conceptual diagram of ventilation associated blade rotating.	6
Fig. 1.4 An example of blade section for surface piercing propeller.	6
Fig. 2.1 Coordinate systems of propeller.	14
Fig. 2.2 Computational domain.	20
Fig. 2.3 Octant arrangement of the entire domain.	22
Fig. 2.4 Octant arrangement near blade surface.	22
Fig. 2.5 Volume mesh near the Key-Blade.	23
Fig. 2.6 Volume mesh near the Non-Key-Blade.	23
Fig. 2.7 Conceptual diagram of maximum region generated the ventilation.	25
Fig. 2.8 The region that Octants are refined.	25
Fig. 2.9 Mesh arrangement backward Key-Blade.	26
Fig. 2.10 Comparison of ventilation pattern on mesh resolution near blade trailing edge.	26
Fig. 2.11 Negative pressure on blade trailing edge by lack of mesh resolution for ventilation.	27
Fig. 2.12 Prism mesh arrangement near blade surface.	29
Fig. 2.13 Photograph of 841-B propeller[9].	32
Fig. 2.14 Influence of boundary location of stationary domain on K_T .	33
Fig. 2.15 Influence of discontinuity interface location of outlet side on K_T .	34
Fig. 2.16 Influence of number of propeller rotations on K_T and K_Q .	37
Fig. 2.17 Comparison of mesh arrangements near Key-Blade at 90% propeller radius.	39
Fig. 2.18 Comparison of ventilation patterns near Key-Blade.	40
Fig. 2.19 Comparison of pressure coefficients on blade pressure side.	41
Fig. 2.20 Comparison of 6-components force/moment distribution.	43
Fig. 2.21 Mesh arrangements near leading edges of Key-Blade.	45

Fig. 2.22 Comparison of ventilation patterns at $J=0.40$.	46
Fig. 2.23 Comparison of ventilation patterns at $J=0.80$.	47
Fig. 2.24 Appearance of DTMB P4119 propeller.	49
Fig. 2.25 Mesh arrangement near the blade of DMTB P4119 at 70% propeller radius.	50
Fig. 2.26 Comparison of pressure coefficient distributions.	50
Fig. 2.27 Comparison of stream lines on suction side of Key-Blade.	52
Fig. 2.28 Comparison of stream lines on pressure side of Key-Blade.	53
Fig. 2.29 Volume fraction profiles on 50% propeller radius.	55
Fig. 2.30 Comparison of isosurface of volume fraction as ventilation patterns at $J=0.60$.	56
Fig. 2.31 Comparison of isosurface of volume fraction as ventilation patterns at $J=1.00$.	57
Fig. 3.1 Computational domain adapted Olofsson's model tests. (Perspective view).	63
Fig. 3.2 Computational domain adapted Olofsson's model tests. (x-y plane view).	63
Fig. 3.3 Mesh arrangement near the edge of flat plate.	64
Fig. 3.4 Distribution of x-component of flow velocity. (with flat plate & $V_G=0(\text{m/sec})$)	64
Fig. 3.5 Distribution of x-component of flow velocity. (w/o flat plate & $V_G=V_L$)	64
Fig. 3.6 Comparison of ventilation patterns at $J=0.80$ and $\theta=150\text{deg}$.	65
Fig. 3.7 Comparison of Propeller Open Characteristics.	68
Fig. 3.8 Relations between propeller efficiency and propeller load coefficient.	69
Fig. 3.9 Comparison of averaged 6-components force/moment.	71
Fig. 3.10 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=0.4$)	72
Fig. 3.11 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=0.6$)	73
Fig. 3.12 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=0.8$)	74
Fig. 3.13 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. ($J=1.0$)	75

Fig. 3.14 Comparison of 6-components force/moment distribution between CFD and Model test. (J=1.2)	76
Fig. 3.15 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. (J=0.4)	78
Fig. 3.16 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. (J=0.6)	79
Fig. 3.17 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. (J=0.8)	80
Fig. 3.18 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. (J=1.0)	81
Fig. 3.19 Comparison of ventilation patterns between CFD and model test. (J=1.2)	82
Fig. 3.20 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. (J=0.4)	83
Fig. 3.21 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. (J=0.6)	84
Fig. 3.22 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. (J=0.8)	85
Fig. 3.23 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. (J=1.0)	86
Fig. 3.24 Comparison of thickness and pitch of ventilation between CFD and model test. (J=1.2)	87
Fig. 3.25 Effect of Froude number and Reynolds number on K_T and K_Q	89
Fig. 3.26 Effect of Froude number on ventilation pattern on Key-Blade suction side. ($\theta=180\text{deg.}$)	90
Fig. 3.27 Effect of Froude number on interface deformation at leading edge of Key-Blade. ($\theta=210\text{deg.}$)	90
Fig. 3.28 Effect of Weber number on K_T and K_Q	92
Fig. 3.29 Effect of Weber number on ventilation pattern on Key-Blade suction side. ($\theta=120\text{deg.}$)	92
Fig. 3.30 Effect of Weber number on interface deformation near the propeller hub. ($\theta=90\text{deg.}$)	93
Fig. 3.31 Immersion condition of propeller hub[9]	94
Fig. 4.1 Appearance of surface piercing propellers	101
Fig. 4.2 Comparison of blade sections at 90% propeller radius	102
Fig. 4.3 Distributions of K_{Fx}	104

Fig. 4.4 Distributions of K_{Mx}	104
Fig. 4.5 Pressure distributions on blade pressure side.....	105
Fig. 4.6 Pressure distributions on blade suction side.....	106
Fig. 4.7 1-blade mesh models for structural analyses.....	107
Fig. 4.8 Distributions of Von Mises stress on blade pressure side.	110
Fig. 4.9 Centrifugal component distributions of von Mises stress on plade pressure side.	111
Fig. 4.10 Hydraulic component distributions of von Mises stress on plade pressure side.	112
Fig. 4.11 Conceptual figure of dynamic blade stress.....	114
Fig. 4.12 S-N Diagram varying with the failure probabirity[53].	117
Fig. 4.13 S-N Diagram varying with the failure reliability and the number of defects[53].	117
Fig. 4.14 Distribution of the maximum defect size[53].	118